

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DA BARRA ESTABILIZADORA NO ÂNGULO DE
ROLAGEM DA SUSPENSÃO DIANTEIRA DE ÔNIBUS**

por

Carlos Eduardo Uhlmann

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, março de 2009.

ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DA BARRA ESTABILIZADORA NO ÂNGULO DE ROLAGEM DA SUSPENSÃO DIANTEIRA DE ÔNIBUS

por

Carlos Eduardo Uhlmann
Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Projeto e Fabricação

Orientador: Prof. Dr. José Antônio Esmerio Mazzaferro

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Carlos Alexandre dos Santos – PGETEMA/PUCRS

Prof. Dr. Ney Francisco Ferreira - PROMEC/UFRGS

Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas - PROMEC/UFRGS

Prof. Dr. Horácio Vielmo
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 30 de março de 2009.

A todos que me incentivaram.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, Professor Dr. José Antônio Esmerio Mazzaferro, pela confiança e apoio em todos os momentos, além da tolerância na realização deste trabalho.

Ao professor Dr. Ivan Guerra Machado, exemplo como professor e pessoa.

Aos meus grandes amigos de graduação Daniel Thomazi, Victor Neto, Otávio Silveira, Luciano Lopes, Daniel Gerhardt e Augusto Weschenfelder.

Aos colegas de trabalho Matheus Graebin, Diego Klein e Régis Peruzzo.

Ao engenheiro Juarez Keiserman pelo auxílio nas horas das dúvidas e pela confiança despendida para realização deste trabalho.

À empresa KLL Equipamentos para Transporte pelo auxílio e compreensão em todas as etapas do trabalho.

Aos meus amigos Joninhas, Tucano, Amarelo, Andi, Batata, Cabelo e Trovão, que apesar da distância, sei que sempre torceram por mim.

Aos meus pais Flory e Marlene pela minha educação e apoio durante toda a vida, e as minhas irmãs Carla e Cristiane pelo incentivo. À minha inesquecível vó Azela, responsável pela pessoa que sou hoje.

À minha sempre companheira Carine pelas cobranças e incentivo durante todo o tempo do mestrado.

À Universidade Federal do Rio Grande do Sul pelo ensino público, gratuito e de qualidade.

RESUMO

“ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DA BARRA ESTABILIZADORA NO ÂNGULO DE ROLAGEM DA SUSPENSÃO DIANTEIRA DE ÔNIBUS”

Este trabalho desenvolve um estudo sobre a influência da rigidez da barra estabilizadora no ângulo de rolagem de uma suspensão dianteira de ônibus. A suspensão usada para este estudo faz parte de um veículo especial *low entry*, que é caracterizado por possuir um chassi rebaixado, permitindo aos usuários um acesso rápido e prático, sem necessidade do uso de escadas para ingressar no veículo. Atualmente não existem dados específicos na literatura sobre a influência da rigidez da barra estabilizadora no ângulo de rolagem da suspensão e tampouco informações sobre veículos *low entry*, que podem ser considerados, de certa forma, uma novidade.

Deste modo, para alcançar o objetivo principal deste trabalho que é avaliar a influência da barra estabilizadora no ângulo de rolagem de veículos comerciais gerando uma relação entre a rigidez da barra e o ângulo de rolagem, é construído um modelo analítico e um numérico da suspensão, com e sem barra estabilizadora, verificando seu comportamento em ambos os casos. No modelo analítico foram usadas equações clássicas da literatura, sendo que estas não consideram todas as características da suspensão. Quanto ao modelo numérico, este é construído empregando o *software* ADAMS, no qual é possível detalhar com precisão todas as características da suspensão. Preliminarmente é obtido o valor do ângulo de rolagem da suspensão sem o uso da barra estabilizadora, sendo, então, realizado o mesmo cálculo contemplando o uso da barra e sua rigidez obtendo-se um novo valor para o ângulo de rolagem. Deste modo, é construído um gráfico do ângulo de rolagem da suspensão pela rigidez da barra estabilizadora, tanto para o modelo analítico quanto para o modelo numérico.

Como resultado para o uso da barra estabilizadora, é obtida uma redução no ângulo de rolagem de aproximadamente 50%, tanto para o modelo analítico quanto para o modelo numérico, caracterizando uma influência muito grande da barra estabilizadora. O ângulo de rolagem no modelo numérico foi muito inferior ao do modelo analítico, devido ao primeiro conseguir reproduzir os elementos enrijecedores da suspensão que não são levados em consideração no modelo analítico.

ABSTRACT

“ANALYSIS OF ANTI ROLL BAR INFLUENCE IN THE ROLL ANGLE OF BUS FRONT SUSPENSION”

This paper develops a study about the influence of the anti roll bar stiffness in the roll angle of a bus front suspension. The suspension used for this study is part of a special low entry vehicle, which is characterized by a lowered chassis, allowing users to get a quick and practical access, without requiring the use of stairs to enter the vehicle. Currently there are no specific data in the literature about the influence of the anti roll bar stiffness in the suspension roll angle and few information about low entry vehicles as well, which may be considered somehow one innovation.

Thus, to achieve the main objective of this work which is to evaluate the influence of the anti roll bar in the roll angle of the commercial vehicles generating a relationship between the anti roll bar stiffness and the roll angle, analytical and numerical models of the suspension were developed, with and without anti roll bar, checking their behavior in both cases. In the analytical model there were used classical equations of the literature, which do not consider all the suspension characteristics. The numerical model is constructed using the ADAMS software, which can accurately describe all the suspension characteristics. At first, it was obtained the value of suspension roll angle without using anti roll bar, then, performed the same calculation including the use of anti roll bar, resulting in a new roll angle value. After that, it was built a graphic of the suspension roll angle by anti roll bar stiffness for both analytical and numerical models.

As a result, with the use of the anti roll bar, it was obtained a reduction in the roll angle of nearly 50% for both the analytical model and for the numerical model, representing a big influence in the anti roll bar. The roll angle of the numerical model was lower than the analytical model, due to the capacity of the first to reproduce the suspension stiffing elements that are not considered in the analytical model.

ÍNDICE

	Página
1. INTRODUÇÃO	1
2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS	4
2.1. HISTÓRICO DAS SUSPENSÕES	4
2.2. FUNÇÃO DAS SUSPENSÕES	6
2.3. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DAS SUSPENSÕES	8
2.4. TIPOS DE SUSPENSÕES	12
2.5. DINÂMICA VEICULAR	14
2.5.1. Dinâmica Transversal	16
2.6. MODELO DE MULTICORPOS	26
3. DESCRIÇÃO DA SUSPENSÃO	30
4. MODELO ANALÍTICO	34
4.1. LEVANTAMENTO DOS DADOS	34
4.2. CÁLCULO DO ÂNGULO DE ROLAGEM	38
5. MODELO NUMÉRICO	40
5.1. CONSTRUÇÃO DO MODELO	40
5.2. RESULTADOS DO MODELO	48
6. CÁLCULO ANALÍTICO USANDO O <i>ROLL CENTER</i> DO MODELO NUMÉRICO	55
7. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	56
8. CONCLUSÕES	60
9. SUGESTÕES PARA CONTINUIDADE DO TRABALHO	62
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	63

LISTA DE SÍMBOLOS

b	Abertura da barra estabilizadora
C	Amortecimento do amortecedor
CG	Centro de gravidade
C_p	Amortecimento do pneu
F_y	Força lateral
F_{yi}	Reação da força lateral na roda interna
F_{yo}	Reação da força lateral na roda externa
F_z	Força vertical
F_{zi}	Reação da força vertical na roda interna
F_{zN}	Componente vertical de carga nas rodas devido ao peso da massa suspensa
F_{zo}	Reação da força vertical na roda externa
$F_{z\Delta}$	Componente de variação de carga nas rodas
h_{CG}	Altura do CG
h_r	Altura do roll center
K	Rigidez da mola
K_{barra}	Rigidez da barra estabilizadora
K_p	Rigidez do pneu
K_E	Rigidez de rolagem da barra estabilizadora
K_ϕ	Rigidez de rolagem da suspensão
m	Massa não suspensa
M	Massa suspensa
s	Abertura das molas
t	Abertura das rodas
Δ	Deflexão da mola
ϕ	Ângulo de rolagem

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. – Charrete de guerra da antiga Roma.....	4
Figura 2.2. – Modelo simplificado de suspensão (<i>quarter car</i>).....	8
Figura 2.3. – Feixe de molas trapezoidal	10
Figura 2.4. – Exemplo de feixe de molas parabólicas.....	11
Figura 2.5. – Exemplo de molas pneumáticas.....	11
Figura 2.6. – Exemplo de suspensão mecânica com feixe de molas.....	13
Figura 2.7. – Exemplo de suspensão pneumática com molas parabólicas.....	14
Figura 2.8. – Sistema de coordenadas segundo SAE J670.....	15
Figura 2.9. – Sistema de coordenadas segundo ISO 4130	15
Figura 2.10. – Modelo para obtenção da rigidez ao rolamento.....	17
Figura 2.11. – Exemplo do funcionamento da barra estabilizadora.....	18
Figura 2.12. – Rigidez adicional ao rolamento de um feixe de molas	18
Figura 2.13. – Rigidez adicional ao rolamento de uma bucha de tirante longitudinal.....	19
Figura 2.14. – Feixe simétrico sem rigidez adicional ao rolamento	19
Figura 2.15. – Feixe assimétrico com o eixo torcendo (sem rigidez adicional ao rolamento).....	20
Figura 2.16. – Feixe assimétrico com o eixo alinhado, propiciando rigidez adicional ao rolamento	20
Figura 2.17. – Uso de barra panhard (tirante transversal superior).....	21
Figura 2.18 . – <i>Roll center</i> estimado para suspensão	21
Figura 2.19 a. – Figura esquemática para obtenção da equação do ângulo de rolagem	23
Figura 2.19 b. – Deflexão da mola devido a aceleração lateral.	25
Figura 2.20 – Representação esquemática de um sistema de multicorpos.....	27
Figura 2.21 – Exemplo de vários subsistemas de um modelo de multicorpos.....	28
Figura 2.22 – Exemplo do modelo de bitrem criado no ADAMS	29
Figura 3.1 – Exemplo de ônibus <i>low entry</i> de Porto Alegre.	30
Figura 3.2 – Chassi de veículo <i>low entry</i>	31
Figura 3.3 – Modelo tridimensional de chassi <i>low entry</i> desenvolvido.	31
Figura 3.4 – Modelo tridimensional com os componentes da suspensão.	32
Figura 4.1 – Modelo tridimensional com dados de geometria para cálculo do ângulo de rolagem...	35
Figura 4.2 – Malha tetraédrica sólida do modelo de elementos finitos.....	36
Figura 4.3 – Carregamento do modelo de elementos finitos.....	36

Figura 4.4 – Resultado de deslocamento do modelo de elementos finitos.	37
Figura 4.5 – Distância das extremidades da barra estabilizadora.	38
Figura 4.6 – Influência da rigidez da barra estabilizadora no ângulo de rolagem da suspensão conforme cálculo analítico.	39
Figura 5.1 – Fluxograma de criação do modelo numérico.....	41
Figura 5.2 – Exemplo de retirada de dados de massa e inércia do CAD.	42
Figura 5.3 – Exemplo de junta de revolução entre a viga do eixo e a ponteira.	43
Figura 5.4 – Modelo do amortecedor criado no ADAMS para a suspensão.....	44
Figura 5.5 – Modelo da mola pneumática criada no ADAMS para a suspensão.....	45
Figura 5.6 – Modelo da barra estabilizadora.....	46
Figura 5.7 – Montagem do teste da suspensão (<i>testrig</i>).....	47
Figura 5.8 – Variação de carga nas rodas devido à rolagem.....	48
Figura 5.9 – Variação da posição vertical do <i>roll center</i> durante teste de deslocamento oposto das rodas.	49
Figura 5.10 – Vetores de variação de carga nas rodas devido à rolagem sem barra estabilizadora...	50
Figura 5.11 – Gráfico da variação de carga nas rodas devido à rolagem sem barra estabilizadora...	51
Figura 5.12 – Vetores de variação de carga nas rodas devido à rolagem com barra estabilizadora. .	52
Figura 5.13 – Gráfico da variação de carga nas rodas devido à rolagem com barra estabilizadora. .	53
Figura 5.14 – Influência da rigidez da barra estabilizadora no ângulo de rolagem da suspensão conforme modelo numérico do ADAMS.....	54
Figura 6.1 – Influência da rigidez da barra estabilizadora no ângulo de rolagem da suspensão conforme cálculo analítico, usando h_r do ADAMS.....	55
Figura 7.1 – Comparação dos modelos de cálculo da influência de rigidez da barra estabilizadora no ângulo de rolagem da suspensão.	56
Figura 7.2 – Redução percentual do ângulo de rolagem da suspensão devido ao uso da barra estabilizadora.....	57
Figura 7.3 – Influência do aumento de rigidez da barra estabilizadora no ângulo de rolagem da suspensão.....	57

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1. – Quadro explicativo das solicitações e respostas na dinâmica veicular.	16
--	----

1. INTRODUÇÃO

Atualmente em nosso país o transporte de cargas é realizado predominantemente por meio rodoviário. Esta cultura contribuiu para a formação de inúmeras indústrias de implementos rodoviários que tem a responsabilidade de “movimentar” o país. Porém, durante muitos anos estas indústrias não se preocupavam em possuir uma metodologia para o desenvolvimento dos seus produtos que levasse em consideração a redução de peso e a otimização de alguns componentes. Todo desenvolvimento era realizado com a experiência acumulada durante os anos ou com tecnologias importadas de outros países. Já nos últimos anos, está ocorrendo uma mudança nesta cultura, com investimentos por parte das empresas para aperfeiçoar seus produtos e desenvolver novas tecnologias.

O desenvolvimento de veículos é um assunto amplo, complexo e também muito interessante. Levando em consideração a finalidade da construção dos veículos, caracterizada pela sua função principal que é mover-se, percebe-se a necessidade da compreensão do seu comportamento dinâmico. Esta compreensão é essencial para todos os que trabalham com o projeto, desenvolvimento e a operação dos veículos automotores.

Na busca de novas tecnologias para fornecer aos veículos melhores características de dirigibilidade e desempenho, depara-se com muitas informações e métodos diferentes para análise e resolução dos problemas. O atual estágio de desenvolvimento do setor automobilístico caracteriza-se por projetos que incorporem, cada vez mais, ferramentas diferentes para o desenvolvimento do produto.

Dentro da área de desenvolvimento de veículos automotores, muito se discute quanto à escolha do sistema de suspensão a ser utilizado em diferentes condições de aplicação. Mesmo dentro da literatura dedicada a este tema, a escolha do sistema de suspensão automotiva é controversa e recheada de parcialidade, observando-se ainda, muitas vezes, a falta de comparações claras, listando vantagens e desvantagens, dos diferentes tipos de sistemas.

A dificuldade que se encontra na escolha do sistema de suspensão adequado para um veículo, pode ser explicada tanto pelo não conhecimento da real aplicação do veículo como, principalmente, pela falta de conhecimento da real contribuição de certos componentes dentro de um sistema de suspensão específico.

Deste modo, se fosse possível avaliar com precisão os componentes de um sistema de suspensão e descobrir qual a sua verdadeira parcela de contribuição no objetivo final do sistema, teríamos melhores condições de escolhermos com exatidão a suspensão adequada para cada veículo.

Atualmente, com as ferramentas computacionais (*softwares*) em um estágio já bem avançado, possuindo uma confiabilidade muito grande e com um poder computacional muito robusto (*hardware*), é possível verificar de forma rápida e confiável os diferentes sistemas de suspensões. Contudo, é de grande valia uma avaliação preliminar no estudo de um sistema, com equações mais simplificadas para termos ao menos uma idéia, ou seja, desenvolvermos sensibilidade para podermos avaliar com bom senso os resultados de análises mais complexas.

Um exemplo de componente que está presente em vários sistemas de suspensões é a barra estabilizadora. Esta, como o próprio nome já diz, tem a função de estabilizar o veículo em curvas ou em qualquer tipo de manobra que gere um esforço lateral. A inclinação, e até mesmo o tombamento, de veículos em curvas se dá geralmente por grandes esforços laterais, que podem ser mais perigosos se a rigidez de rolagem for baixa.

Atualmente existem sistemas eletrônicos antitombamento que fornecem mais segurança aos veículos, porém com um preço ainda bastante elevado. Estes sistemas possuem uma capacidade de controle muito grande com respostas rápidas. A barra estabilizadora, por sua vez, fornece à suspensão maior rigidez de rolagem, sem um controle tão bom quanto os sistemas eletrônicos, mas com custos bem menos elevados.

Um dos problemas enfrentados é saber qual a verdadeira influência no ângulo de rolagem gerada pela barra estabilizadora. Com as equações analíticas, pode-se verificar que os ângulos de rolagem dos veículos diminuem usando-se a barra, porém estes valores são aproximados. Desta forma fica difícil avaliar com precisão se uma barra estabilizadora realmente se faz necessária, e quais são os valores de suas constantes de rigidez para um uso otimizado. Muitas vezes, despende-se tempo com o projeto da barra, sendo que os seus resultados só serão avaliados com testes em protótipos.

Métodos numéricos já estão bastante difundidos dentro da indústria automobilística, os quais permitem avaliar, com um grau de precisão bastante bom, novos produtos, auxiliando no desenvolvimento dos mesmos. Existe uma grande quantidade de softwares que dinamizam o dia a dia do desenvolvimento de novos produtos, tanto na parte de CAD, quando na parte de CAE e CAM. Por outro lado, ainda não existem métodos padronizados de desenvolvimento usando estes

softwares, fazendo com que cada empresa ou projetista trabalhe de uma forma diferente para desenvolver um mesmo produto.

Os assuntos abordados nos parágrafos acima, juntamente com o fato do desenvolvimento de sistemas de suspensões ser muito importante no projeto de novos veículos, são os principais motivadores da realização deste trabalho. Outro fato importante que motivou este desafio foi a ausência de trabalhos específicos publicados sobre a influência da barra estabilizadora na rolagem de veículos.

Deste modo, o principal objetivo deste trabalho é avaliar a influência da barra estabilizadora no ângulo de rolagem de veículos comerciais gerando uma relação entre a rigidez da barra com o ângulo de rolagem.

2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1. HISTÓRICO DAS SUSPENSÕES

É de conhecimento geral a incansável busca do homem pelo desenvolvimento e aperfeiçoamento dos seus meios de transporte. Desde a antiguidade o homem vem desenvolvendo meios de se locomover mais facilmente e com rapidez, assim como meios de transportar cargas, seja para facilitar sua vida ou para possuir superioridade em guerras.

Como exemplo do desenvolvimento de veículos, temos as charretes de guerra da antiga Roma, que podemos visualizar na figura 2.1. De acordo com Kenneth (2008), estes veículos eram muito rápidos, mas também extremamente instáveis e desconfortáveis, sendo que para dirigi-los, precisava-se, além de habilidade, também muita coragem. Estas charretes não conseguiam manter-se em linha reta, e frequentemente causavam graves acidentes aos seus condutores. Outro ponto fraco era o grande desconforto gerado, devido à quase que total transmissão dos desníveis do solo aos condutores. Estes problemas podem ser explicados pela falta de estradas da época e pela inexistência de suspensão nestes veículos.



Figura 2.1. – Charrete de guerra da antiga Roma [Okabe, 2003].

As suspensões veiculares têm seu marco histórico nos meados do século VIII, onde correntes suspendiam um cesto de vime à carroceria rígida de uma carruagem. Este sistema balançava muito além de produzir grande ruído, o que causava grande desconforto ao passageiro, provocando até enjôos. Este princípio, mesmo sendo muito rudimentar, foi a base de todos os sistemas de suspensão por vários séculos [Kenneth, 2008].

Depois de muito tempo, já no século XV, substituíram-se as correntes por quatro tiras de couro, que em seguida foram colocadas abaixo da carroceria das carruagens. Com o surgimento da mola de metal no século XVII, conseguiu-se reduzir os balanços devido ao amortecimento causado pelo atrito das lâminas. O problema deste sistema era o elevado peso da suspensão [Kenneth, 2008].

A partir do século XVIII, com o desenvolvimento e aperfeiçoamento dos processos de fabricação como o forjamento e a têmpera dos aços pôde-se fabricar veículos resistentes e mais leves. Deste tempo até os dias atuais, houve um grande e rápido avanço no desenvolvimento de suspensões, sendo que os principais fatos serão listados de forma cronológica a seguir de acordo com Kenneth (2008):

- 1804 – Criação da carroça de oito molas, sendo estas colocadas aos pares em cada uma das rodas com suas lâminas opostas. Este sistema inventado por Obadiah Elliot tornou os veículos mais leves e seguros.

- 1873 – As molas duplas das rodas tiveram configurações diferentes, sendo elípticas nas rodas dianteiras e planas nas rodas traseiras.

- 1897 – Criado o Daimler duplo cilindro, com o uso de molas helicoidais.

- 1898 – Surgiu o primeiro veículo com suspensão independente, era o Decauville que na época bateu o recorde de velocidade com 65 km/h.

- 1902 e 1903 – Utilização de amortecedores hidráulicos juntamente com as molas de lâminas.

- 1905 – Iniciou-se o uso de posicionadores e tensionadores nos eixos traseiros por Delage.

- 1908 – Adoção dos amortecedores de fricção que conseguiam dissipar mais energia.

- 1920 – Uso de grandes ângulos de cáster e de câmber pela Bugatti em veículos com suspensão dianteira de eixo rígido.

- 1931 – Popularização das suspensões independentes com o Peugeot 201c.

- 1933 – Utilização de barras de torção pela *Auto Union* e de um sistema fechado de molas helicoidais múltiplas pela Alfa Romeo.

- 1936 – Surgimento de versões sofisticadas de amortecedores hidráulicos, os quais são utilizados até hoje.

- 1940 – Invenção pelo projetista da Ford Earle Macpherson da suspensão independente *Macpherson* que é muito usada até hoje.

- 1955 – Lançado pela Citroën o modelo DS, que consistia em uma suspensão hidropneumática que ajustava a altura do veículo automaticamente. Esta suspensão possuía uma manutenção muito complexa e não era confiável, mesmo assim era revolucionária [Wilson, 2000].

- 1972 – Criado um sistema de suspensão ativa altamente sensível, com resposta muito rápida para nivelar o veículo. Esta tecnologia desenvolvida pela *Automotive Products* usava uma bomba de pressão e um sistema hidráulico para acionar os atuadores nas rodas.

- 1987 – Desenvolvido pela Lotus um sistema parecido com o anterior, porém comandado por acelerômetros e um microcomputador denominado de "*Active Ride*".

- 1996 – A Ford lança o sistema CVRSS (*continuous variable road-sensing suspension*). Este possui vários sensores que acionam os amortecedores hidráulicos das rodas para ajustar a altura do veículo em milésimos de segundos.

- 1999 – A Land Rover lança um sistema para SUV (*sport utility vehicle*), que aplica um torque ao chassi por meio de pistões com alavancas podendo-se eliminar as barras estabilizadoras.

Analisando este breve histórico do desenvolvimento de suspensões pode-se observar que os maiores avanços se deram nas últimas décadas, devido muito as novas tecnologias da eletrônica com seus poderosos sistemas de controle. Estes novos sistemas estão em alguns casos até substituindo alguns elementos das suspensões, porém seus custos ainda são muito elevados.

