JOÃO FELIPE SUSIN RODRIGUES

Cálculo e avaliação dos parâmetros da rigidez auxiliar à rolagem de uma suspensão dianteira mecânica

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, para obtenção do título de Mestre em Engenharia Automotiva.

São Paulo

2005

FICHA CATALOGRÁFICA

Rodrigues, João Felipe Susin
Cálculo e avaliação dos parâmetros da rigidez auxiliar a rolagem de uma suspensão dianteira mecânica / J.F.S. Rodrigues. -- São Paulo, 2005.
91 p.

Trabalho de curso (Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva). Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

1.Suspensão mecânica 2.Rigidez auxiliar à rolagem I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica II.t.

JOÃO FELIPE SUSIN RODRIGUES

Cálculo e avaliação dos parâmetros da rigidez auxiliar à rolagem de uma suspensão dianteira mecânica

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, para obtenção do título de Mestre em Engenharia Automotiva (Mestrado Profissionalizante).

Área de Concentração: Engenharia Automotiva

Orientador: Prof. Dr. Israel Brunstein

São Paulo

2005

RESUMO

RODRIGUES, J. F. S. **Cálculo e avaliação dos parâmetros da rigidez auxiliar a rolagem de uma suspensão dianteira mecânica.** 2005. 91 p. Trabalho de curso (Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva). Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

A rigidez auxiliar à rolagem de uma suspensão mecânica tem sido avaliada por critérios subjetivos e/ou testes de rolagem da carroceria do caminhão. Fazendo uso de teorias de resistência dos materiais e equações matemáticas, este trabalho, baseado nos resultados em bancadas de testes, propôs uma metodologia de cálculo da rigidez auxiliar à rolagem para ser usada na fase de conceituação do veículo, assim possibilitando um projeto mais acurado e em menor tempo. Através dos cálculos propostos, os componentes pertencentes à uma suspensão mecânica (lâmina de mola, bucha e viga do eixo) foram dimensionados levando em consideração sua participação na rigidez à rolagem. Com os resultados obtidos nesse trabalho, conseguimos abordar com maior exatidão o parâmetro rigidez total à rolagem. O formulário genérico, atualmente disponível para o calculo de rigidez à rolagem, apenas leva em consideração a rigidez vertical e o espaçamento entre as molas e, para o exemplo estudado, chegaríamos a um valor de 64% do valor medido de rigidez total à rolagem. Com a introdução deste formulário proposto, levando em consideração as rigidezes torsionais dos elementos principais de uma suspensão dianteira mecânica, chegamos a um valor de 93% da rigidez total medida em bancada de teste. Além disso, os efeitos torsionais dos elementos da suspensão foram melhor avaliados e o correto dimensionamento destes, acarretarão um maior controle da rigidez à rolagem, bem como, o aumento da durabilidade destes componentes. Os conceitos utilizados neste trabalho, quando aplicados às características físicas e geométricas de outros veículos comerciais, serão muito úteis no desenvolvimento de novas suspensões.

Palavras-chave: Suspensão mecânica. Rigidez auxiliar à rolagem.

AGRADECIMENTOS

Ao Msc. Eng. Valter Martins de Vargas, que, nestes anos de convivência pessoal e profissional, muito me ensinou, contribuindo para o meu crescimento científico e intelectual.

Ao Prof. Dr. Israel Brunstein, pela atenção e apoio durante o processo de definição e orientação.

À Suspensys Sistemas Automotivos, bem como, o Grupo Randon pela oportunidade de realização deste curso de mestrado nesta instituição.

À ArvinMeritor Commercial Vehicles Systems, por ter disponibilizado informações e o uso de sua área experimental.

DEDICATÓRIAS

A Vanessa Dalfovo, minha esposa, com amor, gratidão e reconhecimento de seu esforço em me motivar, orientar e dividir com este trabalho minha atenção durante a sua elaboração.

A minha Família, em especial minha mãe Jacy, por terem me ensinado os bons princípios, incentivando e apontando o caminho.

“O que sabemos é uma gota.
O que ignoramos é um oceano.”