2.2. FUNÇÃO DAS SUSPENSÕES

Toda suspensão veicular tem como principal objetivo isolar a estrutura suspensa e seus passageiros de perturbações geradas por irregularidades da pista e atenuar a transmissão dos esforços decorrentes de manobras, proporcionando conforto e segurança aos ocupantes do veículo. De um modo geral, a suspensão deve propiciar estabilidade e controle nas manobras conciliando a sensibilidade do ser humano às vibrações [Akiyama, 2005; Neto e Prado, 2006].

Vários estudos mais aprofundados sobre a reação do ser humano submetido a vibrações foram realizados por Donald Bastow [Bastow, 1993]. Estes estudos mostram como as pessoas

reagem a diferentes níveis de frequência de oscilações verticais. Em resumo, frequências verticais na faixa entre 1,5 e 2,3 Hz podem ser consideradas confortáveis, também sendo aceitáveis frequências laterais e longitudinais não maiores do que 1,5 Hz.

Pode-se observar que os limites de conforto podem ser considerados altos para frequências verticais próximas de 1 Hz, mas caem bastante para faixas entre 4 e 10 Hz. Isto pode ser explicado por ser na ordem de 1 Hz a frequência do andar das pessoas adultas, o que faz com que oscilações nesta frequência sejam bem aceitas. Por outro lado é na faixa de 4 a 10 Hz que se situam as frequências naturais dos principais órgãos do corpo humano, causando por isso grande mal-estar quando submetidos a oscilações nestas frequências [Madureira, 1998].

De um ponto de vista funcional, a suspensão deve cumprir algumas funções básicas:

- Suportar a carga do veículo permitindo um movimento relativo entre a carroceria e o eixo.
- Melhorar a capacidade dos pneus de manterem-se em contato com o solo.
- Vincular movimento das rodas ao do veículo e, deste em relação ao solo, de modo a ter posições e trajetórias dinamicamente convenientes.
- Resistir e minimizar a transmissão ao veículo dos esforços (forças e momentos) gerados pelas manobras, pela tração e pela frenagem.
- Manter a altitude constante do veículo em relação ao solo.
- Possuir frequências naturais próximas nas condições vazio e carregado, sendo uma peculiaridade dos veículos comerciais operarem sob variações extremas de cargas.
- Compatibilidade com outros sistemas que façam interface, tais como freios e direção.
- Baixo peso, para propiciar maior capacidade de transporte de carga útil.

Deve-se também considerar, não apenas no projeto de suspensões, mas em qualquer desenvolvimento, a importância de possuir um baixo custo inicial, de manutenção e de operação do sistema.

Pode-se observar, que a maioria dos requisitos básicos de uma suspensão são função das características elásticas e dissipativas na direção vertical, sendo que o desempenho simultâneo e otimizado destas funções requer cuidados especiais no projeto da suspensão, por serem muitas vezes conflitantes os parâmetros ótimos para atender a cada função [Madureira, 1998].

2.3. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DAS SUSPENSÕES

Todo o desenvolvimento deste trabalho é baseado em uma suspensão pneumática de ônibus, ou seja, um veículo comercial, deste modo o mesmo terá um foco maior sobre sistemas de suspensões pneumáticas de veículos comerciais.

De uma maneira mais simplificada, pode-se representar a suspensão de um veículo considerando apenas um quarto do mesmo, sendo este modelo mais conhecido pelo nome de “*quarter car*”. Neste modelo, representado pela figura 2.2, a massa suspensa M representa a carroceria do veículo com sua carga, e a massa não suspensa m representa o eixo com todos seus componentes, inclusive rodas e pneus. Estas duas massas estão ligadas por uma mola de rigidez K e um amortecedor com amortecimento C . Da mesma forma, é feita a ligação da massa não suspensa ao solo, onde K_p representa a rigidez do pneu e C_p representa seu amortecimento. Quando a massa suspensa é perturbada, ela oscila verticalmente com sua frequência natural, resultado de uma rigidez equivalente da combinação das rigidezes da suspensão principal e do pneu [Madureira, 1998; Akiyama, 2005].

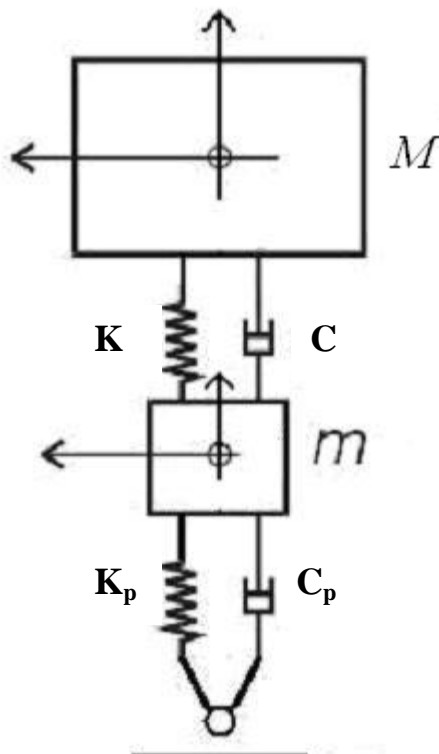


Figura 2.2. – Modelo simplificado de suspensão (*quarter car*).

Assim sendo, o principal elemento de uma suspensão é o elemento elástico, ou seja, a mola. Esta por sua vez, tem a função de absorver e minimizar as oscilações que seriam transmitidas ao veículo. Desta forma, se a massa não suspensa passar por um obstáculo sofrendo um impulso, a mola deve defletir, absorvendo este impacto e transmitindo para a carroceria apenas a força correspondente à sua deflexão, minimizando as acelerações. Quando por sua vez a massa não suspensa cair em uma depressão, a mola que está pré-comprimida irá empurrá-la até encontrar rapidamente o fundo da depressão sem que a carroceria tenha tempo de iniciar a descida. Isto acontece devido à massa não suspensa ser muito menor do que a massa suspensa, a qual possui uma inércia relativamente maior.

As molas por sua vez, devem ser combinadas com elementos amortecedores que tem como função limitar cursos e atenuar rapidamente as oscilações da massa suspensa, evitando até mesmo que os pneus percam o contato com o solo. Estes elementos amortecedores se fazem necessários para eliminar rapidamente as vibrações na frequência natural que podem levar à ressonância, reagindo com uma força contrária ao movimento da suspensão e proporcional a velocidade da massa suspensa em relação à massa não suspensa. Para baixas velocidades e pequenas amplitudes podemos considerar desprezível o efeito do amortecedor. Normalmente usam-se amortecedores hidráulicos para desempenhar esta função, sendo que o pneu também apresenta um pequeno amortecimento. Os atritos internos do sistema também têm sua parcela de contribuição no amortecimento, porém com valores constantes [Akiyama, 2005].

Em veículos comerciais, a variação de carga é muito grande, sendo que estas condições extremas de carregamento geram um grande conflito entre os objetivos estabelecidos para o projeto da suspensão. Como exemplo, podemos citar as suspensões traseiras de um cavalo mecânico, que possui um acréscimo de carga em torno de quatro vezes o seu peso quando está acoplado a uma carreta, sendo que a proporção na mola pode chegar a 6.5:1. Em caminhões a proporção na mola pode chegar a 3:1 e em suspensões dianteiras esta diferença é menor, chegando a 2:1. Desta maneira, o elemento elástico deve possuir a característica de trabalhar em tais condições, ou seja, possuir rigidezes variáveis. A grande maioria dos veículos comerciais utiliza o feixe de molas como elemento elástico, utilizando-se de alguns artifícios para possuir rigidezes variáveis. Por outro lado, a suspensão a ar controlada através da pressão na bolsa, é por natureza não linear e progressiva [Neto e Prado, 2006].

Dentre os feixes de mola existem dois tipos em especial mais utilizados, as chamadas molas trapezoidais e as molas parabólicas, sendo que suas características dissipativas são os aspectos mais importantes no seu funcionamento. A seguir veremos as principais vantagens e desvantagens de cada uma.

O feixe de molas trapezoidal possui este nome devido ao fato de sua geometria ser semelhante a uma viga trapezoidal bi-apoiada conforme podemos ver na figura 2.3.

Como principais características desta configuração de feixe de molas temos o alto atrito interno, a melhor eficiência no armazenamento de energia por unidade de volume e o baixo custo de manutenção em campo [Neto e Prado, 2006].

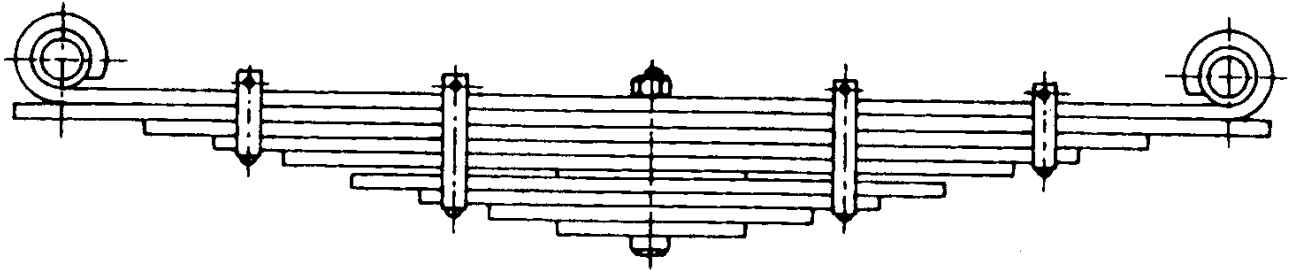


Figura 2.3. – Feixe de molas trapezoidal [Catálogo Rassini-NHK, 2008].

Por sua vez, damos o nome de mola parabólica à segunda configuração de feixe de molas devido à sua seção transversal com espessura variável, quase sempre seguindo uma parábola. A variação da espessura também pode ser linear e o feixe de molas pode possuir apenas uma lâmina. Na figura 2.4 podemos ver exemplos de feixe de molas parabólicas [Neto e Prado, 2006].



Figura 2.4. – Exemplo de feixe de molas parabólicas [Catálogo Rassini-NHK, 2008].

Segundo Neto e Prado (2006), as molas parabólicas possuem um custo e dificuldade de manutenção maior, porém, são mais robustas e confiáveis. Seu atrito interno é pequeno e sua variação de rigidez não é grande, propiciando maior conforto.

Com um princípio diferente, a suspensão a ar que utiliza pressão dentro de uma bolsa de borracha como elemento elástico, possui rigidez progressiva que aumenta com a carga. Exemplos de molas pneumáticas podem ser vistos na figura 2.5.



Figura 2.5. – Exemplo de molas pneumáticas [Catálogo Fireston, 2009].

Uma das principais vantagens da suspensão a ar na aplicação em veículos comerciais é o fato de que este sistema mantém a frequência natural praticamente constante em uma ampla faixa de carga, propiciando maior conforto e qualidade de rodagem do que as suspensões com feixes de molas.

Por outro lado, as suspensões a ar possuem um amortecimento muito baixo, sendo que devem ser sempre montadas com amortecedores, mesmo que seus componentes possuam dissipação considerável. Outra desvantagem é o maior custo inicial e de manutenção.

2.4. TIPOS DE SUSPENSÕES

O avanço tecnológico nas últimas décadas produziu sistemas de suspensões ditas auto-ajustáveis, capazes de modificar seus parâmetros funcionais, mais especificamente a capacidade de suportar o veículo e manter o contato do pneu com o solo, de acordo com as condições de rodagem.

De acordo com Madureira (1998), analisando todas as configurações atuais de suspensões podemos classificá-las nas seguintes categorias:

- Suspensões passivas – são as convencionais cujos parâmetros de rigidez e amortecimento são constante no tempo, embora possam ser variáveis com o seu movimento. Estas suspensões não recebem energia para o seu funcionamento.

- Suspensões de altura constante – são um primeiro estágio de automação, nas quais um sensor de altura produz uma auto correção na carga do elemento elástico, voltando o veículo para a altura inicial. Estas suspensões são predominantemente pneumáticas sendo encontradas em ônibus e em alguns automóveis e caminhões. Este sistema possui a vantagem de manter constante a altura do veículo, além de também manter as frequências da suspensão apesar das variações da carga.

- Suspensões semi-ativas – são aquelas em que os parâmetros de rigidez e de amortecimento podem ser alterados por comando externo, com o suprimento de energia. Estes parâmetros podem ser alterados rapidamente em níveis discretos em resposta a condições de rodagem, porém a volta para as condições iniciais pode não ser tão rápida assim.

- Suspensões ativas – as suspensões ditas ativas tem além da mola e do amortecedor um atuador controlado eletronicamente, que em geral é hidro-pneumático. Estes são capazes de produzir as forças de suspensão necessárias em cada situação instantânea, em ampla faixa de frequências. O algoritmo de controle lê os sinais das acelerações da massa suspensa e não-suspensa, o

deslocamento da suspensão e a carga dinâmica do pneu, e usa como resposta o critério da minimização das acelerações verticais [Madureira, 1998; Madureira, 1995].

Segundo Sharp e Crolla (1987), os sistemas ativos podem ser definidos como atuadores que produzem força segundo uma lei de controle que pode conter informações de qualquer parte do sistema. A sua determinação é feita de maneira tal a minimizar uma função de otimização (custo) que representa o comportamento desejado do sistema.

Contudo, a grande maioria dos veículos comerciais utiliza feixe de molas como o elemento elástico, caracterizando um sistema passivo. Exemplo deste tipo de suspensão pode ser observado na figura 2.6. As suspensões a ar são provavelmente a segunda mais utilizada, caracterizando um sistema de altura constante, o qual pode ser visto na figura 2.7.

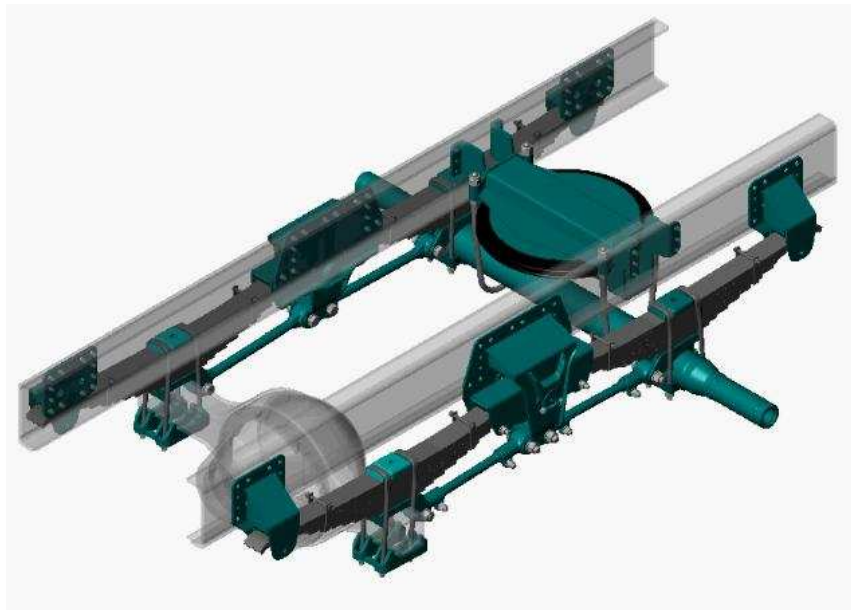


Figura 2.6. – Exemplo de suspensão mecânica com feixe de molas [Catálogo KLL, 2008] .

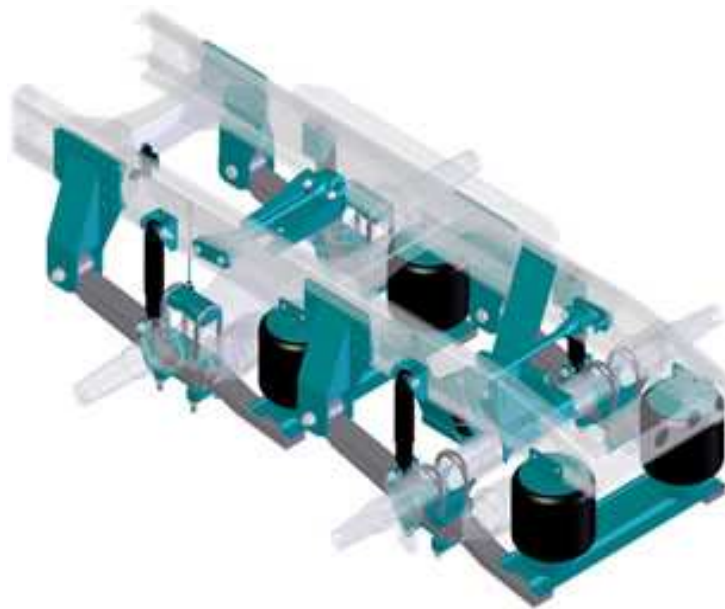


Figura 2.7. – Exemplo de suspensão pneumática com molas parabólicas [Catálogo KLL, 2008].

2.5. DINÂMICA VEICULAR

Para se ter um melhor entendimento do assunto e dos termos que serão abordados durante este trabalho, é de fundamental importância o conhecimento sobre dinâmica veicular. É grande a quantidade de autores e de bibliografia nesta área, até porque o assunto é muito amplo. Nos parágrafos seguintes o assunto será apresentado resumidamente, porém servirá para ajudar na compreensão do trabalho.

Para fins de padronização quando se trabalha com dinâmica veicular, deve-se escolher um sistema de coordenadas e usá-lo como referência durante todo trabalho. Dentre as várias normas existentes, as mais usadas são a americana SAE J670, e as européias ISO 4130 e DIN 70000 que usam o sistema de coordenadas fixo ao centro de gravidade do veículo. Uma das diferenças destas normas é a orientação dos eixos coordenados [Carvalho, 2004]. Pode-se visualizar o sistema de coordenadas americano na figura 2.8 e o sistema europeu na figura 2.9. Neste trabalho será usado o sistema americano como padrão.

De uma forma mais ampla, conforme Bosch (1986), pode-se dividir a dinâmica veicular de acordo com seus eixos de referência. No eixo longitudinal tem-se a dinâmica relacionada ao desempenho, que contempla a capacidade de acelerar e desacelerar. No eixo transversal tem-se a

parte da dirigibilidade, ou seja, as respostas do veículo aos comandos externos. Já no eixo vertical temos a parte da dinâmica relacionada às respostas às irregularidades do solo.

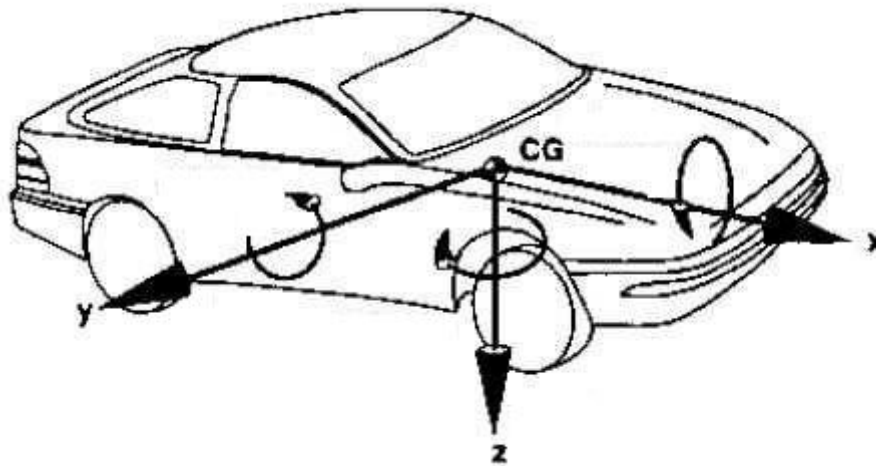


Figura 2.8. – Sistema de coordenadas segundo SAE J670 [Gillespie, 1992].

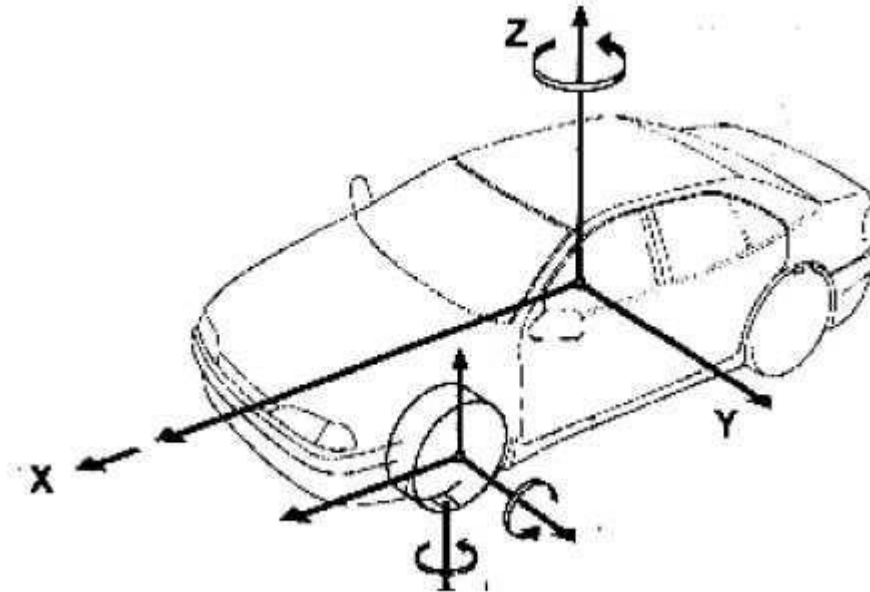


Figura 2.9. – Sistema de coordenadas segundo ISO 4130 [Gillespie, 1992].

Segundo Gillespie (1992), a dinâmica veicular nada mais é do que o movimento dos veículos de acordo com as forças atuantes sobre eles e as respostas a estas forças. O estudo da dinâmica pode

ser realizado em dois níveis: o empírico que é baseado em ensaios experimentais, e o analítico que é baseado na modelagem matemática.

De acordo com Wong (2001), tendo como referência as figuras 2.8 e 2.9, podemos modelar um veículo como um corpo rígido com seis graus de liberdade, sendo três de translação e três de rotação, conforme quadro explicativo da tabela 2.1.

Tabela 2.1. – Quadro explicativo das solicitações e respostas na dinâmica veicular [Wong, 2001].

Eixo	Dinâmica	Solicitação Externa	Reação do Veículo
X	Longitudinal	Aceleração e desaceleração	Translação e oscilação (<i>surging</i> em inglês) ao longo do eixo x
		Realização de uma curva	Efeito de rolagem (<i>roll</i> em inglês) que é rotação ao redor do eixo x (plano yz)
Y	Transversal	Realização de uma curva	Translação e oscilação (<i>lurching</i> em inglês) ao longo do eixo y quando o veículo sai de frente ou de traseira (derrapagem)
		Aceleração e desaceleração	Efeito de arfagem (<i>pitch</i> em inglês) que é a rotação ao redor do eixo y (plano xz)
Z	Vertical	Oscilações do terreno	Efeito de cavalgada ou salto (<i>bounce</i> em inglês) que é a oscilação ao longo do eixo z quando o veículo passa por uma oscilação do terreno
		Realização de uma curva	Efeito de guinada (<i>yaw</i> em inglês) que é a rotação ao redor z (plano xy) quando o veículo sai de frente ou de traseira (derrapagem)

2.5.1. Dinâmica Transversal

A dinâmica transversal ou lateral terá uma abordagem especial neste capítulo, devido ao fato de todo o trabalho se basear em seus princípios. Quando se deseja controlar a trajetória de um veículo, geramos esforços no mesmo, sendo estes esforços o principal foco abordado na dinâmica transversal.

De acordo com Genta (1997), os veículos podem ser divididos em duas categorias quando se fala em controle de trajetória. Na primeira categoria, os veículos são guiados cinematicamente por restrições cinemáticas e na segunda, os veículos são pilotados através de um sistema de direção.

Segundo Gillespie (1992) e Bosch (1986), o mecanismo de direção converte o movimento de rotação do volante aplicado pelo condutor em movimento de esterçamento das rodas, o que faz com que o veículo siga uma trajetória.

De um modo geral, toda vez que se muda a trajetória de um veículo, surgem esforços devido à sua inércia, os quais devem ser absorvidos ou atenuados pela suspensão, propiciando segurança e conforto ao condutor. A inclinação lateral do veículo em curvas pode ser determinada em função da força centrífuga (inércia da rotação). Considerando-se o veículo um corpo rígido, a força centrífuga, estará aplicada no seu centro de gravidade e criará um momento que será equilibrado pelas variações de cargas nas suspensões, e pelo momento causado pela barra estabilizadora, no caso desta existir. O veículo tenderá a girar em torno de um eixo de inclinação lateral, definido pela união dos dois centros da suspensão dianteira e traseira [Madureira, 1998].

Desta forma, a estabilidade lateral ou rigidez ao rolamento de um veículo dependerá de alguns fatores da suspensão, tais como a rigidez das molas, o distanciamento entre elas e de algum outro mecanismo de enrijecimento como por exemplo a barra estabilizadora. Outro fator que pode afetar a estabilidade lateral é a altura do centro de gravidade do veículo. Na figura 2.10 podemos ver esquematicamente um modelo que pode ser usado para obtenção da rigidez ao rolamento (equação 2.1) de uma suspensão considerando apenas as molas conforme Gillespie (1992).

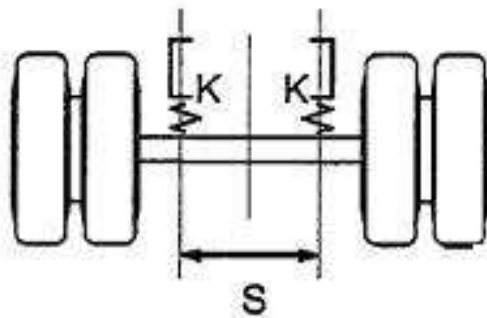


Figura 2.10. – Modelo para obtenção da rigidez ao rolamento [Neto e Prado, 2006].

$$K_{\phi} = \frac{K \cdot s^2}{2} \quad (2.1)$$

Já em veículos que trabalham em condições severas, geralmente usa-se a barra estabilizadora para proporcionar maior resistência ao rolamento. As barras são confeccionadas de materiais

metálicos que trabalham sob torção, sendo usadas em suspensões dianteiras e traseiras, fazendo uma ligação com o chassi, conforme pode ser visto na figura 2.11. A barra age apenas quando o veículo possuir alguma aceleração lateral, não atuando em outros momentos com acelerações longitudinais e verticais.

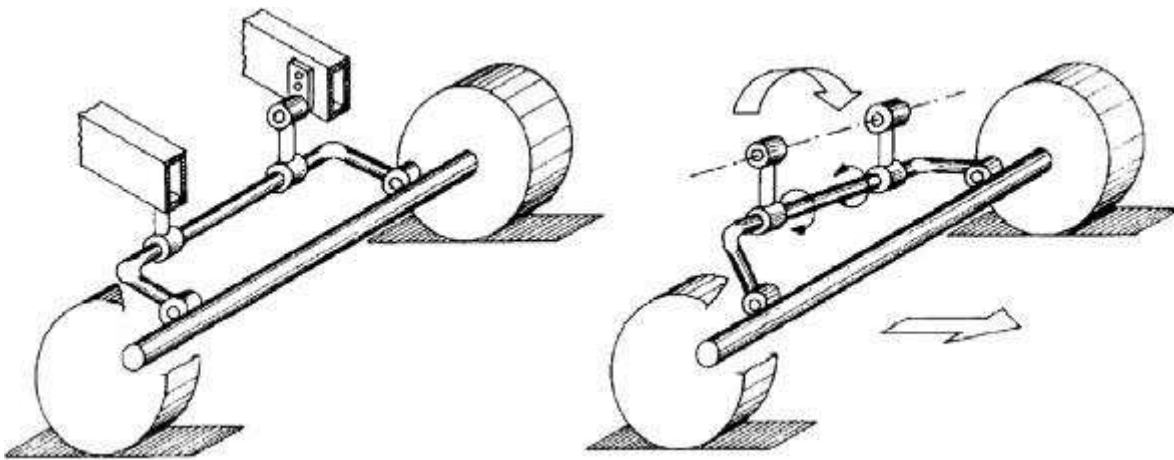


Figura 2.11. – Exemplo do funcionamento da barra estabilizadora [Neto e Prado, 2006].

Na realidade, todas as suspensões apresentam maior rigidez ao rolamento do que se calcula analiticamente com a equação 2.1, isto devido ao fato de existirem elementos enrijecedores que não são levados em consideração, tais como a rigidez do feixe de molas como mostrado na figura 2.12 e a rigidez de buchas dos tirantes longitudinais como mostrado na figura 2.13 [Neto e Prado, 2006].

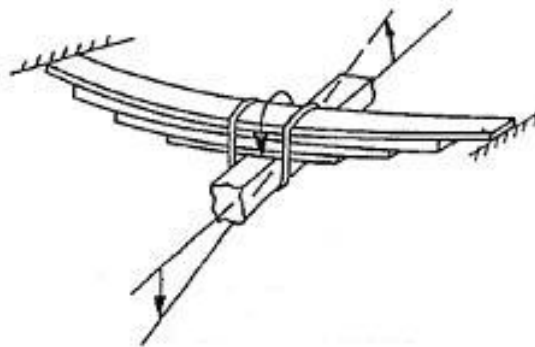


Figura 2.12. – Rigidez adicional ao rolamento de um feixe de molas [Neto e Prado, 2006].

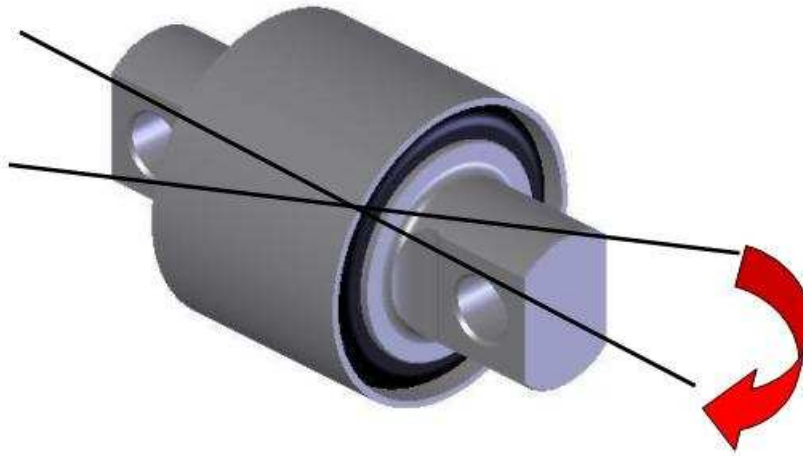


Figura 2.13. – Rigidez adicional ao rolamento de uma bucha de tirante longitudinal.

Existem também métodos de aumentar a rigidez lateral que podem ser usados apenas trabalhando-se na geometria da suspensão. Um exemplo disto é o uso de feixe de molas assimétrico. Neste caso, quando colocamos um feixe simétrico em um eixo, conforme figura 2.14, não teremos acréscimo de rigidez lateral. No caso de um feixe assimétrico, teremos uma rigidez lateral adicional. Isto acontece pelo fato do eixo não torcer forçando as lâminas a ficarem alinhadas, conforme figuras 2.15 e 2.16 [Neto e Prado, 2006].

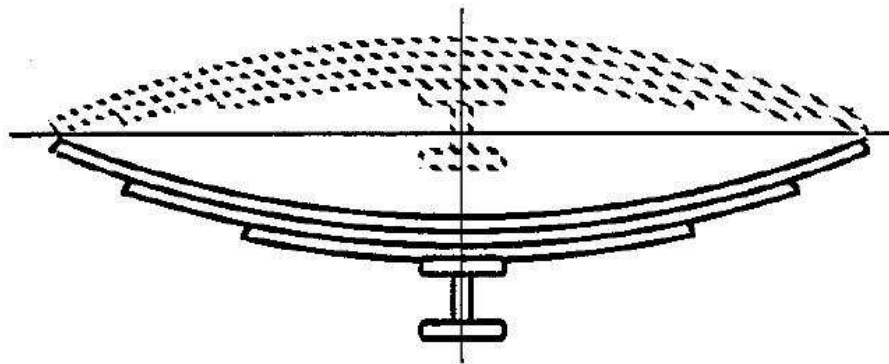


Figura 2.14. – Feixe simétrico sem rigidez adicional ao rolamento [Neto e Prado, 2006].

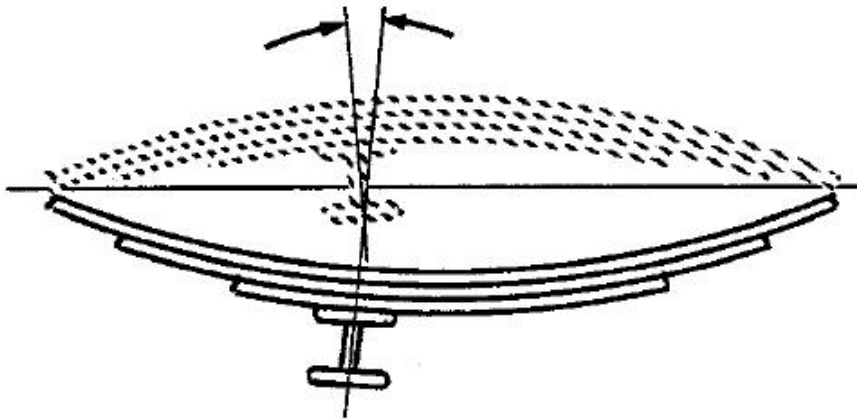


Figura 2.15. – Feixe assimétrico com o eixo torcendo (sem rigidez adicional ao rolamento) [Neto e Prado, 2006].

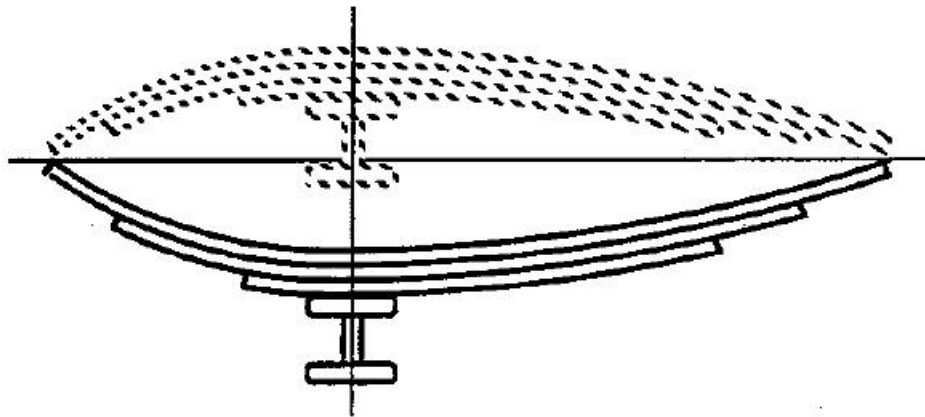


Figura 2.16. – Feixe assimétrico com o eixo alinhado, propiciando rigidez adicional ao rolamento [Neto e Prado, 2006].

De acordo com a literatura *in* Neto e Prado (2006), as suspensões com feixes de molas podem apresentar um acréscimo de 20% a 40% na rigidez ao rolamento. Outro mecanismo que é usado para aumentar esta rigidez é o uso de tirantes transversais ou barras *panhard* conforme podemos ver na figura 2.17.

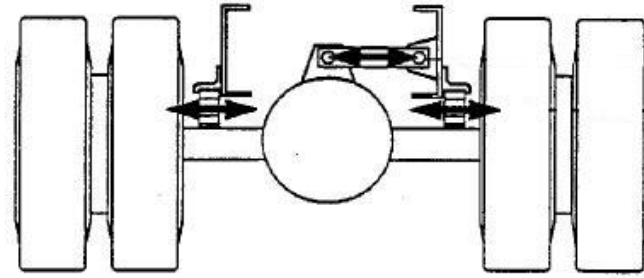


Figura 2.17. – Uso de barra panhard (tirante transversal superior) [Neto e Prado, 2006].

Por outro lado, as suspensões pneumáticas possuem baixa rigidez ao rolamento. Esta rigidez pode ser aumentada se prendermos o eixo com as molas parabólicas mais rigidamente, tendo-se em alguns casos o uso de travessas, principalmente em eixos motrizes. O uso de barra panhard nestes casos também aumenta a rigidez ao rolamento.

O movimento de rolamento de um veículo assim como as distribuições dos esforços em seus componentes, são determinadas pela geometria da suspensão e pela distribuição do momento de rolamento.

Do ponto de vista da geometria da suspensão, deve-se considerar principalmente o *roll center*, o qual é definido como o centro instantâneo de rolamento entre a massa suspensa e não suspensa. Podemos também defini-lo como o ponto de transferência lateral de carga entre as massas suspensa e não suspensa, estando este ponto coincidente com a ligação da massa não suspensa. Abaixo, nas figuras 2.18 a,b e c pode-se ver vários exemplos de localização do *roll center* [Neto e Prado, 2006].

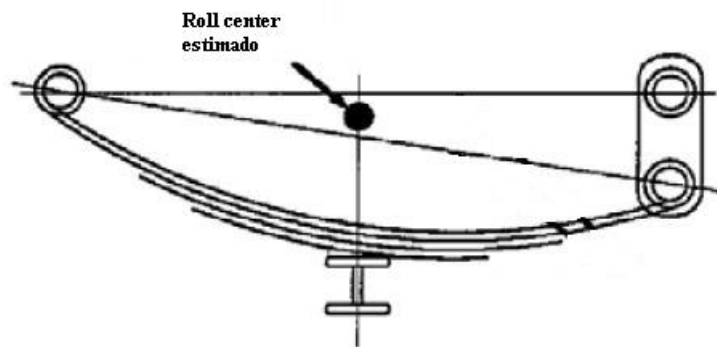


Figura 2.18 a. – *Roll center* estimado para suspensão [Neto e Prado, 2006].

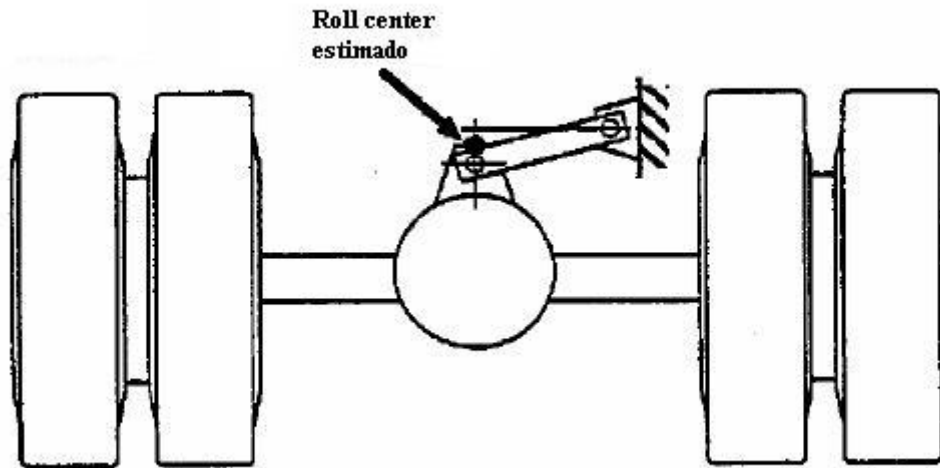


Figura 2.18 b.

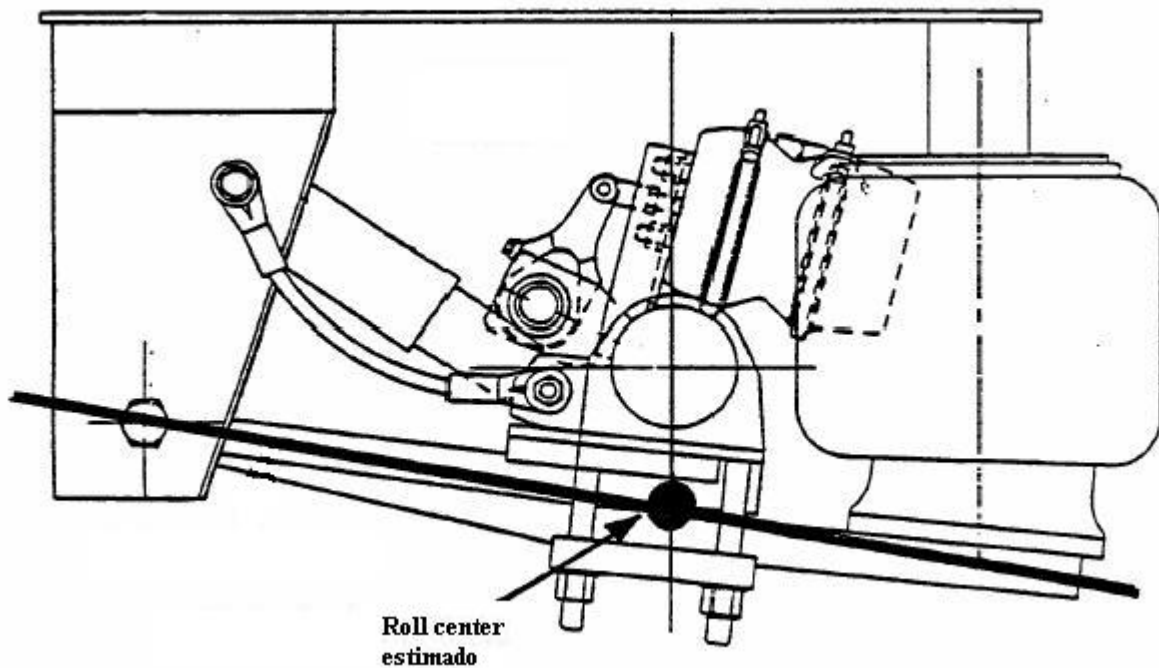


Figura 2.18 c.

A distribuição do momento de rolamento por sua vez será estimada baseando-se no diagrama de distribuição de esforços da figura 2.19 a. Pode-se observar que o ângulo de rolamento depende da

altura do CG (Centro de Gravidade) e do *roll center*, sendo que, dependendo do valor, pode-se ter um efeito desestabilizador, ou seja, o veículo pode ficar instável lateralmente.

Algumas ressalvas podem ser feitas em relação ao *roll center*. Uma delas é que ele apenas pode se mover na vertical, mas na prática acontece também o movimento lateral que pode ser desconsiderado pois não é tão crítico. Outro ítem importante é o valor típico da altura encontrado na prática. Para suspensões dianteiras geralmente temos o *roll center* a uma altura de 0,5m, localizado normalmente no meio do eixo. Já para suspensões traseiras este valor fica entre 0,45m até 0,8m, localizado abaixo ou no topo do diferencial [Neto e Prado, 2006].

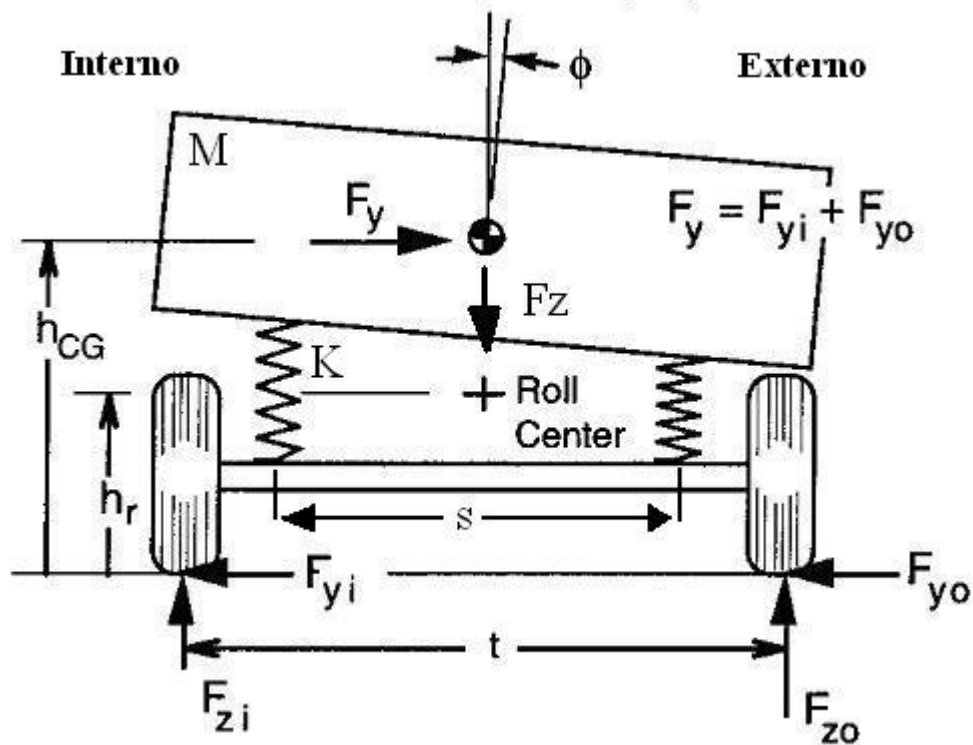


Figura 2.19 a. – Figura esquemática para obtenção da equação do ângulo de rolagem [Gillespie, 1992].

Abaixo se tem a formulação matemática segundo Gillespie (1992) para o ângulo de rolagem, baseando-se na figura 2.19 a, onde:

M = massa suspensa

K = rigidez da mola

s = abertura das molas

t = abertura das rodas

h_{CG} = altura do CG

h_r = altura do *roll center*

ϕ = ângulo de rolagem

F_y = força lateral

F_{y0} = reação da força lateral na roda externa

F_{yi} = reação da força lateral na roda interna

F_z = força vertical

F_{z0} = reação da força vertical na roda externa

F_{zi} = reação da força vertical na roda interna

Usando o diagrama de esforços da figura 2.19 a e igualando a zero o somatório de momentos em torno do *roll center* tem-se:

$$\sum M_{rollcenter} = 0 \quad (2.2)$$

$$(F_{y0} + F_{yi}) \cdot h_r + F_{zi} \cdot \frac{t}{2} - F_{z0} \cdot \frac{t}{2} + F_y (h_{CG} - h_r) = 0 \quad (2.3)$$

Se considerarmos

$$F_y = F_{y0} + F_{yi} \quad (2.4)$$

e,

$$F_y (h_{CG} - h_r) = K_\phi \cdot \phi \quad (2.5)$$

podemos reescrever a equação 2.3 como

$$\frac{2 \cdot F_y \cdot h_r}{t} + \frac{2 \cdot K_\phi \cdot \phi}{t} = F_{z0} - F_{zi} \quad (2.6)$$

Na equação 2.6, o primeiro termo do lado esquerdo da igualdade representa a força lateral transferida pelos pneus. Esta força é independente do ângulo de rolagem e da distribuição do

momento de rolagem. Já o segundo termo do lado esquerdo da igualdade representa a força lateral de rolagem do veículo. Esta força depende dos efeitos dinâmicos e da distribuição do momento de rolagem.