Sir Isaac Newton
(1643-1727)

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1. Representação dos pólos de inércia do veículo suspenso.....20

Figura 2.2. Modelo de uma suspensão primária de veículos.....23

Figura 2.3. Movimentos verticais da suspensão.....24

Figura 2.4. Oscilação de um veículo ao ultrapassar um obstáculo.....25

Figura 2.5. Compromisso entre a dirigibilidade e o conforto.....26

Figura 2.6. Suspensão passiva mecânica..... 28

.

Figura 2.7. Suspensão pneumática de altura constante.....29

Figura 2.8. Diagrama de malha fechada de uma suspensão ativa.....30

Figura 2.9. Comparação entre suspensão ativa e passiva.....31

Figura 2.10. Suspensão mecânica dianteira.....31

Figura 2.11. Deflexão estática do feixe de molas.....33

Figura 2.12. Associação de molas em série.....34

Figura 2.13. Associação de molas em paralelo.....34

Figura 2.14. Feixe de molas considerado como viga uniformemente carregada.....36

Figura 2.15. Corte transversal de uma bucha de suspensão.....38

Figura 2.16. Efeito do comprimento da mola na bucha.....38

Figura 2.17. Amortecedor hidráulico e suas partes.....41

Figura 2.18. Eixo dianteiro 42

Figura 2.19. Centro instantâneo de rolagem da suspensão dianteira.....43

Figura 2.20. Transferência de peso lateral em curvas.....44

Figura 2.21. Diagrama de corpo livre de um veículo em curva.....45

Figura 2.22. Representação gráfica da equação de equilíbrio para a rolagem de um veículo rígido.....47

Figura 3.1. O papel da suspensão inserida no veículo.....51

Figura 3.2. Curva de determinação da rigidez à rolagem.....52

Figura 3.3. Bancada de teste da UMTRI e as forças aplicadas.....56

Figura 3.4. Teste da suspensão na Universidade de Michigan (UMTRI).....57

Figura 3.5. Vista lateral da suspensão em estudo.....58

Figura 3.6. Mola trapezoidal submetida à torção.....60

Figura 3.7. Dimensões da lâmina da mola.....63

Figura 3.8. Rigidezes em série da bucha e da mola.....69

Figura 3.9. Rigidez do lado direito do veículo devido às molas e buchas.....70

Figura 3.10. Viga usual de eixo dianteiro esterçável.....71

Figura 3.11. Perfil da viga "I" do eixo dianteiro.....72

Figura 3.12. Bitola e largura do feixe de molas.....73

Figura 3.13. Esquematização das associações em série e paralelo das rigidezes.....75