A igualdade da equação 2.5 pode ser explicada com ajuda da figura 2.19 b considerando que a força F_y aplicada no centro de gravidade da massa suspensa gera uma deflexão da mola Δ em torno do *roll center*, e conseqüentemente um ângulo de inclinação ϕ .

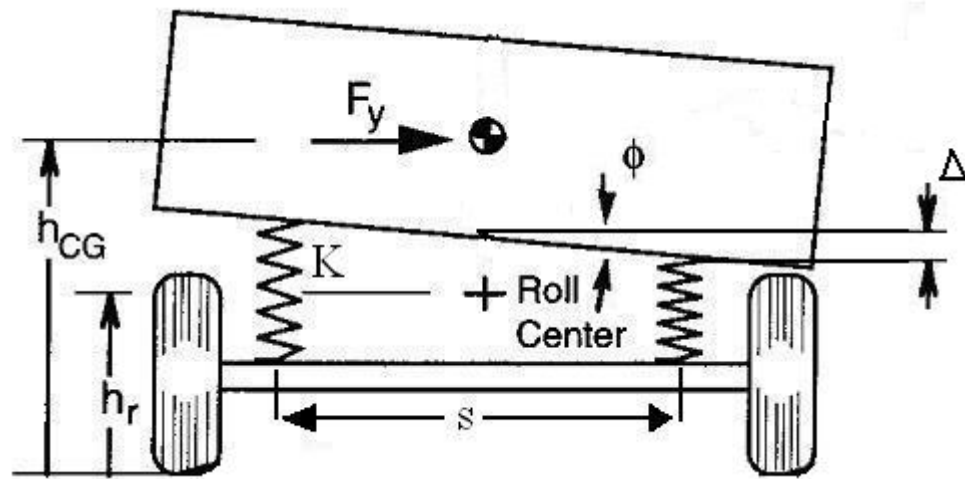


Figura 2.19 b. – Deflexão da mola devido a aceleração lateral.

Deste modo pode-se escrever

$$F_y (h_{CG} - h_r) = 2 \cdot K \cdot \Delta \cdot \frac{s}{2} \quad (2.7)$$

e, fazendo

$$\text{tg}\phi = \frac{\Delta}{s/2} \quad (2.8)$$

além do mais, levando em consideração que para pequenos ângulos $\text{tg}\phi \approx \phi$, pode-se reescrever a equação acima como

$$\Delta = \frac{\phi \cdot s}{2} \quad (2.9)$$

Substituindo a equação 2.9 na equação 2.7, tem-se

$$F_y (h_{CG} - h_r) = K \cdot \phi \cdot \frac{s^2}{2} \quad (2.10)$$

e, levando em consideração a equação 2.1, chega-se na igualdade da equação 2.5.

Reescrevendo a equação 2.6 considerando $F_{z0} - F_{zi} = 0$ obtém-se a equação para o ângulo de rolagem conforme abaixo

$$\phi = \frac{-F_y \cdot h_r}{K_\phi} \quad (2.11)$$

De acordo com Gillespie (1992) e Madureira (1998), quando fizemos uso da barra estabilizadora deve-se adicionar ao denominador da equação 2.11 a sua rigidez de rolagem K_E , obtendo-se

$$\phi = \frac{-F_y h_r}{K_\phi + K_E} \quad (2.12)$$

2.6. MODELO DE MULTICORPOS

Com a difusão e aperfeiçoamento dos métodos analíticos computacionais tornou-se viável e mais frequente o uso de softwares de multicorpos para auxiliar no desenvolvimento de projetos.

Quando se quer estudar a dinâmica de corpos, tendo-se interesse apenas no movimento do corpo como um todo e desconsiderando as rotações ao redor do seu centro de massa, podemos usar o modelo mais simples possível que é o de partícula. Por sua vez, o modelo de corpo rígido é um aperfeiçoamento do modelo de partícula, onde o corpo é formado por inúmeras partículas que possuem as distâncias entre si constantes, devendo-se conhecer também o movimento de cada

partícula em relação ao centro de massa do corpo. Já quando se possui um sistema de dois ou mais corpos rígidos interligados, onde o movimento de um influencia o movimento do outro, tem-se o modelo de multicorpos [Tomazini, 1996].

O modelo de multicorpos ou *Multibody Systems – MBS*, de acordo com Barbosa (1999), teve suas origens nos meados da década de 60, porém, só foi usado na área da mecânica e dos transportes terrestres uma década depois. Este sistema é constituído de corpos rígidos interligados por algum elemento de ligação que restrinja seus movimentos relativos. O método se baseia na construção de modelos equivalentes aos reais, constituído de corpos discretos, onde conhecemos suas características elásticas e inerciais [Vargas, 2008]. Abaixo se pode ver a figura 2.20 que representa esquematicamente um sistema de multicorpos.

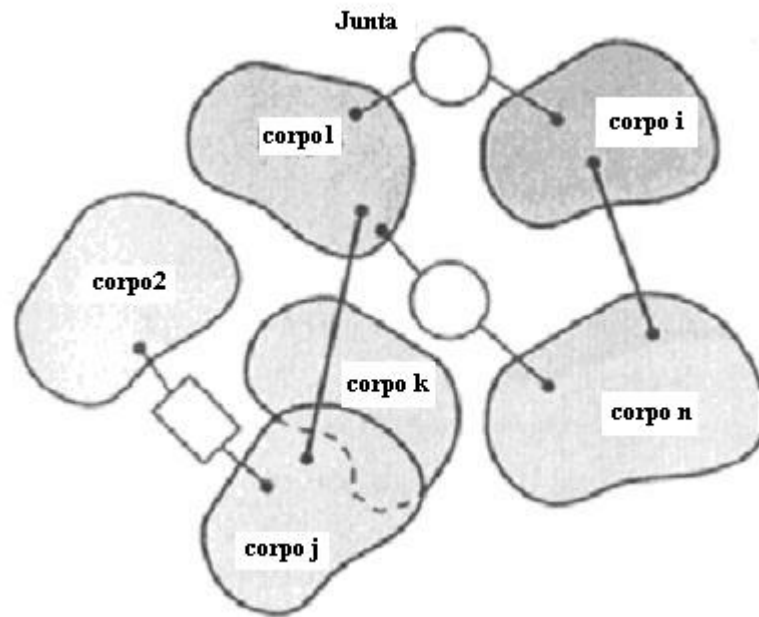


Figura 2.20 – Representação esquemática de um sistema de multicorpos [Peres, 2006].

De um modo geral, podemos definir que um modelo de multicorpos é um sistema de vários corpos interligados por juntas, que podem ser rotativas ou de translação, as quais podem restringir alguns graus de liberdades dos corpos. Os corpos também podem estar conectados por elementos de força, como molas, buchas, amortecedores e atuadores.

Atualmente, o *software* mais conhecido e difundido dentro da indústria automobilística é o ADAMS. Através dele, podemos construir protótipos virtuais de veículos completos e testá-los em

diferentes condições como por exemplo aceleração, frenagem, troca de pista, etc., além de podermos simular o veículo rodando em diferentes pavimentos.

Para construção de um veículo completo no ADAMS, devemos construir no mínimo cinco subsistemas, os quais interligados formam o veículo completo. Estes subsistemas são a suspensão dianteira, suspensão traseira, sistema de direção, pneus e carroceria. Podemos também simular alguns subsistemas separadamente, como as suspensões, e avaliar seus movimentos e comportamento para diversas condições.

O software também pode ser customizado, e podem-se criar inúmeros subsistemas que representam várias partes de veículos, como por exemplo semi-reboques, eixos auxiliares, etc. Abaixo podemos ver na figura 2.21 um exemplo que ilustra vários subsistemas de um veículo comercial e na figura 2.22 um modelo criado por Peres (2006) que ilustra um bitrem modelado no ADAMS.

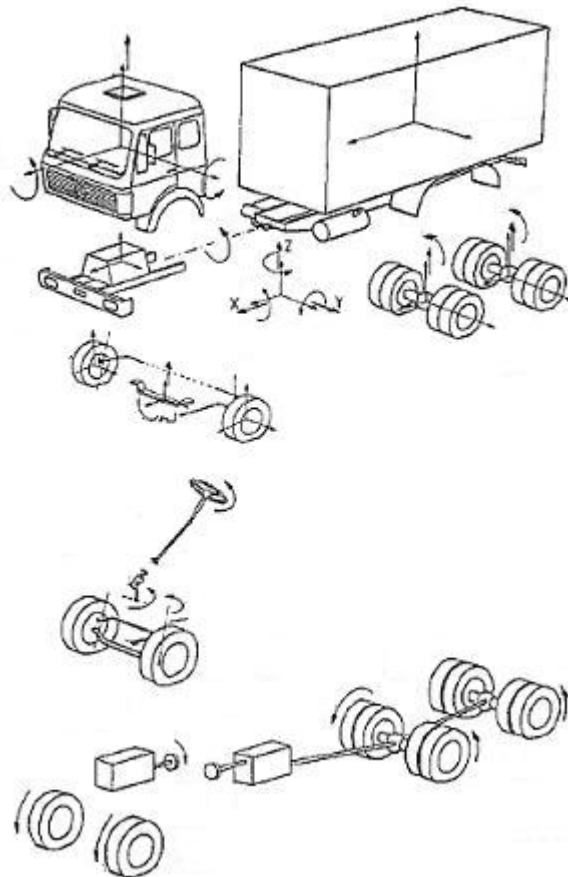


Figura 2.21 – Exemplo de vários subsistemas de um modelo de multicorpos [Peres, 2006].

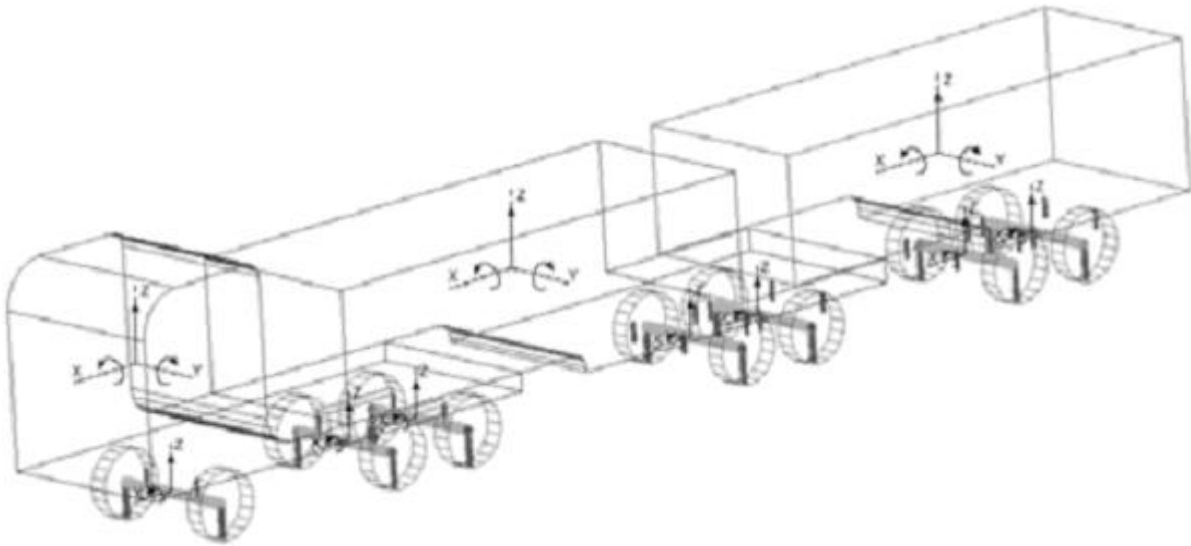


Figura 2.22 – Exemplo do modelo de bitrem criado no ADAMS [Peres, 2006].

3. DESCRIÇÃO DA SUSPENSÃO

A suspensão usada como tema de estudo deste trabalho é uma suspensão dianteira que compõe um veículo *low entry*. Estes veículos tem como característica principal, como o próprio nome já diz, o fácil acesso. Eles possuem o piso rebaixado, onde o passageiro entra no veículo sem precisar subir os degraus de uma escada, pois além do piso mais baixo sem degraus, existe um sistema que reduz a altura do veículo para nivelar o mesmo com a calçada, fazendo com que até mesmo portadores de deficiência física que usam cadeiras de rodas possam entrar sem ajuda de outras pessoas. Atualmente, a maioria das grandes cidades possui ou está criando legislações que fazem obrigatório o uso destes ônibus para o transporte urbano, formando-se uma tendência de aumento de comercialização destes veículos. Na figura 3.1 abaixo podemos visualizar o exemplo de um ônibus *low entry* usado na cidade de Porto Alegre.



Figura 3.1 – Exemplo de ônibus *low entry* de Porto Alegre.

Para a fabricação destes tipos de veículos, usam-se chassis especiais, os quais possuem uma estrutura que já é rebaixada de fábrica, com suspensão adaptada para esta aplicação, como se pode ver na figura 3.2.

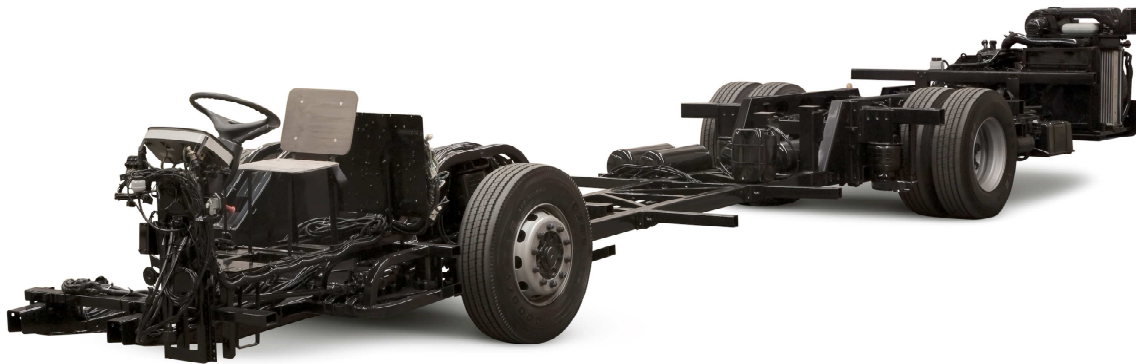


Figura 3.2 – Chassi de veículo *low entry*. [Catálogo Mercedes Benz, 2008]

A suspensão dianteira que originou este trabalho faz parte do desenvolvimento de um novo chassi para veículo *low entry*, sendo deste modo, mostrados os conceitos gerais da suspensão de maneira detalhada. Na figura 3.3 pode-se visualizar o modelo tridimensional do chassi desenvolvido podendo-se observar em destaque a suspensão dianteira.

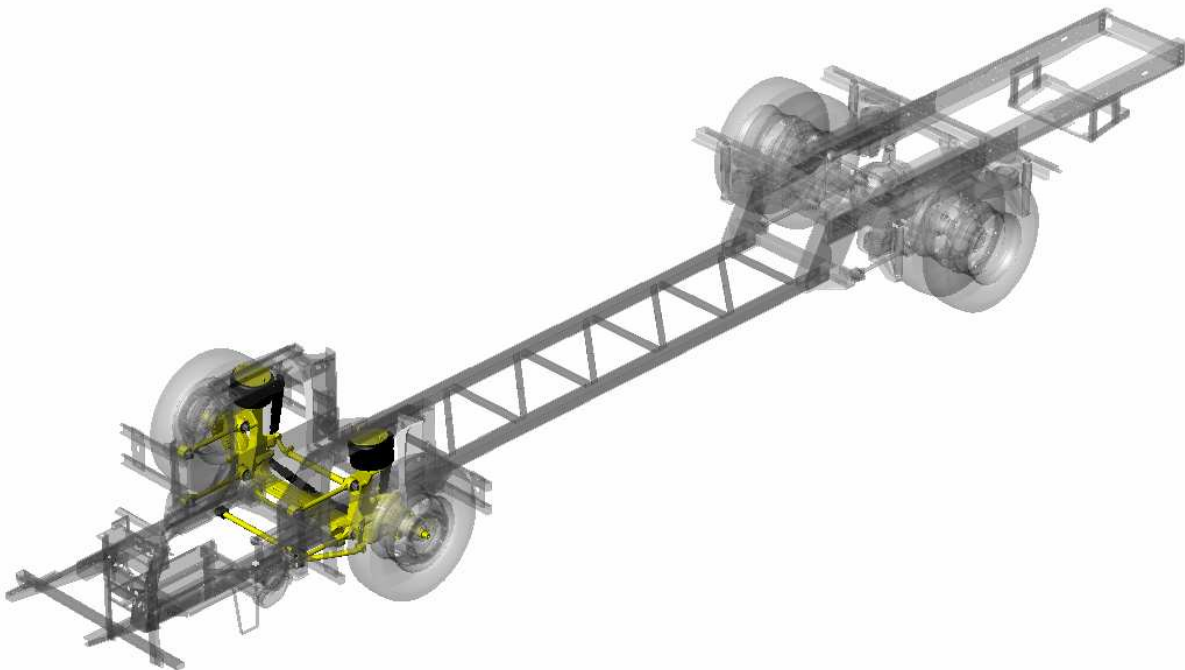


Figura 3.3 – Modelo tridimensional de chassi *low entry* desenvolvido.

Os componentes da suspensão serão descritos logo abaixo, assim como a função que cada componente desempenha durante o trabalho da suspensão. A suspensão é totalmente pneumática composta por duas câmaras de ar (molas pneumáticas) controladas por sensores de nível, dois amortecedores de dupla ação, quatro tirantes longitudinais e um tirante transversal (barra *panhard*), além da barra estabilizadora, como pode ser visto na figura 3.4.

Os quatro tirantes longitudinais são responsáveis pela geometria da suspensão, dando sustentação ao eixo. Eles tem como principal função fazer a ligação do eixo com o chassi, determinando como serão os movimentos da parte móvel em relação a parte fixa. No caso destes tirantes, se imaginarmos uma vista lateral, veremos que eles formam um paralelogramo, o qual faz com que o eixo mantenha sempre o mesmo ângulo no seu movimento de subida e descida. Podemos também observar que existem buchas nas extremidades dos tirantes, as quais possuem constantes de rigidez translacional e rotacional diferentes para cada eixo de coordenada. Estas buchas são responsáveis por um aumento da rigidez da suspensão.

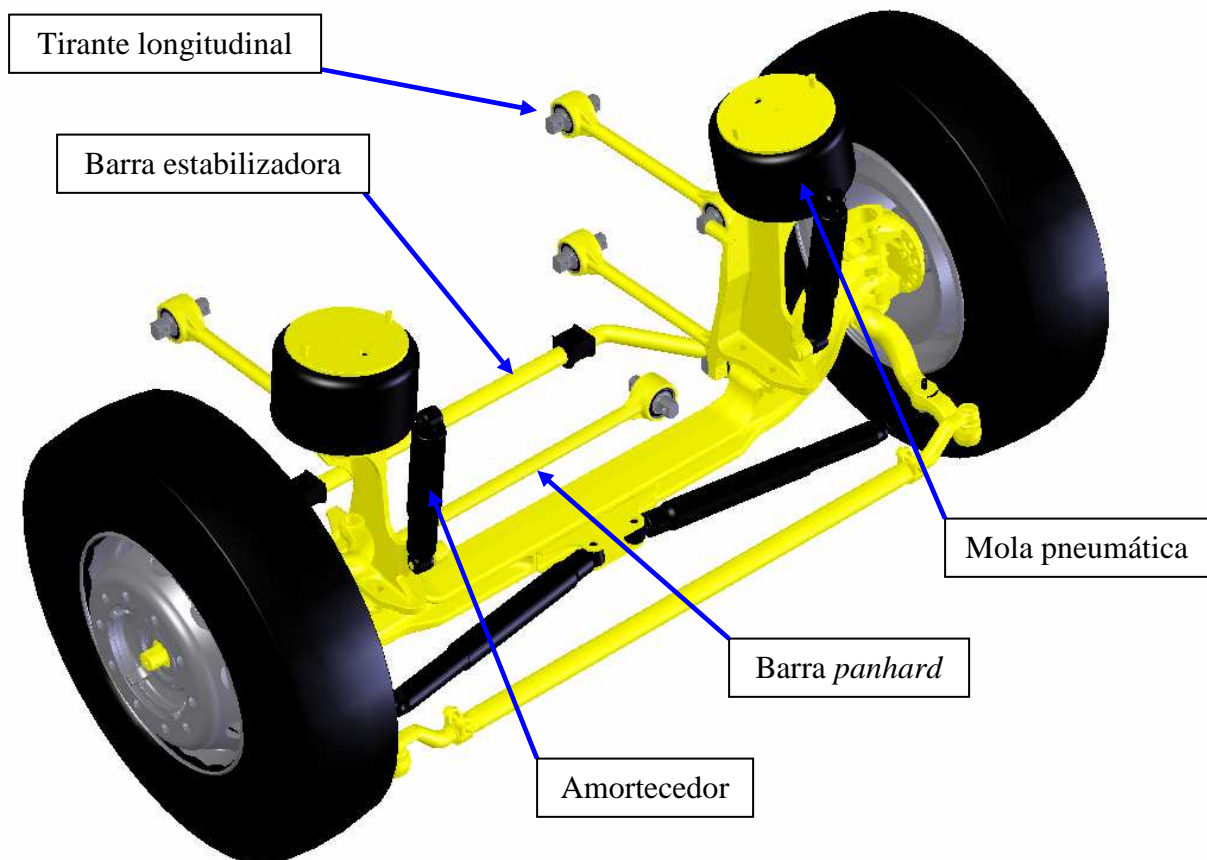


Figura 3.4 – Modelo tridimensional com os componentes da suspensão.

O tirante transversal ou barra *panhard*, tem como principal função fazer a ligação transversal do eixo ao chassi. É esta barra que fornece a sustentação lateral do eixo, sendo por ela realizada a transmissão dos esforços laterais do veículo ao eixo.

As duas câmaras de ar ou molas pneumáticas são responsáveis pela absorção dos impactos e esforços transmitidos pelo eixo à carroceria. Elas desempenham a função de não transmitir ou minimizar a transmissão das irregularidades da pista ao veículo. Como é de característica das molas pneumáticas, elas possuem rigidez progressiva, aumentando com o acréscimo de carga, e reguladas através de um sensor de nível que injeta ou retira ar das câmaras de acordo com a variação de carga no veículo.

Os dois amortecedores são responsáveis pelo amortecimento da suspensão, ou seja, são eles que impedem que a suspensão fique vibrando quando excitada, diminuindo oscilações indesejadas. Outra função do amortecedor é a de limitar o curso inferior do eixo, agindo como um limitador de curso da suspensão quando o veículo passar por uma depressão.

A barra estabilizadora como o próprio nome já diz, tem a função de propiciar maior estabilidade ao veículo em manobras que gerem esforços laterais. Ela faz a ligação do eixo ao chassi agindo como uma mola de torção aumentando a rigidez de rolagem do veículo.

4. MODELO ANALÍTICO

Neste capítulo será detalhado o cálculo analítico do ângulo de rolagem para o caso específico da suspensão estudada de acordo com as equações da seção 2.5.1. Para isto serão demonstrados e discutidos os dados necessários para o cálculo levando em consideração a geometria da suspensão e algumas premissas e estimativas. No final do capítulo, com os resultados obtidos, será gerado um gráfico do ângulo de rolagem pela rigidez da barra estabilizadora.

4.1. LEVANTAMENTO DOS DADOS

Todos os dados necessários para realização do cálculo do ângulo de rolagem serão retirados diretamente do modelo tridimensional da suspensão e de catálogos ou testes dos fabricantes dos componentes.

A massa suspensa M considerada será de 7800 kg de acordo com a capacidade de carga nominal do eixo. A rigidez K da mola pneumática, conforme catálogo e testes do fabricante, possui o valor de 110 N/mm.

Para obter-se a força lateral F_y , deve-se multiplicar o valor da massa suspensa pela aceleração lateral imposta no veículo em manobras descritas em capítulos anteriores. Para ônibus, de acordo com dados da montadora obtidos em medições passadas, sabe-se que são atingidas acelerações laterais em torno de 0,4 gravidades. Desta forma, multiplicando-se a massa suspensa por 0,4 gravidades obtemos uma força lateral de 30607 N.

Os dados de geometria estão indicados na figura 4.1, de onde podemos retirar o valor da abertura das rodas “ t ” igual a 2108 mm e da abertura das molas pneumáticas “ s ” igual a 1305 mm. Para determinar a posição vertical do *roll center*, será usado um valor estimado entre a altura do centro da roda que é de 520 mm e a altura da barra panhard que é de 265 mm. Considerando um valor médio entre os valores descritos teremos a altura “ h_r ” do *roll center* igual a 392,5 mm. Para veículos *low entry* não foram encontrados dados na literatura sobre a posição vertical do *roll center*, sendo feita esta estimativa levando em consideração os dados de outros tipos de veículos. Após a obtenção dos dados do modelo numérico, se poderá avaliar melhor este valor, e se for preciso, refazer os cálculos com o valor de *roll center* corrigido.

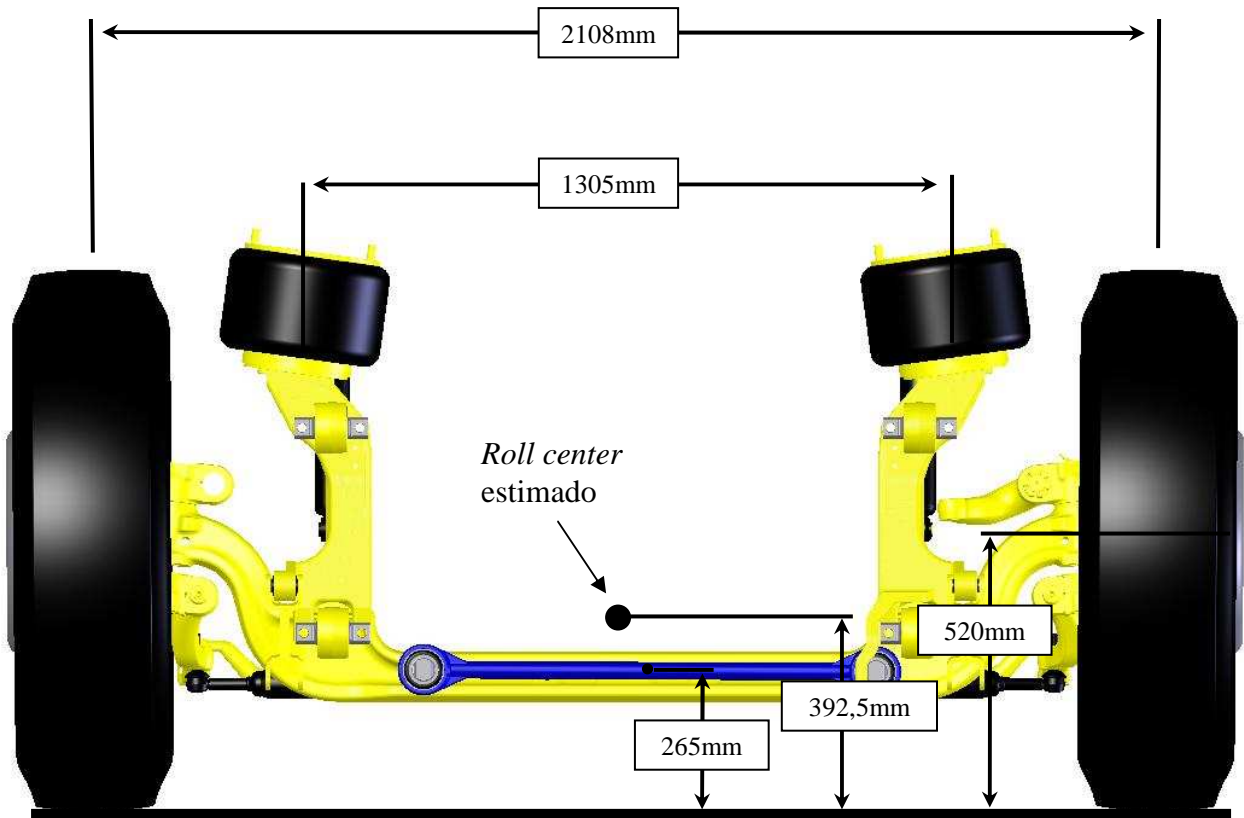


Figura 4.1 – Modelo tridimensional com dados de geometria para cálculo do ângulo de rolagem.

No caso da barra estabilizadora, o valor de rigidez K_{barra} informado de acordo com o fabricante foi de 153,35 N/mm. Para confirmar este valor foi realizado um cálculo através do método de elementos finitos, mostrando-se bastante simples a obtenção do valor de rigidez da barra. O software usado foi o *Ansys workbench 10.0*. Para a construção do modelo de elementos finitos foi gerada uma malha com elementos sólidos tetraédricos de tamanho 5 mm conforme se pode ver na figura 4.2. O carregamento imposto foi exatamente o valor de rigidez informado acima, sendo aplicado nas extremidades da barra. Foi usado como restrição um mancal cilíndrico no corpo da barra de acordo com a figura 4.3. O resultado de deslocamento esperado para o carregamento imposto era o valor de 1 mm, sendo encontrado 0,989 mm somando-se os valores das duas extremidades da barra. Na figura 4.4 podemos ver o resultado do deslocamento para as extremidades da barra. Como os valores ficaram bem próximos, será utilizada a rigidez da barra estabilizadora informada pelo fabricante.

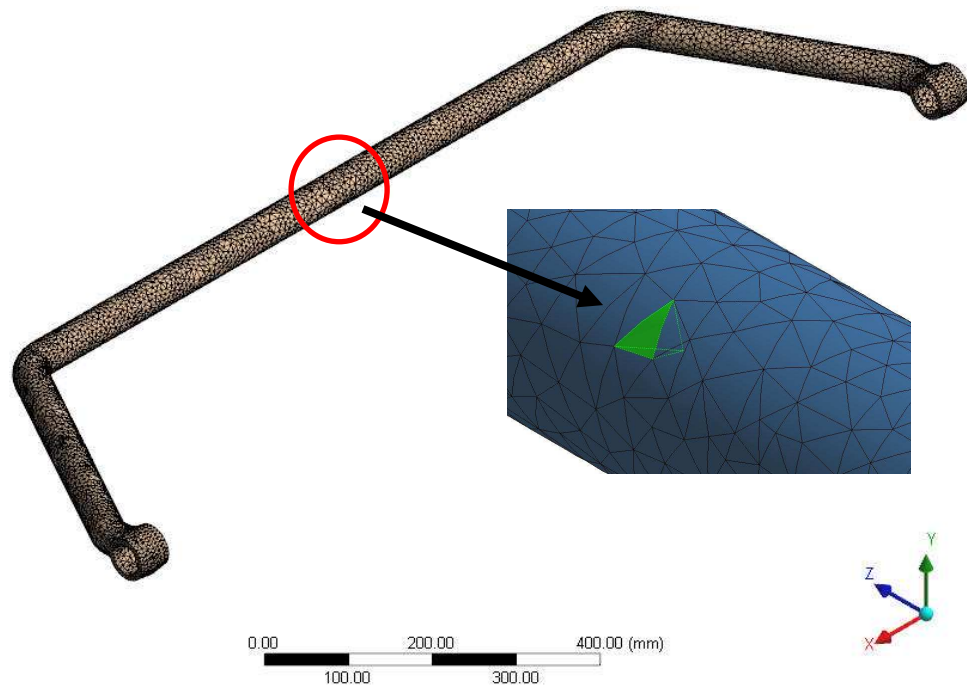


Figura 4.2 – Malha tetraédrica sólida do modelo de elementos finitos.

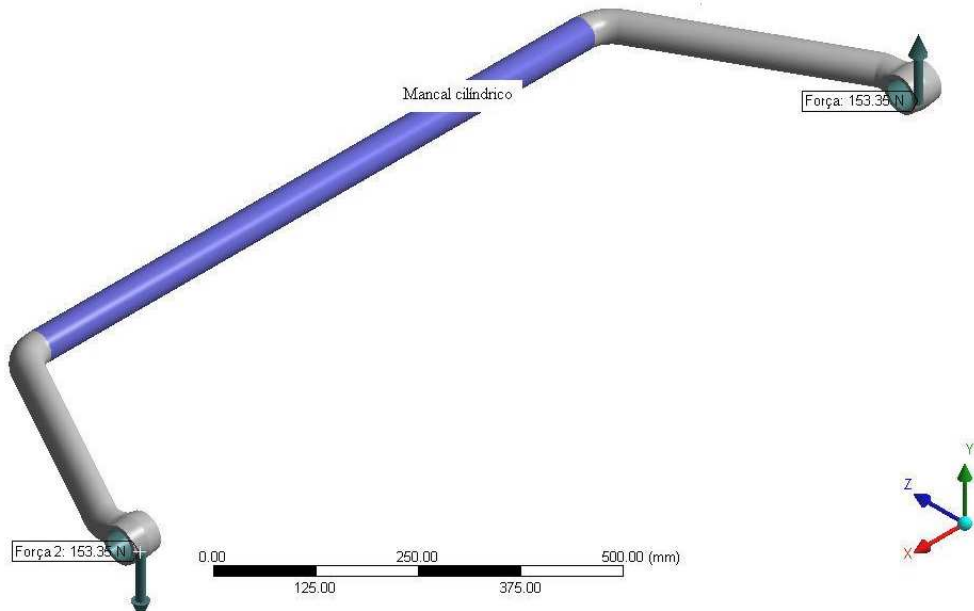


Figura 4.3 – Carregamento do modelo de elementos finitos.

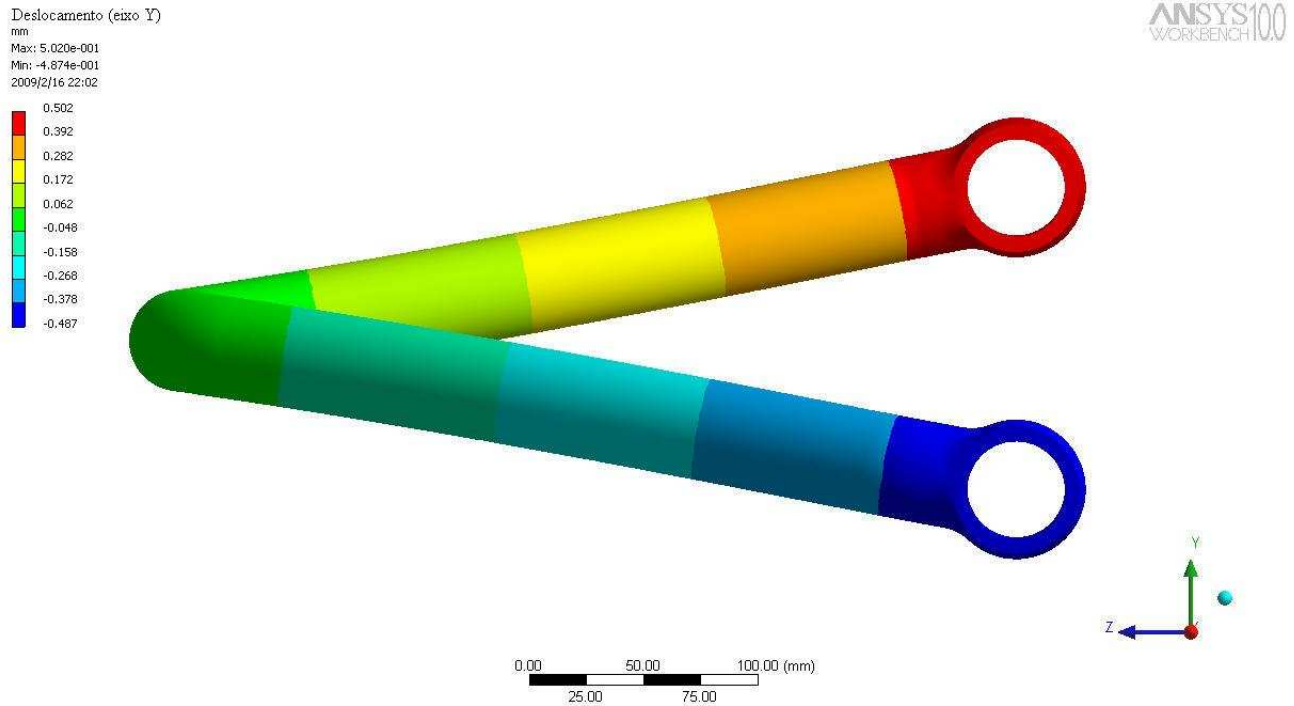


Figura 4.4 – Resultado de deslocamento do modelo de elementos finitos.

Outra particularidade observada em relação ao uso da rigidez de rolagem da barra estabilizadora no cálculo analítico do ângulo de rolagem pelos autores citados em capítulos anteriores, é o fato de colocarem diretamente o valor da rigidez de rolagem da barra estabilizadora no denominador da equação 2.11, somando simplesmente este valor com a rigidez ao rolamento da suspensão. Porém, para isto precisamos determinar a rigidez de rolagem da barra estabilizadora K_E pois temos apenas o valor de rigidez da barra K_{barra} . Deste modo, usando a mesma linha de raciocínio de dedução para obtenção da equação 2.10 e considerando a abertura das extremidades da barra, que conforme a figura 4.5 podemos nomear como b , tendo o valor de 1348 mm, podemos calcular o valor da rigidez de rolagem da barra estabilizadora de acordo com a equação 4.1 abaixo.

$$K_E = \frac{K_{\text{barra}} \cdot b^2}{2} \quad (4.1)$$

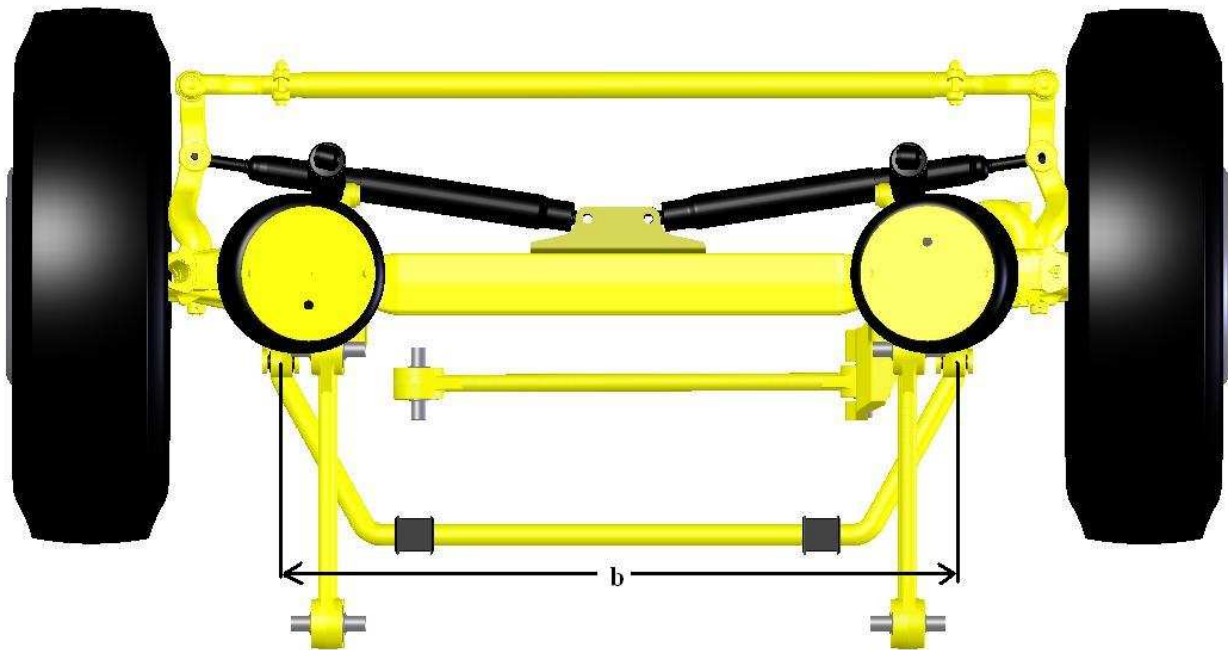


Figura 4.5 – Distância das extremidades da barra estabilizadora.

4.2. CÁLCULO DO ÂNGULO DE ROLAGEM

Agora, usando os valores dos dados descritos no capítulo anterior, pode-se calcular o ângulo de rolagem da suspensão para uma aceleração de 0,4 gravidades com e sem a barra estabilizadora.

Primeiramente será calculado o ângulo de rolagem sem a barra estabilizadora. Para isto, precisa-se antes calcular a rigidez ao rolamento da suspensão de acordo com a equação 2.1. Após, usando a equação 2.11 e desconsiderando o sinal negativo da mesma pode-se calcular o ângulo de rolagem.

$$K_{\phi} = \frac{110 \times 1305^2}{2} = 93666375 \quad [\text{Nmm/rad}]$$

$$\phi = \frac{30607 \times 392,5}{93666375} = 0,128 [\text{rad}] = 7,3 \quad [^{\circ}]$$

Realizando a mesma sequência acima, pode-se calcular o ângulo de rolagem da suspensão com a barra estabilizadora, usando as equações 4.1 e 2.12.

$$K_E = \frac{153,35 \times 1348^2}{2} = 139326449 \quad [\text{Nmm/rad}]$$

$$\phi = \frac{30607 \times 392,5}{93666375 + 139326449} = 0,052 [\text{rad}] = 2,9 \quad [^\circ]$$

De acordo com os valores calculados acima se pode plotar o gráfico do ângulo de rolagem da suspensão pela rigidez da barra estabilizadora, o qual pode ser visto na figura 4.6.

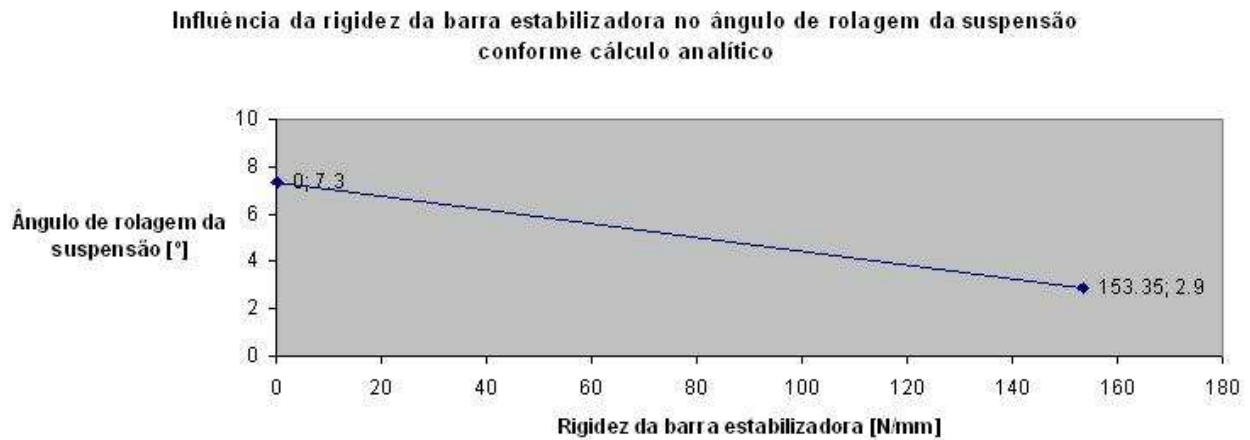


Figura 4.6 – Influência da rigidez da barra estabilizadora no ângulo de rolagem da suspensão conforme cálculo analítico.

5. MODELO NUMÉRICO

Com o intuito de possuir resultados mais precisos para o ângulo de rolagem da suspensão, criou-se um modelo numérico através do *software* ADAMS. Como este modelo pode ser considerado um protótipo virtual, ele possui mais detalhes das características do veículo, tornando os resultados das análises mais próximas dos resultados reais. Deste modo, é possível equacionar a dinâmica do seu movimento e, portanto, simular matematicamente o comportamento da suspensão sob diferentes condições. Assim é possível comparar soluções técnicas e otimizar os parâmetros da suspensão.

5.1. CONSTRUÇÃO DO MODELO

A construção tanto de um modelo de suspensão no ADAMS como de qualquer outro sistema que compõe um veículo pode ser feita de diversas maneiras. A maneira menos trabalhosa, sem dúvida, é a de simplesmente modificar os parâmetros de um sistema padrão que já existe pronto, implementando todos os dados que você possui do seu sistema. Isto é possível devido ao fato de existir no *software*, módulos específicos para certas aplicações, sendo neste caso usado o módulo ADAMS *car*, o qual é direcionado para automóveis. Dentro do módulo *car*, encontramos vários subsistemas prontos, como suspensão dianteira e traseira, sistema de direção, chassi, pneus, etc., os quais juntos formam um veículo completo. Porém, como já havia sido comentado, todos os sistemas padrões são para automóveis, e pouca coisa consegue-se aproveitar para a construção de um modelo de veículo comercial como caminhões e ônibus. Pode-se tomar como exemplo as suspensões destes tipos de veículos que possuem conceitos totalmente diferentes.

Por este motivo, o modelo da suspensão foi criado sem o uso de um sistema padrão, sendo construído do zero. Logo, serão descritos os passos de construção do modelo numérico da suspensão seguindo o fluxograma abaixo.