Figura 4.1. Influência da rigidez cônica da bucha na rigidez total.....80

Figura 4.2. Influência da rigidez torsional da lâmina da mola.....81

Figura 4.3. Influência da rigidez torsional da viga do eixo.....82

LISTA DE TABELA

Tabela 1. **Raíz pelo método de Ruffini 63**

SUMÁRIO

LISTA DE TABELAS

LISTA DE FIGURAS

1. INTRODUÇÃO 14

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 17

2.1. DINÂMICA DE VEÍCULOS 17

2.1.1. Energia Cinética 17

2.1.2. Força Centrifuga 18

2.1.3. Inércia 19

2.1.4. Atrito 20

2.1.5. Tração 21

2.2 SUSPENSÃO 23

2.3. CATEGORIAS DE SUSPENSÕES 26

2.3.1. Suspensões Passivas 26

2.3.2. Suspensão de Altura Constante 27

2.3.3. Suspensões Semi-Ativas 28

2.3.4 Suspensões Ativas 28

2.4. SUSPENSÃO PASSIVA MECÂNICA PARA VEÍCULOS COMERCIAIS 29

2.4.1. Feixe de Molas 31

2.2.2. Buchas de Suspensão 35

2.2.3. Amortecedores 38

2.2.4. Eixo Dianteiro Esterçável 39

2.5. RIGIDEZ À ROLAGEM DA SUSPENSÃO DIANTEIRA MECÂNICA 39

2.5.1. Centro Instantâneo de Rolagem 39

2.5.2. Ângulo de Rolagem 40

2.5.3. Rolagem do Veículo 41

2.5.4. Rigidez Auxiliar à Rolagem 44

3. DESENVOLVIMENTO 46

3.1. MÉTODOS DE ANÁLISES DE SUSPENSÕES 46

3.2. TESTES DE ROLAGEM DA SUSPENSÃO 47

3.2.1. Determinação da Taxa de Rolagem da Suspensão 47

3.2.2. Medindo a Rigidez à Rolagem 48

3.2.3. Resultados em Bancada de Testes 52

3.3. CÁLCULO ANALÍTICO DA RIGIDEZ AUXILIAR À ROLAGEM 53

3.3.1. Cálculo da Rigidez Torsional da Lâmina da Mola 54

3.3.2. Cálculo da Rigidez Torsional da Bucha e Mola Associadas em Série 63

3.3.3. Cálculo da Rigidez Torsional da Viga do Eixo 65

3.3.4. Cálculo da Rigidez Torsional da Suspensão 68

4. DISCUSSÃO 70

5. CONCLUSÃO 75

6. LISTA DE REFERENCIAS 77

GLOSSÁRIO

1. INTRODUÇÃO

O desenvolvimento da economia brasileira está diretamente relacionado ao transporte rodoviário de cargas. Com a abertura do mercado, a globalização criou novas necessidades que devem ser satisfeitas por soluções tecnológicas adequadas. A demanda por conhecimento, trouxe os fornecedores para mais próximo de seus clientes, as montadoras de veículos, e os dois buscam soluções técnicas, muitas vezes, vindas de embasamento acadêmico.

O mercado brasileiro necessita soluções de engenharia, que sejam robustas e economicamente viáveis, para suportar as condições precárias das rodovias nacionais, bem como, propiciar lucratividade ao transportador que enfrenta constantemente a instabilidade econômica, que eleva preços de combustíveis, pedágios, mão-de-obra e, por outro lado, se defronta com um mercado altamente competitivo pela grande quantidade de oferta de transportes.

Ao longo da ultima década no Brasil, o mercado de veículos comerciais pesados acelerou sua competitividade com a introdução de novos entrantes, além dos tradicionais fabricantes de caminhões europeus, como Mercedes Benz, Scania e Volvo. Estas montadoras européias costumavam fabricar e comercializar soluções desenhadas e testadas em seus centros de desenvolvimento em suas matrizes na Europa. Porém, mesmo as grandes montadoras vivendo em um mercado globalizado precisam pensar em cada mercado doméstico e suas particularidades. Com esta nova realidade criou-se no Brasil uma necessidade de conhecimento na área automotiva para satisfazer as características deste novo mercado.

Com este novo modelo de desenvolvimento de caminhões, as montadoras procuraram fornecedores que desenvolvessem sistemas completos, desenhados e testados (*turn key*), com isso reduzindo seus custos e prazos de desenvolvimento. Cada vez mais, estes fornecedores estão conhecendo o produto de seu cliente, a montadora, para assim satisfazer as expectativas do mercado de veículos pesados. Um dos sistemas desenvolvidos em parceria com a montadora, por seus fornecedores, é o sistema de suspensão primária.

As suspensões primárias de veículos comerciais são compostas, basicamente, de molas, buchas, amortecedores e eixo. A suspensão tem como finalidade principal o isolamento das vibrações e ruídos originados pelas oscilações verticais das estradas. As buchas isolam os ruídos dos contatos entre as partes e pequenas oscilações. As molas, por sua vez, permitem ao veículo passar por obstáculos com relativo conforto, devido à baixa rigidez vertical comparada a outras construções. O principal objetivo do amortecedor é manter o contato do pneu com o solo, forçando o eixo/pneu contra o chão, além de diminuir grandes deslocamentos do feixe de molas. Algumas características são mais importantes que outras, dependendo da aplicação da suspensão e tipos

de veículos. As suspensões podem ser aplicadas em eixos dianteiros, trativos e auxiliares. Tratando-se de suspensões dianteiras leva-se em consideração o comportamento desta quanto à frenagem, aceleração, conforto, dirigibilidade e resistência à rolagem.