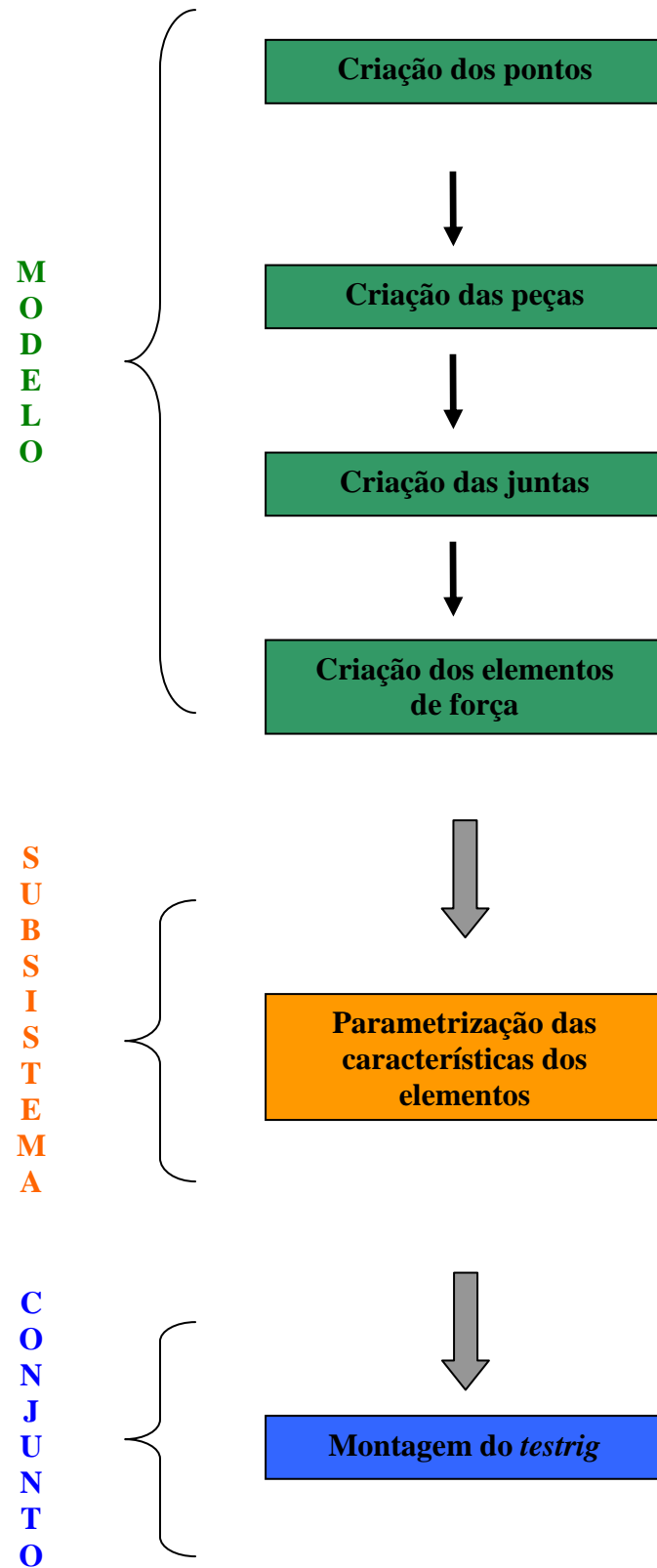


Figura 5.1 – Fluxograma de criação do modelo numérico.

Na primeira etapa de construção temos a fase de criação do modelo, onde são implementados todos os elementos que compõem a suspensão.

Primeiramente foram criados todos os pontos de interesse do sistema. Normalmente estes pontos são o CG (Centro de Gravidade) de cada componente e os pontos de ligação e ou interface entre os mesmos. Também se pode usá-los como referência na criação de eixos e pontos de interesse para obtenção de alguma averiguação. Para obtenção dos pontos da suspensão foi usado um *software* de CAD onde fazendo uso do modelo tridimensional obteve-se as posições dos CG de cada componente e dos pontos de ligação entre os mesmos. Uma das facilidades no módulo *car*, é o fato de podermos inserir apenas uma vez os pontos simétricos, criando-se automaticamente o seu par.

Após, foram criadas todas as peças que compõem a suspensão. Para isto, foram usados os pontos dos CG de cada peça como localizador para criar uma peça genérica e após inserido as propriedades de massa e inércia retirados do software de CAD. Vale salientar que as peças podem ser apenas representadas com seus dados de massa e inércia aplicados no CG, sem precisar possuir geometria definida, ou podem ser importadas do modelo de CAD e ter seus dados de massa e inércia calculados diretamente pelo ADAMS. Neste trabalho, as geometrias associadas às peças são apenas representativas, sendo todos os dados de massa e inércia retirados do modelo de CAD conforme podemos ver no exemplo da figura 5.2.

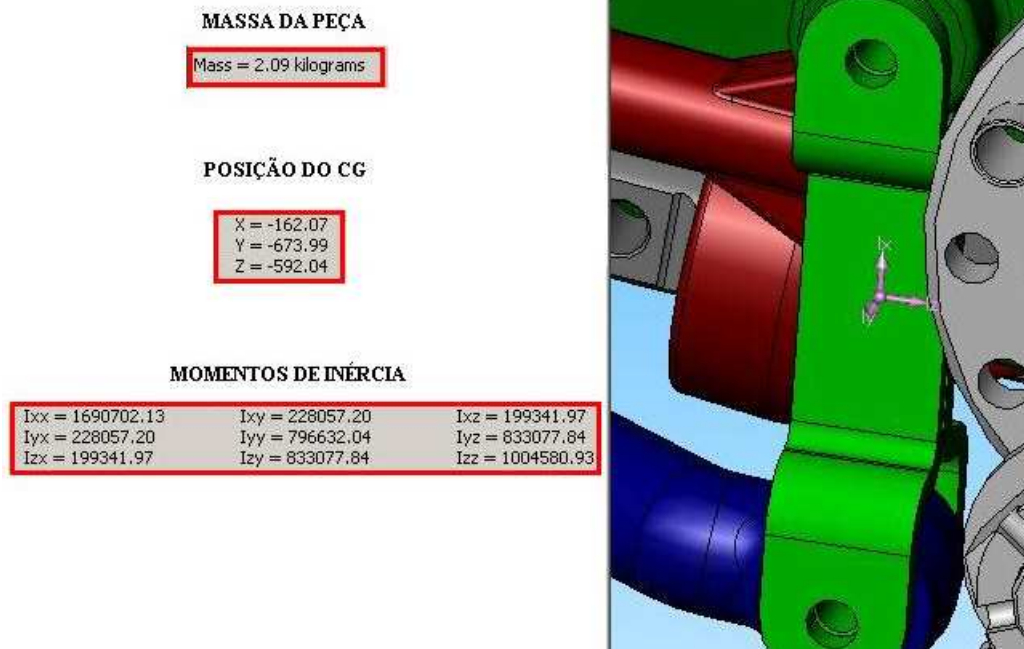


Figura 5.2 – Exemplo de retirada de dados de massa e inércia do CAD.

Depois de todas as peças criadas, foram inseridas as juntas que fazem a união de uma peça com a outra. Estas juntas, além de realizar esta união, podem restringir um ou mais graus de liberdade da peça, devendo-se ter muito cuidado com o seu uso, para que não exista restrições que acarretem em resultados errados. Como exemplo de uma das juntas criada no modelo, pode-se ver na figura 5.3 uma junta de revolução entre a viga do eixo e sua ponteira. Outra maneira de unir duas peças é, ao invés de juntas, colocar buchas para fazer esta união, pois estas podem ser caracterizadas com dados de rigidezes diferentes para cada direção, não causando problemas matemáticos como as juntas que possuem rigidezes infinitas nos graus de liberdade que restringem. Praticamente todo o modelo da suspensão foi construído com buchas, que já se enquadram como elementos de força.

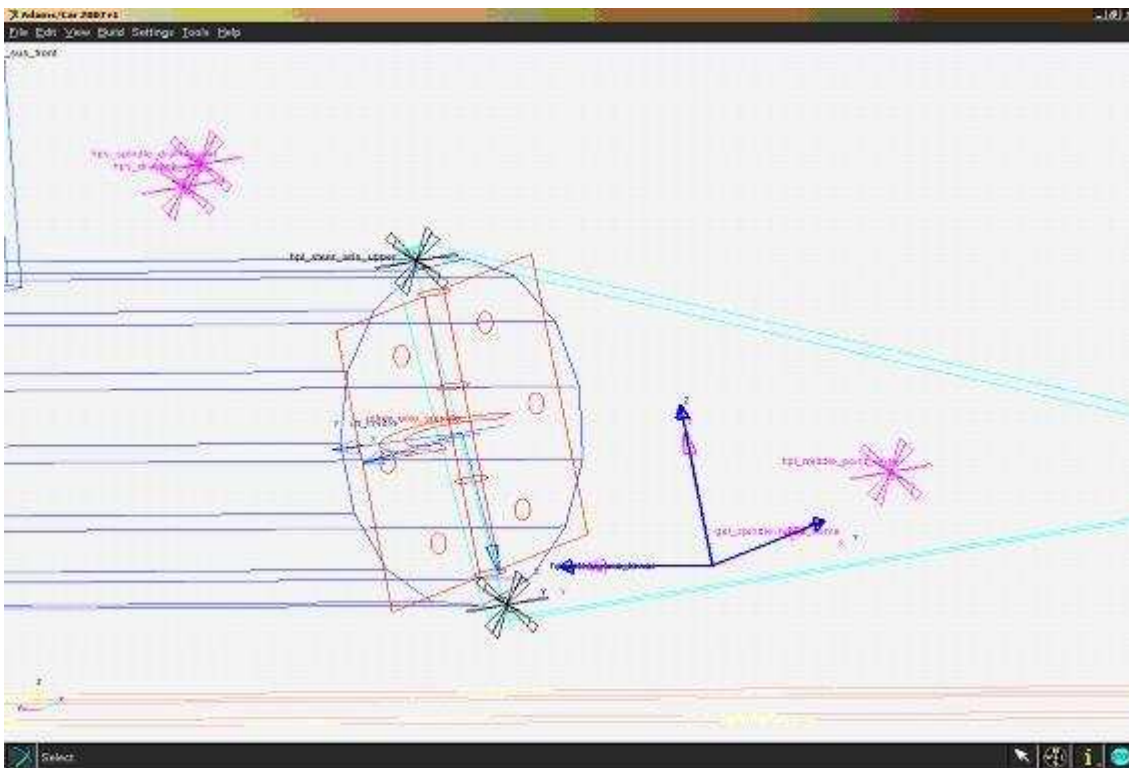


Figura 5.3 – Exemplo de junta de revolução entre a viga do eixo e a ponteira.

O próximo passo foi a criação dos elementos de força, ou seja, as buchas, os amortecedores e as molas. A maioria das peças teve buchas como elemento de ligação, sendo que estas buchas permitem inserir curvas de rigidez para cada grau de liberdade, ou seja, podemos ter diferentes rigidezes tanto para as translações como para as rotações nos eixos X, Y e Z. Os valores das curvas das buchas foram informados pelos fabricantes de acordo com testes experimentais. Os

amortecedores foram criados da mesma maneira, inserindo uma curva de amortecimento de acordo com informações do fabricante. Para sua construção foram consideradas duas peças, representando as partes inferior e superior do amortecedor, possuindo cada uma, massa e inércia aplicadas em seus CG, unidas por uma junta cilíndrica conforme podemos ver na figura 5.4. Nas extremidades de cada peça que compõe o amortecedor foi colocado uma junta esférica. Também foram inseridos os limites de curso aberto e fechado do amortecedor, sendo o primeiro responsável pela sustentação da suspensão quando esta passa por uma grande depressão sem ter contato com o solo, ficando pendurada.

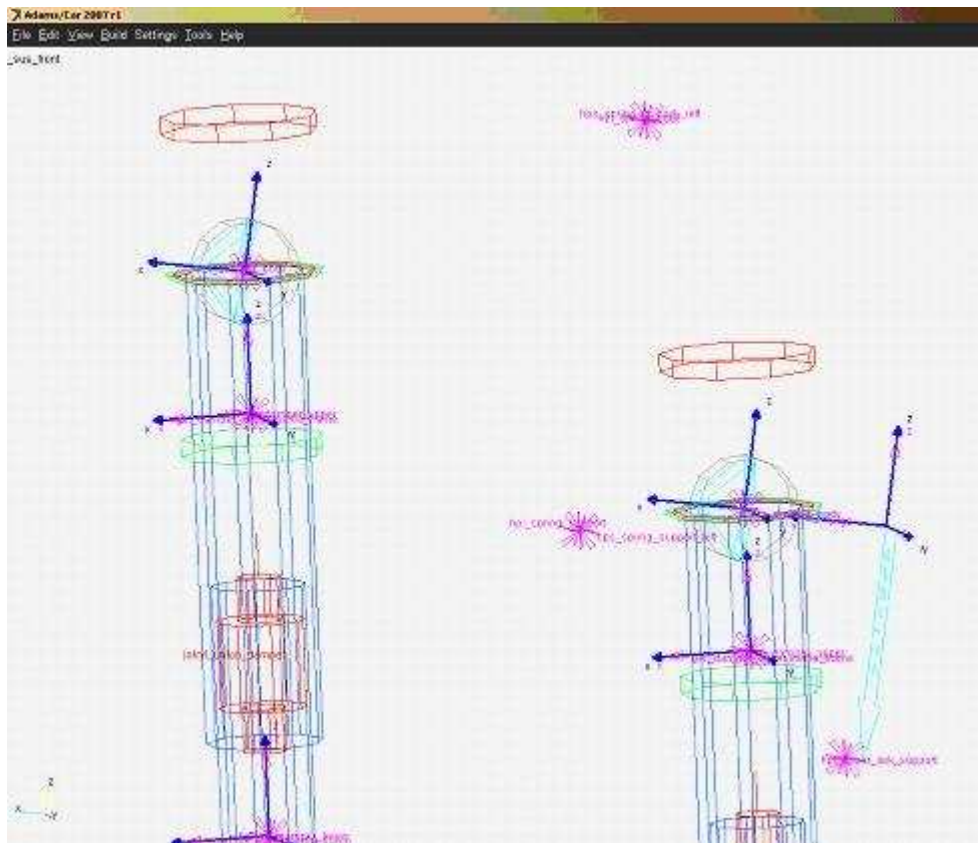


Figura 5.4 – Modelo do amortecedor criado no ADAMS para a suspensão.

A criação da mola pneumática por sua vez, é semelhante ao do amortecedor. Para este elemento de força, também foram inseridos os dados de massa e inércia no CG. Porém a modelagem de todos os fenômenos que envolvem seu funcionamento não é tão simples, existindo vários estudos e pesquisas para desenvolver formulações deste elemento. Contudo, existe no ADAMS *car* um elemento especial para modelagem da mola pneumática, onde podemos, através de uma tabela de

pontos, entrar com as curvas de rigidez. Na figura 5.5 podemos visualizar a mola pneumática modelada no ADAMS.

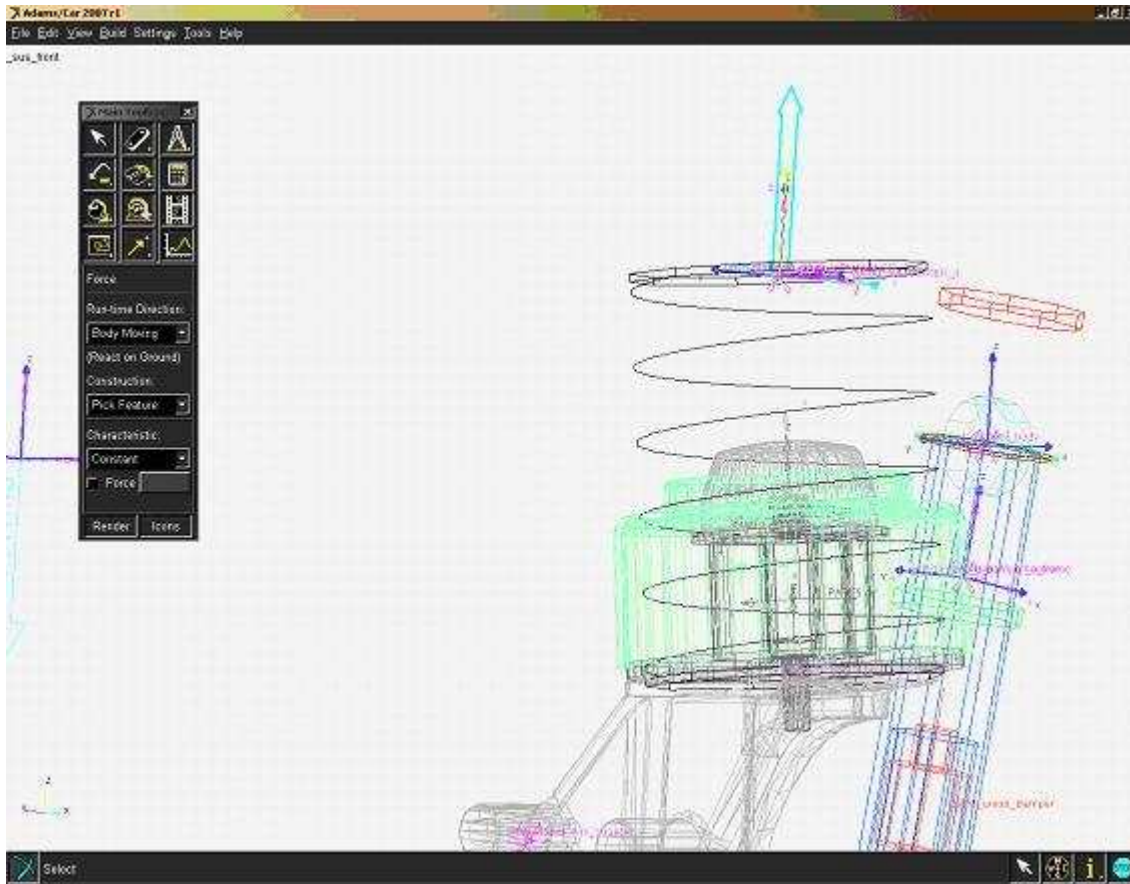


Figura 5.5 – Modelo da mola pneumática criada no ADAMS para a suspensão.

A barra estabilizadora por sua vez, poderia ter sido criada juntamente com o modelo da suspensão, porém foi criada como um modelo separado. Quando criamos um modelo específico para a barra estabilizadora, podemos melhorar o comportamento do modelo e fazer alterações com maior facilidade, podendo-se usá-la ou não nos testes. Outro motivo para escolha da construção de um modelo somente da barra foi a possibilidade de dividir o corpo da barra em vários elementos de viga que representam de uma maneira mais real a flexibilidade da mesma. Como pode ser visto na figura 5.6, além dos elementos de viga que compõem o corpo da barra, existem buchas que são os elementos de ligação do modelo da barra com o da suspensão. As duas buchas centrais fazem o papel de praticamente apenas um mancal de deslizamento, tendo uma rigidez muito grande no sentido radial e quase zero no sentido axial.

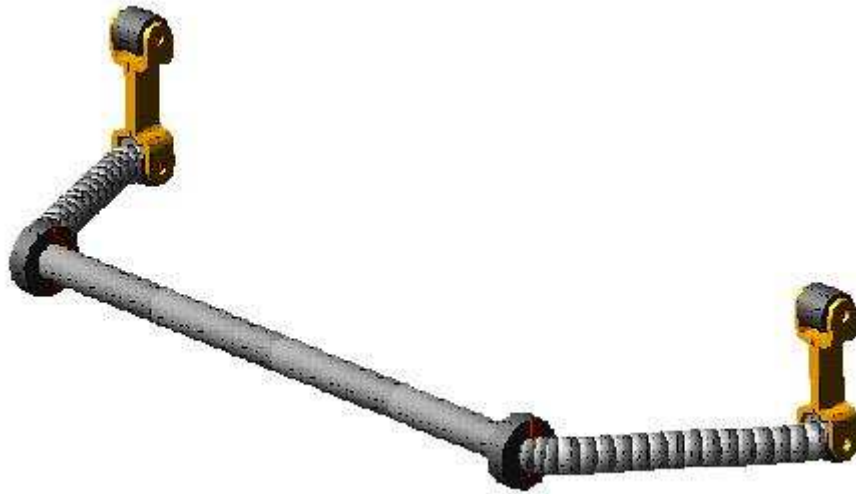


Figura 5.6 – Modelo da barra estabilizadora.

Na segunda etapa de construção temos a fase de criação do subsistema, onde podemos inserir no modelo criado anteriormente, diferentes características para os elementos. Para isto, importamos o modelo da suspensão no subsistema e inserimos as características que escolhermos para os elementos. Este procedimento facilita o teste de diferentes parâmetros, podendo-se preservar o modelo que pode possuir apenas elementos genéricos e inserir diferentes características para os elementos, gerando vários subsistemas para serem testados. No caso da suspensão, todas as características das buchas foram inseridas no subsistema.

Na terceira etapa de construção temos a fase de criação da montagem, onde iremos juntar os diferentes sistemas construídos para formar, ou um teste parcial chamado de *testrig*, ou um teste de veículo completo. Tanto para um, quanto para outro, existem testes definidos e padrões que podem ser realizados no ADAMS. No caso deste trabalho será realizado apenas o *testrig* para suspensão dianteira do veículo. O *testrig* consiste em dois atuadores que são acoplados juntamente com os pneus da suspensão, como pode ser visto na figura 5.7, e que podem se movimentar apenas na vertical para cima e para baixo independentemente. Quando montamos um *testrig*, temos a opção de escolher entre teste de suspensão dianteira e traseira, sendo que para a primeira, podemos inserir um sistema de direção que não é habilitado para suspensão traseira.

No teste montado para suspensão dianteira, foram inseridos, além da suspensão, o sistema de direção e o sistema da barra estabilizadora, sendo que nenhum dos dois é necessário para realizarmos o teste. Para o teste funcionar corretamente, teve-se de ajustar as forças padrões dos

atuadores, que estão setadas para pesos de automóveis e não eram suficientes para conseguir movimentar a suspensão do ônibus. Outro parâmetro trocado foi o pneu usado, colocando-se um modelo de pneu desenvolvido especialmente para este tipo de veículo, ou seja, um pneu maior usado em ônibus e caminhão.

O teste realizado para obtenção do ângulo de rolagem foi o de deslocamento oposto das rodas, onde uma das rodas inicia seu movimento em uma das extremidades pré-definidas, em cima ou em baixo, e a outra inicia na posição oposta. Durante a simulação, todos pontos dos sistemas que fazem interface com algum outro sistema que não está no teste são engastados. Os atuadores agem apenas com deslocamentos, não podendo inserir forças como entradas de testes. Por outro lado, podemos mensurar os valores das forças resultantes dos movimentos em qualquer elemento do teste.

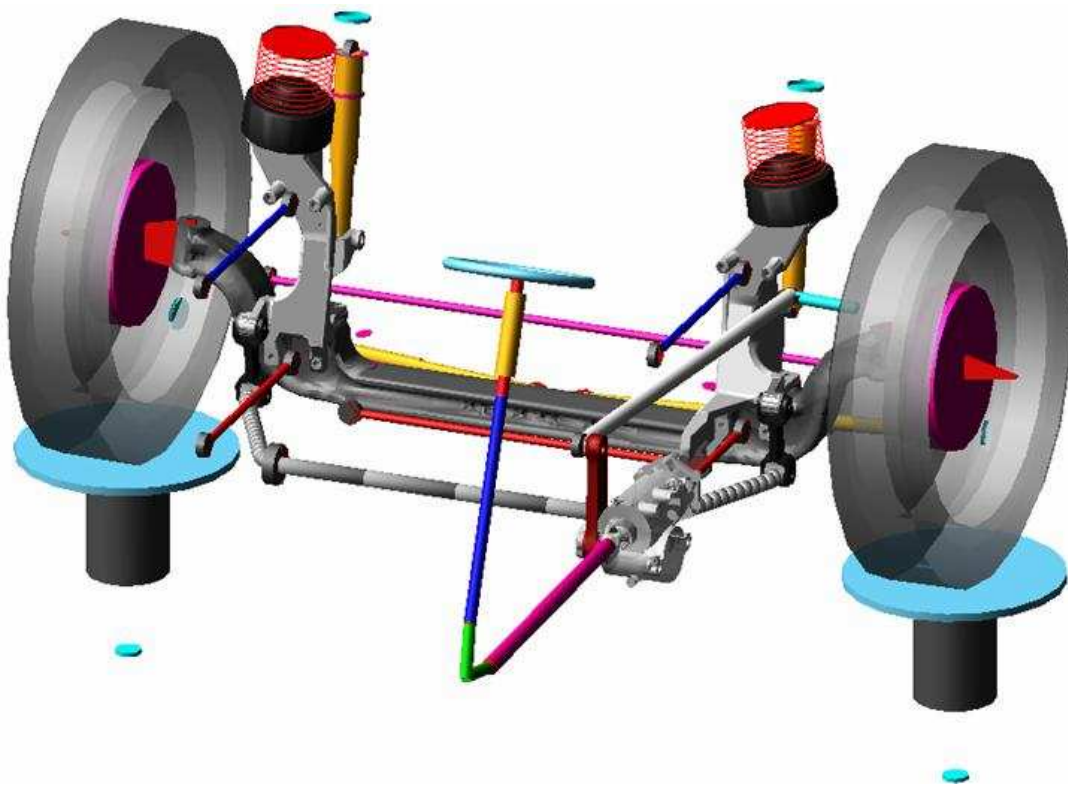


Figura 5.7 – Montagem do teste da suspensão (*testrig*).

5.2. RESULTADOS DO MODELO

Para obtermos os resultados desejados, que é o ângulo de rolagem da suspensão com e sem barra estabilizadora devido a uma aceleração lateral de 0,4 gravidades, teremos que utilizar alguns passos que serão descritos abaixo.

Como o *testrig* do ADAMS é um módulo para se testar apenas os movimentos da suspensão, tendo como resultados os esforços em seus componentes devido a estes movimentos, não se consegue inserir forças como entradas de teste. Para contornar este problema, será calculado o esforço nas rodas devido à aceleração lateral de 0,4 gravidades aplicada no *roll center* da suspensão. Sabendo os valores destes esforços, será realizado o teste de deslocamento oposto das rodas, que consiste em deslocar uma das rodas para baixo e a outra roda para cima, caracterizando uma rolagem. Após realizar este teste será verificado o esforço resultante nas rodas devido a este movimento e corrigido o deslocamento das rodas até que os valores verificados fiquem semelhantes aos calculados. Chegando ao resultado final de deslocamento das rodas, pode-se calcular o ângulo de rolagem da suspensão.

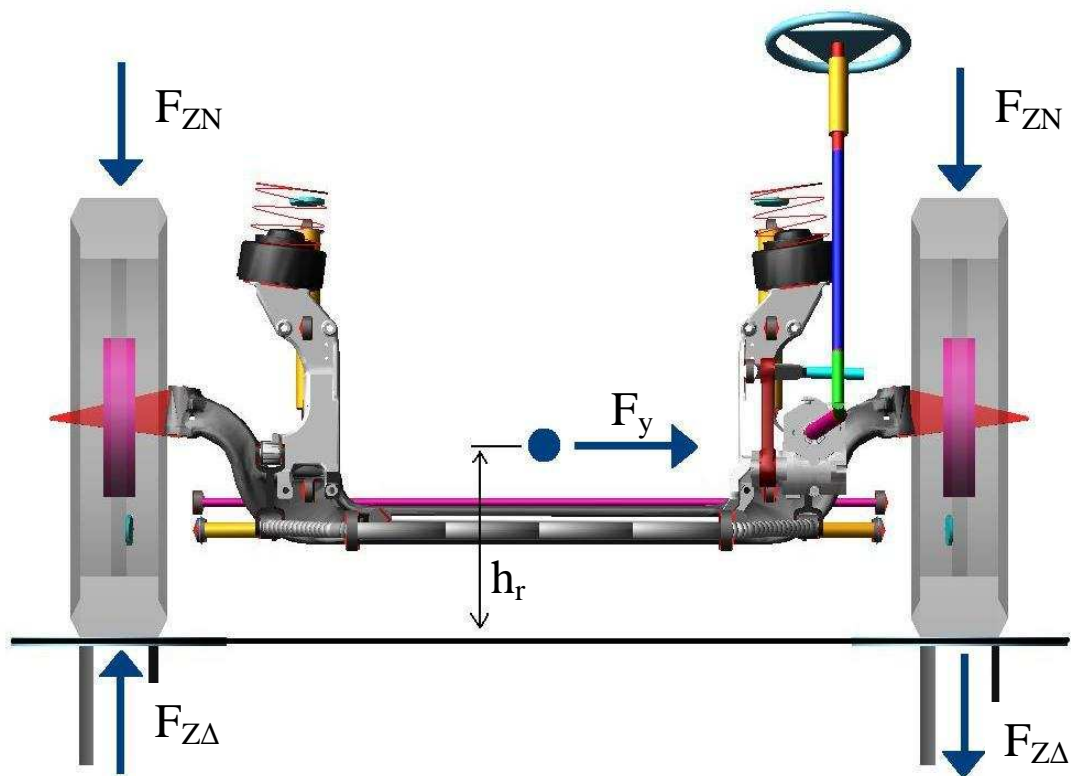


Figura 5.8 – Variação de carga nas rodas devido à rolagem.

De acordo com a figura 5.8, pode-se verificar que a força lateral F_y aplicada no *roll center* gera uma componente de variação de carga nas rodas $F_{Z\Delta}$. Também se pode observar que existe uma componente vertical de carga nas rodas que podemos chamar de F_{ZN} , devido ao peso da massa suspensa. Em um lado das rodas estas componentes de carga se somam e do outro lado elas se subtraem. A componente que nos interessa é a $F_{Z\Delta}$, pois esta será verificada no teste do ADAMS e poderá ser calculada de acordo com a equação 5.1.

$$F_{Z\Delta} = \frac{F_y \cdot h_r}{t} \quad (5.1)$$

Com o modelo da suspensão pronto no ADAMS pode-se verificar a posição vertical do *roll center* durante o teste de deslocamento oposto das rodas. Na figura 5.9 podemos verificar que para a posição original da suspensão, a altura do *roll center* possui o valor de aproximadamente 241 mm. Ainda examinando o gráfico da figura 5.9, pode-se ver que, de acordo com o movimento vertical das rodas, há uma variação do *roll center*, e que esta variação não é simétrica, devido as características da suspensão.

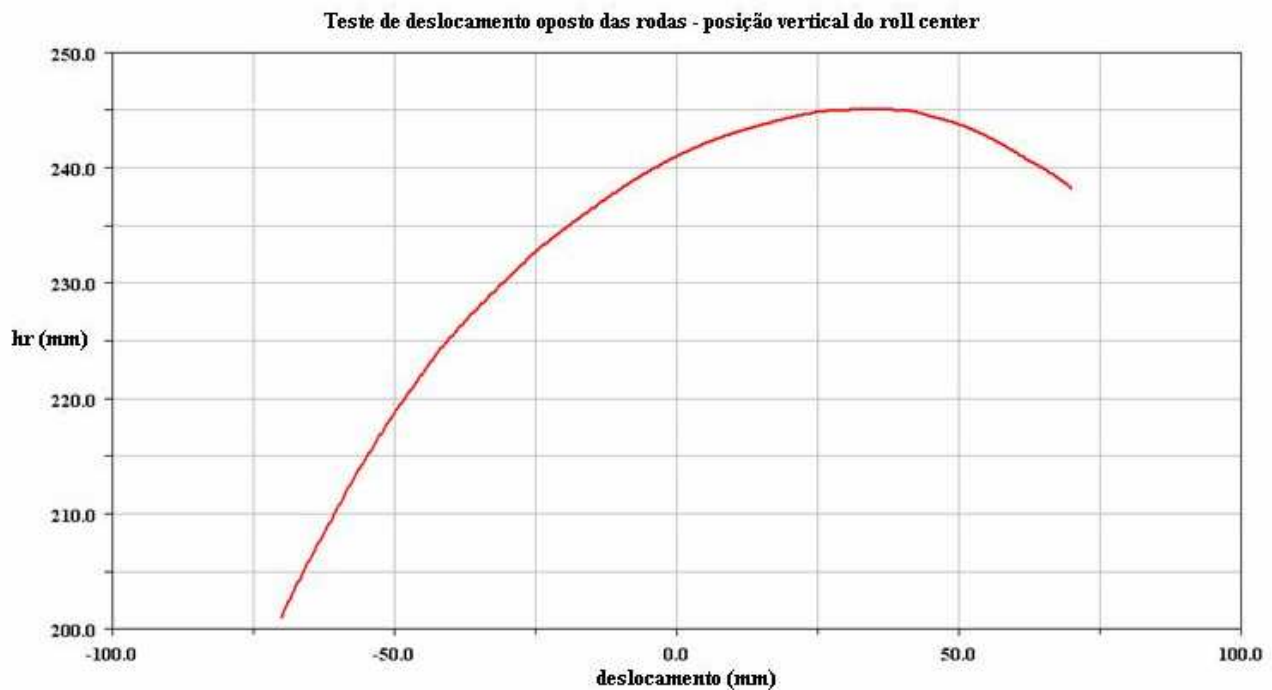


Figura 5.9 – Variação da posição vertical do *roll center* durante teste de deslocamento oposto das rodas.

Assim, usando o valor do *roll center* de 241 mm podemos calcular o valor de $F_{Z\Delta}$ de acordo com a equação 5.1.

$$F_{Z\Delta} = \frac{30607 \times 241}{2108} = 3499 \quad [\text{N}]$$

Sabendo agora o valor da variação de carga nas rodas devido a uma aceleração lateral de 0,4 gravidades, podem-se deslocar os atuadores do *testrig* e monitorar as forças nas rodas até que estas fiquem iguais ou próximas ao valor calculado de 3499 N.

Primeiramente foi realizado o *testrig* sem barra estabilizadora, obtendo-se como resultado um deslocamento vertical das rodas de -21 mm e +21 mm para uma variação de carga nas rodas de 3506 N, bem próximo do valor de 3499 N. Se analisarmos a figura 5.10, veremos que para o deslocamento das rodas descrito, teremos como forças de reação nos dois extremos os valores de 44554 N e 37542 N.

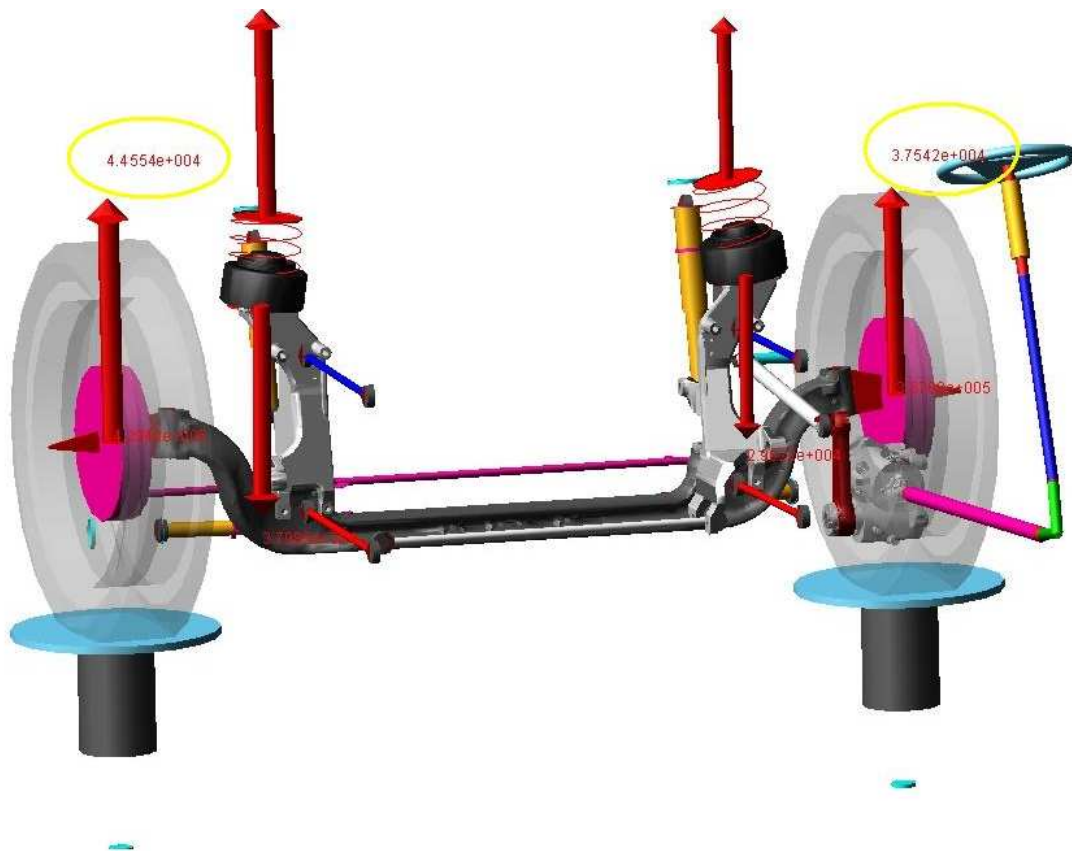


Figura 5.10 – Vetores de variação de carga nas rodas devido à rolagem sem barra estabilizadora.

Os valores da figura 5.9 são o resultado da combinação entre a componente vertical de carga devido a massa suspensa F_{ZN} e a variação de carga $F_{Z\Delta}$. No gráfico da figura 5.11 pode-se analisar melhor estas componentes.

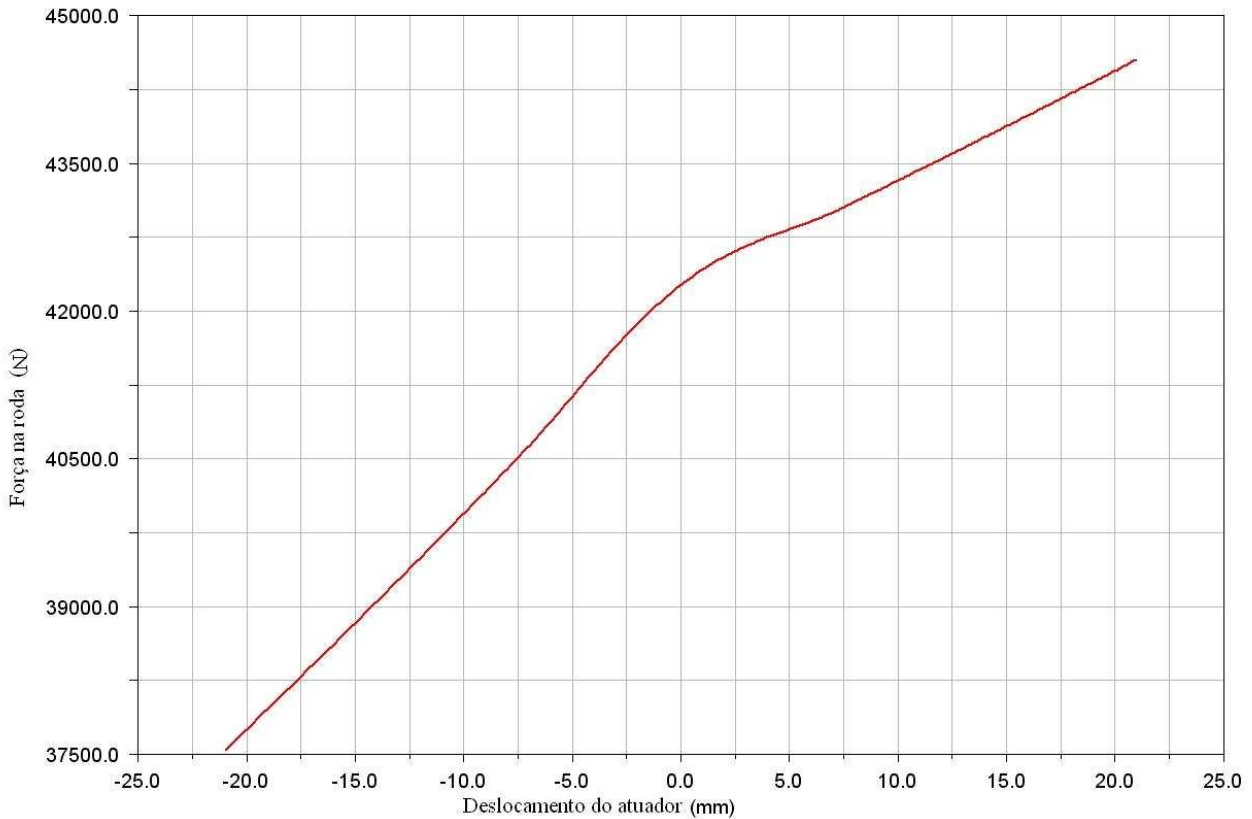


Figura 5.11 – Gráfico da variação de carga nas rodas devido à rolagem sem barra estabilizadora.

De acordo com o gráfico, podemos verificar que, quando não há deslocamento do atuador, ou seja, na posição 0 mm, temos uma resultante de força na roda de 42264 N, caracterizando a componente vertical de carga devido a massa suspensa F_{ZN} . Deste modo, podemos obter o valor de $F_{Z\Delta}$ para a roda em cada extremidade de deslocamento do atuador da seguinte forma:

$$F_{Z\Delta} = 42264 - 37542 = 4722 \text{ [N]} \quad (\text{para o deslocamento de } -21 \text{ mm do atuador})$$

$$F_{Z\Delta} = 44554 - 42264 = 2290 \text{ [N]} \quad (\text{para o deslocamento de } +21 \text{ mm do atuador})$$

Como os valores de $F_{Z\Delta}$ obtidos não foram iguais, se fez a média entre os valores encontrados, obtendo-se um $F_{Z\Delta}$ de 3506 N, considerado este valor bem próximo ao de 3499 N que era o objetivo, e portanto aceitável.

Finalizando, conhecendo-se o valor total de deslocamento das rodas que é de 42 mm e o valor da abertura das mesmas que é de 2108 mm podemos calcular o ângulo de rolagem sem a barra estabilizadora.

$$\phi = \arctg\left(\frac{42}{2108}\right) = 1,4 \quad [^\circ]$$

O mesmo procedimento foi realizado para o cálculo do ângulo de rolagem da suspensão com barra estabilizadora, obtendo-se como resultado um deslocamento vertical das rodas de -13 mm até +13 mm para uma variação de carga nas rodas de 3501,5 N, bem próximo do valor de 3499 N. Se analisarmos a figura 5.12, veremos que para o deslocamento das rodas descrito, teremos como forças de reação nos dois extremos os valores de 44982 N e 37979 N.

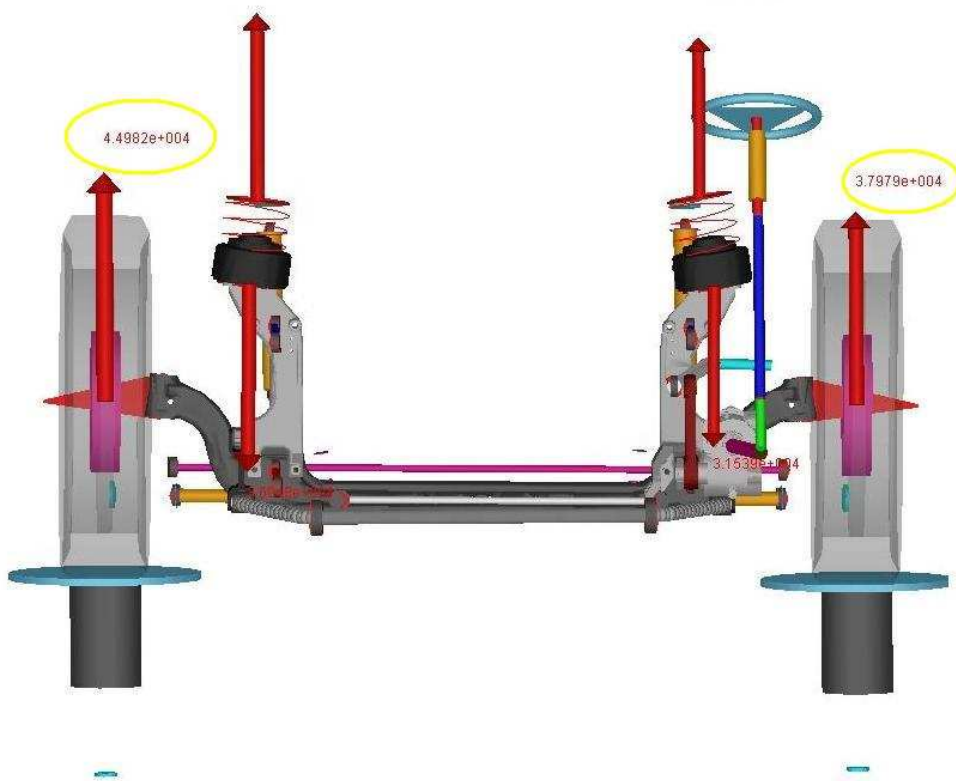


Figura 5.12 – Vetores de variação de carga nas rodas devido à rolagem com barra estabilizadora.

Os valores da figura 5.12 são o resultado da combinação entre a componente vertical de carga devido a massa suspensa F_{ZN} e a variação de carga $F_{Z\Delta}$. No gráfico da figura 5.13 pode-se analisar melhor estas componentes.

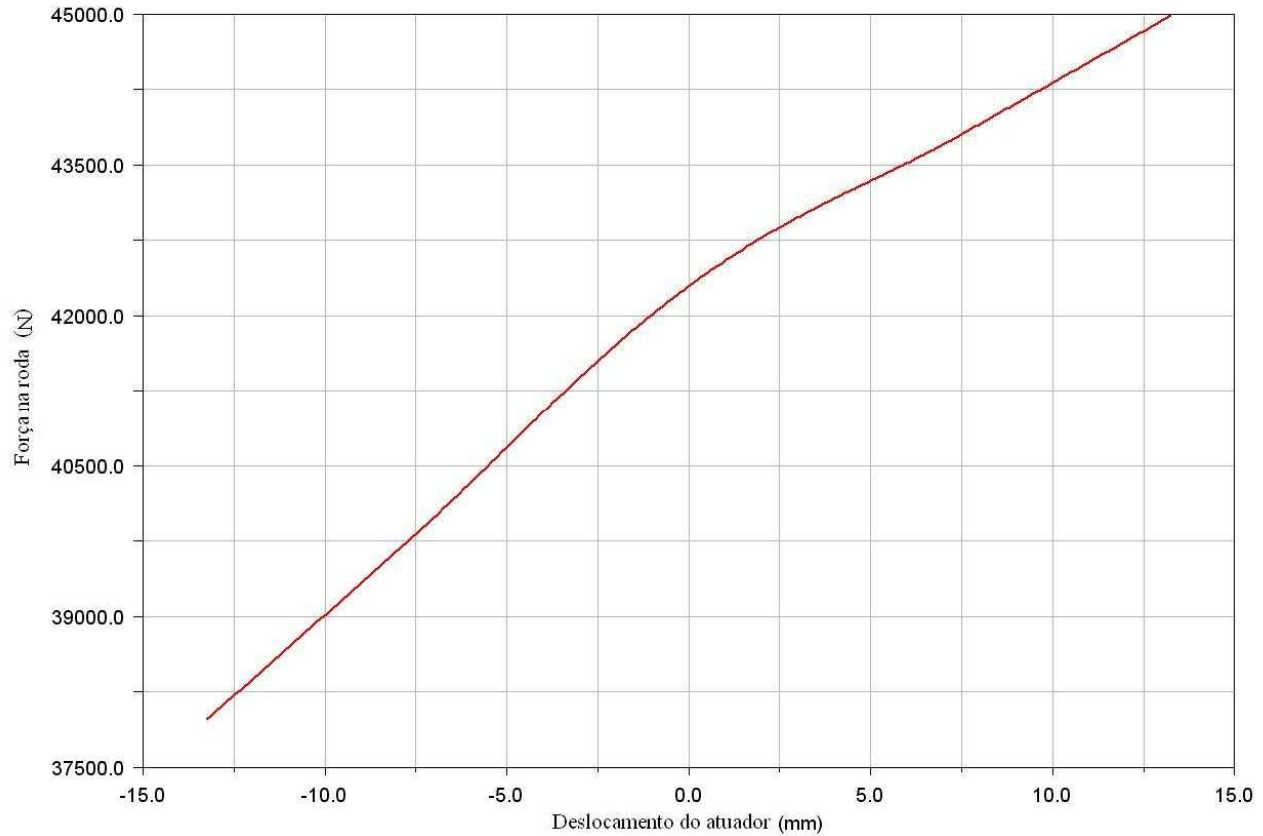


Figura 5.13 – Gráfico da variação de carga nas rodas devido à rolagem com barra estabilizadora.

De acordo com o gráfico, podemos verificar que quando não há deslocamento do atuador, ou seja, na posição 0 mm, temos uma resultante de força na roda de 42294 N, caracterizando a componente vertical de carga devido a massa suspensa F_{ZN} . Deste modo, podemos obter o valor de $F_{Z\Delta}$ para roda em cada extremidade de deslocamento do atuador da seguinte forma:

$$F_{Z\Delta} = 42294 - 37979 = 4315 \text{ [N]} \quad (\text{para o deslocamento de } -13 \text{ mm do atuador})$$

$$F_{Z\Delta} = 44982 - 42294 = 2688 \text{ [N]} \quad (\text{para o deslocamento de } +13 \text{ mm do atuador})$$

Como os valores de $F_{Z\Delta}$ obtidos não foram iguais, se fez a média entre os valores encontrados, obtendo-se um $F_{Z\Delta}$ de 3501,5 N, considerado este valor bem próximo ao de 3499 N que era o objetivo, e portanto aceitável.

Finalizando, conhecendo-se o valor total de deslocamento das rodas que é de 26 mm e o valor da abertura das mesmas que é de 2108 mm podemos calcular o ângulo de rolagem com a barra estabilizadora.

$$\phi = \arctg\left(\frac{26}{2108}\right) = 0,7 \quad [^\circ]$$

De acordo com os valores calculados acima podemos plotar o gráfico do ângulo de rolagem da suspensão pela rigidez da barra estabilizadora, o qual pode ser visto na figura 5.14.

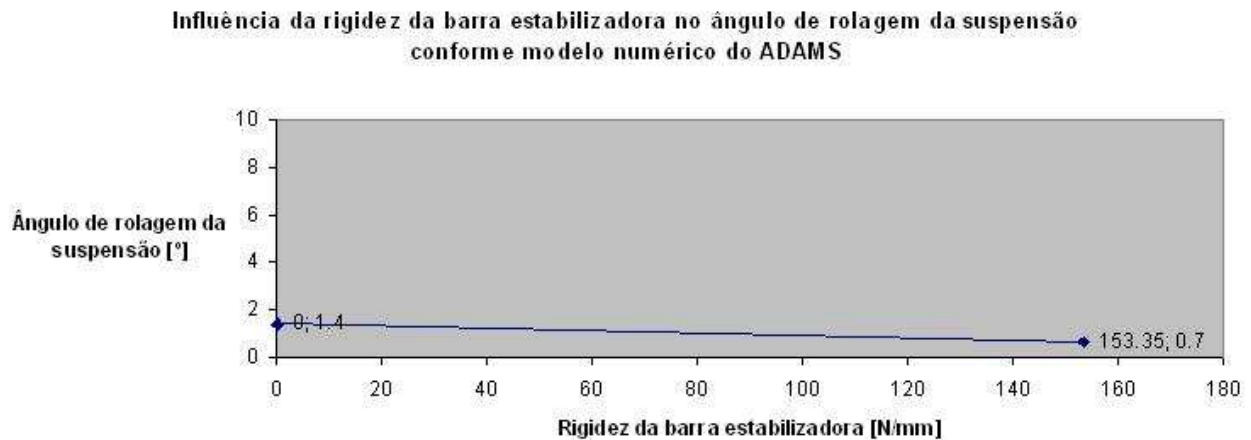


Figura 5.14 – Influência da rigidez da barra estabilizadora no ângulo de rolagem da suspensão conforme modelo numérico do ADAMS.

6. CÁLCULO ANALÍTICO USANDO O *ROLL CENTER* DO MODELO NUMÉRICO

Como no cálculo analítico do ângulo de rolagem da suspensão foi usado um valor estimado para a posição vertical do *roll center*, será recalculado o ângulo de rolagem usando o valor da posição vertical do *roll center* obtido com o modelo numérico do ADAMS que pode ser considerado mais confiável.

Deste modo usando o novo valor de h_r para resolver as equações 2.11 e 2.12 se terá novos valores para o ângulo de rolagem da suspensão.

Assim, sem o uso da barra estabilizadora, tem-se:

$$\phi = \frac{30607 \times 241}{93666375} = 0,079[\text{rad}] = 4,5 \quad [^\circ]$$

Já, com o uso da barra estabilizadora, tem-se:

$$\phi = \frac{30607 \times 241}{93666375 + 139326449} = 0,032[\text{rad}] = 1,8 \quad [^\circ]$$

De acordo com os valores calculados acima se pode plotar o gráfico do ângulo de rolagem da suspensão pela rigidez da barra estabilizadora, usando o valor da posição vertical do *roll center* do modelo numérico, o qual pode ser visto na figura 6.1.

Influência da rigidez da barra estabilizadora no ângulo de rolagem da suspensão conforme cálculo analítico usando h_r obtido no ADAMS

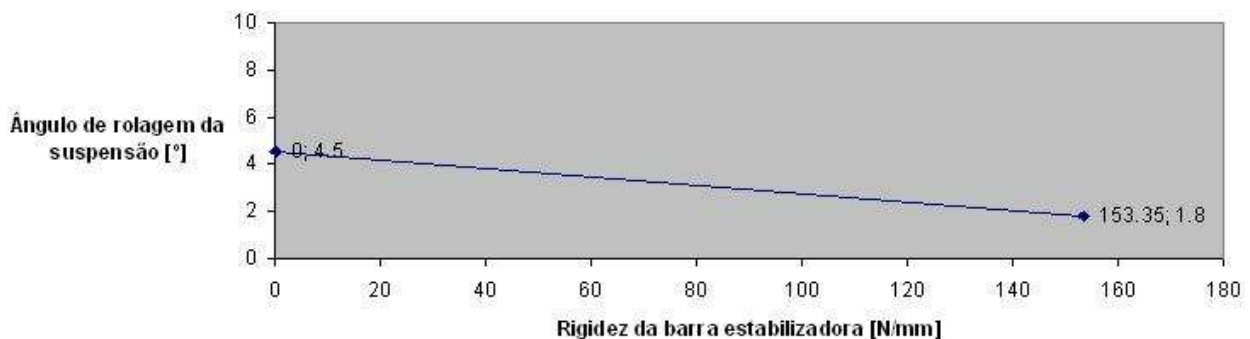


Figura 6.1 – Influência da rigidez da barra estabilizadora no ângulo de rolagem da suspensão conforme cálculo analítico, usando h_r do ADAMS.

7. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Na figura 7.1 abaixo se pode ver reunidos em um único gráfico os resultados do ângulo de rolagem da suspensão pela rigidez da barra estabilizadora dos três diferentes tipos de cálculo realizados, podendo-se perceber de uma maneira melhor as diferenças entre eles.

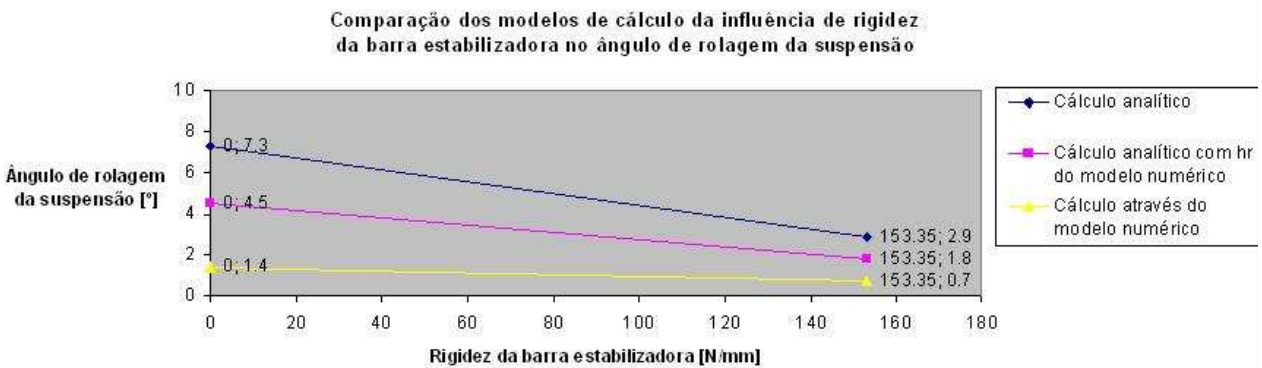


Figura 7.1 – Comparação dos modelos de cálculo da influência de rigidez da barra estabilizadora no ângulo de rolagem da suspensão.

Se for analisado do ponto de vista apenas do ângulo de rolagem, pode-se perceber uma significativa redução do mesmo quando se usa a barra estabilizadora nos três casos conforme gráfico da figura 7.2. Para o cálculo analítico, tanto com o uso do *roll center* estimado como com o uso do *roll center* do modelo numérico se tem uma redução do ângulo de rolagem de 60%. Já no modelo numérico do ADAMS tem-se uma redução de 50% no ângulo de rolagem quando usamos a barra estabilizadora.

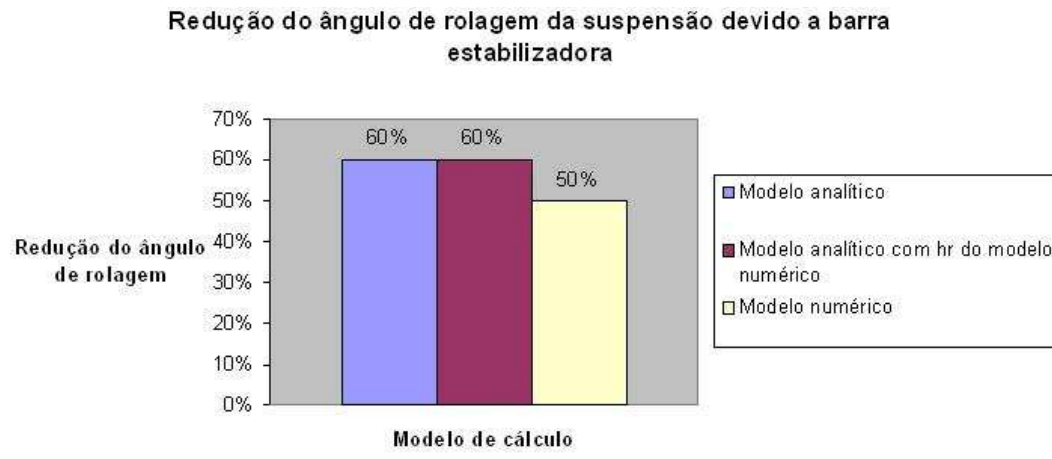


Figura 7.2 – Redução percentual do ângulo de rolagem da suspensão devido ao uso da barra estabilizadora.

Por outro lado, se for analisado do ponto de vista da influência do aumento de rigidez da barra estabilizadora no ângulo de rolagem pode-se verificar uma significativa diferença entre os três tipos de cálculo realizados conforme gráfico da figura 7.3. Para o cálculo analítico tem-se uma inclinação da reta no gráfico de $-1,64^\circ$, sendo que para o cálculo analítico usando o valor de *roll center* do modelo numérico, tem-se uma inclinação da reta do gráfico de $-1,01^\circ$. Já para o gráfico do modelo numérico, tem-se uma inclinação da reta bem menor, no valor de $-0,26^\circ$, caracterizando uma menor influência da barra estabilizadora.

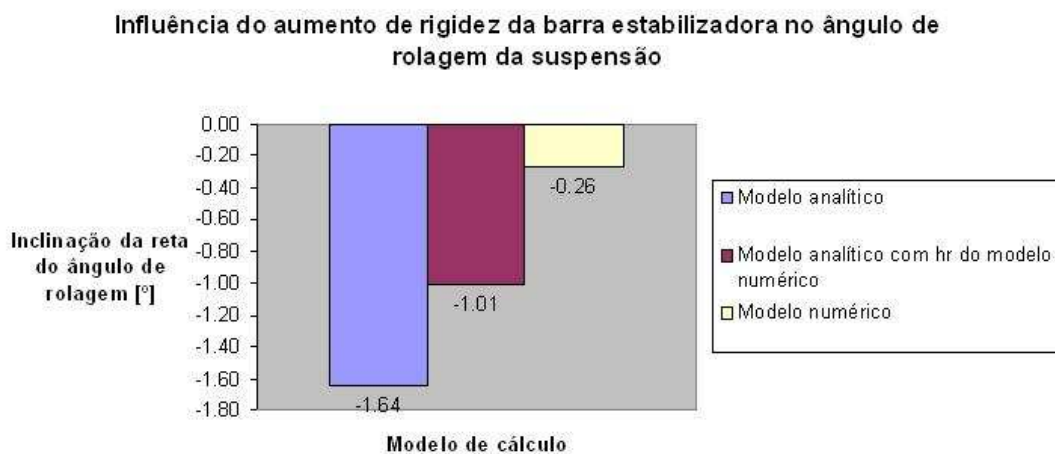


Figura 7.3 – Influência do aumento de rigidez da barra estabilizadora no ângulo de rolagem da suspensão.

Alguns outros resultados encontrados no modelo numérico, podem demonstrar fenômenos que não são considerados no modelo analítico, mas que possuem uma grande influência no comportamento de rolagem da suspensão.

Um destes resultados é o valor da posição vertical do *roll center*. Para o modelo analítico foi estimado este valor, levando-se em consideração dados da literatura de outros tipos de veículos, os quais dizem que se pode considerar a posição do *roll center* no centro do eixo ou na posição da ligação lateral (barra *panhard*). Para o veículo em questão que é um *low entry*, como não foram encontrados dados existentes na literatura sobre o mesmo, calculou-se um valor intermediário. Para isto foi feita uma média das posições citadas acima de outros veículos obtendo-se um $h_r = 392,5$ mm, o qual no cálculo analítico, é considerado constante. Já no modelo numérico, de acordo com o gráfico da figura 5.9, pode-se verificar que o valor da posição vertical do *roll center* possui uma variação considerável conforme se aumenta a inclinação da suspensão. Pode-se ver também que esta variação não é simétrica, ou seja, o veículo terá uma inclinação maior para um lado do que para o outro. Com a inclinação para um lado, tem-se uma diminuição acentuada no valor do *roll center*, porém, com a inclinação para o lado oposto, tem-se um rápido aumento deste valor até uma posição máxima e depois uma ligeira diminuição no valor do *roll center*. Este fenômeno acontece devido à construção geométrica da suspensão, na qual a barra *panhard* que é o único componente não simétrico na suspensão, gera este efeito. Já para o veículo na posição inicial, ou seja, sem inclinação alguma, o valor de $h_r = 241$ mm é bem menor do que o estimado para o cálculo analítico, ficando abaixo da posição de altura da barra *panhard* que, conforme a literatura, pode ser tomada como referência de posição do *roll center*.

Quando é feito o cálculo analítico considerando a posição vertical do *roll center* do modelo numérico para o veículo na posição inicial sem inclinação, pode-se perceber que os valores do ângulo de rolagem da suspensão se aproximam mais dos valores do modelo numérico, obtendo-se resultados mais precisos para comparar os dois modos de cálculo, eliminando a estimativa inicial de h_r .

Outro resultado encontrado no modelo numérico e que não é considerado no modelo analítico diz respeito a componente de variação de carga nas rodas $F_{Z\Delta}$. Teoricamente, como foi considerado no modelo analítico, a variação de carga nas rodas, devido às acelerações laterais deveria ser igual para ambas as rodas. Contudo, pode-se verificar nos resultados do modelo numérico que existe uma grande diferença nestes valores de uma roda para a outra, e que esta

diferença aumenta conforme se aumenta o ângulo de rolagem. Para os valores de deslocamento das rodas de - 13 mm até + 13 mm, os valores de $F_{Z\Delta}$ são 4315 N e 2688 N caracterizando uma diferença de 1,6 vezes entre eles. Já para os valores de deslocamento das rodas de - 21 mm até + 21 mm, os valores de $F_{Z\Delta}$ são 4722 N e 2290 N caracterizando uma diferença de 2 vezes entre eles. Para poder se comparar os valores de $F_{Z\Delta}$ do modelo numérico com o valor calculado de 3499 N que seria o esperado para uma aceleração lateral de 0,4 gravidades decidiu-se fazer uma média entre os valores encontrados do modelo numérico, afim de comparar os dois valores e obter o ângulo de rolagem do modelo numérico. Esta diferença entre a variação de carga das rodas também pode ser explicada pelo efeito da barra *panhard*.

8. CONCLUSÕES

Levando em consideração que o atual estágio de desenvolvimento do setor automobilístico caracteriza-se por projetos que incorporem, cada vez mais, ferramentas diferentes para o desenvolvimento do produto, pode-se dizer que a metodologia empregada neste trabalho foi bastante satisfatória, englobando desde os cálculos analíticos até os modelos numéricos mais complexos, fazendo-se presente também o uso de *software* de CAD de onde se obteve muitas informações de entrada do projeto. Como complemento, para comprovar os dados obtidos nos modelos virtuais, devem-se realizar ainda os testes práticos em protótipos, que podem validar todo o projeto dando maior credibilidade ao estudo.

Como maior dificuldade de comparativo entre os modos de cálculo, pode-se citar a difícil localização da posição vertical do *roll center*, sendo este somente melhor avaliado e determinado com o modelo numérico. Pode-se verificar também que a inclinação do veículo será diferente de um lado para o outro pois conforme o veículo inclina a posição do *roll center* muda não simetricamente. Este efeito de não simetria também foi notado na discrepância encontrada dos valores da componente de variação de carga nas rodas $F_{Z\Delta}$. De qualquer forma, a solução usada de adotar o valor da posição vertical do *roll center* inicial do veículo de 241 mm e de buscar um valor do componente de variação de carga nas rodas fazendo a média entre os valores diferentes encontrados, não deve influenciar na busca do objetivo final do trabalho.

Todos os dados encontrados no modelo numérico que não tiveram um comportamento simétrico são fruto do efeito da barra *panhard*, pois o movimento de rolamento de um veículo assim como as distribuições dos esforços em seus componentes, são determinadas pela geometria da suspensão e pela distribuição do momento de rolamento. Como toda a suspensão do ponto de vista geométrico e de rigidez é simétrica, apenas a barra *panhard* que é o elemento não simétrico poderia causar tal efeito.

Em relação a barra estabilizadora, o uso da mesma mostrou-se muito importante, diminuindo praticamente pela metade o ângulo de rolagem da suspensão, propiciando maior estabilidade e segurança ao veículo. A influência do aumento de rigidez da barra estabilizadora na rolagem, de acordo com os dados do gráfico da figura 7.3 mostrou-se maior no modelo analítico do que no modelo numérico, sendo o segundo mais representativo. A influência não foi tão grande no modelo numérico pelo motivo do mesmo incorporar os elementos enrijecedores da suspensão como as

buchas dos tirantes e a barra *panhard*. Deste modo, este modelo de suspensão naturalmente possui uma maior rigidez de rolagem do que o modelo analítico, fato que pode explicar o menor ângulo de rolagem encontrado nos resultados.

De um modo geral, a rigidez da barra estabilizadora mostrou ter uma influência grande no ângulo de rolagem da suspensão, reduzindo consideravelmente sua inclinação em manobras que gerem acelerações laterais.

9. SUGESTÕES PARA CONTINUIDADE DO TRABALHO

Como sugestões de trabalhos futuros que possam dar continuidade e ou complementar este trabalho, cito:

- Construção de um protótipo de suspensão para realizar medições práticas para poder calibrar o modelo numérico e comparar os resultados, fornecendo mais credibilidade dos resultados.
- Desenvolver um método experimental ou analítico para obtenção da posição do *roll center* da suspensão.
- Pesquisa sobre o comportamento da variação de posição do *roll center* durante o movimento da suspensão.
- Pesquisa sobre a influência de posicionamento da barra estabilizadora no *layout* da suspensão, sendo colocada à frente ou atrás do eixo.
- Pesquisa sobre a influência da barra *panhard* na suspensão.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AKIYAMA, M. K., **Suspensão de veículos – um estudo de caso**. Dissertação de mestrado, UNESP, Guaratinguetá, 2005.

BARBOSA, R.S., **Aplicação de Sistemas Multicorpos na Dinâmica de Veículos Guiados**. Tese de Doutorado, USP, São Paulo, 1999.

BASTOW, D., HOWARD, G., **Car Suspension and Handling**. Third Edition, Pentech Press Ltda, London and Society of Automobile Engineers, Inc., 1993.

BOSCH, R., **Automotive Handbook** – 2. ed. Stuttgart, 1986.

CARVALHO, M. F., **Avaliação da conformidade de veículos terrestres : análise metrológica e modernização de um sistema para medição de velocidade**. Dissertação de mestrado – Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Programa de Pós-Graduação em Metrologia para a Qualidade e Inovação. Rio de Janeiro, 2004.

GENTA, G., **Motor Vehicle Dynamics: modeling and simulation**. London: World Scientific Publishing, 1997.

GILLESPIE, T. D., **Fundamentals of Vehicle Dynamics**, Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992, 495p.

KENNETH, B., **A Short History of Suspension**, <http://www.citroen.mb.ca/citroenet/html/s/suspension1.html>, 2008.

MADUREIRA, O. M., **Curso Suspensão e Conforto**. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo: 1998.

MADUREIRA, O. M., **Dinâmica de veículos – Apresentação e discussão dos fatos básicos.** Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo: 1995.

NETO, A. C., PRADO, M., **Suspensões de Veículos Comerciais.** Caxias do Sul: UCS, 2005.

PERES, G., **Uma Metodologia para Simulação e Análise Estrutural de Veículos de Transporte de Carga.** Dissertação de Mestrado, UFRGS, Porto Alegre, 2006.

SHARP, R. S., CROLLA, D. A., **Road Vehicle Suspension System design – A Review.** Vehicle System Dynamics, 1987.

TOMAZINI, J. E., **O Modelo Multicorpo Aplicado a um Manipulador Modelo Rígido e Flexível.** Tese de doutorado, Escola de Engenharia de São Carlos, 1996.

VARGAS, V. A., **Consideração do Efeito de Descolamento do Pneu na Simulação de Tráfego de um Veículo de Transporte de Carga.** Technical paper – 5° Colloquium Internacional SAE Brasil de Suspensões e Implementos Rodoviários & mostra de Engenharia, 2008.

WILSON, Q., **O Livro dos Carros Clássicos.** Rio de Janeiro: Ediouro Publicações, 2000, 224p.

WONG, J. W., **Theory of Ground Vehicles.** 3. ed. New York: John Wiley & Sons, Inc, 2001.