A resistência à rolagem, comumente chamada de "*roll stiffness*", é percebida em um veículo, quando este faz uma curva e o ocupante sente a carroceria rolar para o lado contrário à manobra. O que diferencia esta percepção de um veículo para o outro, é a rigidez do sistema de suspensão à rolagem.

A grandeza de rolagem de uma carroceria é medida em unidades de força, distância e ângulo. A literatura, atualmente disponível, define a rigidez a rolagem como sendo função da distância entre os feixes de molas e a suas rigidezes verticais. Sabe-se que a rigidez total à rolagem não é, totalmente, calculada por estes parâmetros. Testes realizados em bancada citam a rigidez auxiliar à rolagem como sendo fator significativo na determinação da rigidez total à rolagem. A rigidez auxiliar não é amplamente discutida, pois depende muito da geometria e características distintas relacionadas a cada suspensão.

Em eventos de manobra do veículo, uma suspensão dianteira mecânica é submetida a determinados efeitos de torção e flexão. Durante uma curva ou obstáculo vertical em uma das rodas, ocorre a transferência lateral do peso, além do efeito de rolagem da carroceria. Neste evento de rolagem, as lâminas das molas agem em torção, aumentando a rigidez da suspensão à rolagem. Somando-se às molas, as buchas dos olhais possuem rigidezes à rolagem, que também contribuem para a rigidez total. O eixo por sua vez, submetido ao torque destas molas, possui a resistência à torção, dependendo da sua forma construtiva. Ambos os parâmetros citados acima, possuem relevante importância na determinação do valor total à rolagem da suspensão mecânica dianteira.

Certamente, os efeitos de torção nas molas destes tipos de suspensão, devem ser considerados no dimensionamento destas, pelos projetistas e fabricantes de feixes de molas. Baseando-se neste fato, parâmetros pré-determinados poderão auxiliar no desempenho e durabilidade destas peças, devido a um maior conhecimento dos efeitos relacionados à cinemática deste tipo de suspensão.

Neste trabalho, a influência do feixe de molas, buchas e eixo, serão observados na determinação da rigidez total à rolagem. Através de bancadas de testes, experimentos e baseando-se na literatura existente, buscaremos analiticamente, determinar e comprovar os parâmetros e características que definem o valor da rigidez total à rolagem de uma suspensão mecânica dianteira.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. DINÂMICA DE VEÍCULOS

A dinâmica veicular é um conjunto de definições e fenômenos analíticos e experimentais que são usados para estudar e entender as respostas de um veículo para as diversas situações do movimento. Alguns princípios básicos da dinâmica são importantes serem abordados, como a energia cinética relacionada ao movimento, a força centrífuga e sua implicância nas manobras, a inércia como uma restrição às acelerações, a influência do atrito nos movimentos das rodas e o fundamental papel da tração na dinâmica do veículo.

2.1.1. Energia Cinética

Energia cinética é o termo que descreve a energia que o veículo possui devido à sua massa e velocidade. A fórmula da energia cinética, é simples apesar de ser fundamental:

$$E_{cinetica} = \frac{1}{2} massa \text{ x } velocidade^2 \qquad \text{eq. 2.1}$$

A equação 2.1. mostra que a energia cinética do veículo aumenta ao quadrado da velocidade. Isto significa que, quando a velocidade é dobrada, a energia cinética aumenta quatro vezes. Este aumento de energia não causará problemas desde que ela possa ser controlada por um bom sistema de direção, suspensão e frenagem.

Uma maneira de dissipar esta energia, rapidamente, é chocar o veículo em um objeto sólido. Neste caso, quando a velocidade é duplicada, aumentamos quatro vezes a energia para danificar o veículo e machucar seus ocupantes. A energia cinética de um veículo de 2 toneladas, trafegando a uma velocidade de 160 Km/h, é igual a 188.000 kilograma-força x metro, suficiente para lançar um homem de 80 kg a uma distância de 2.350 metros. Para parar este veículo uma grande quantidade de energia deverá ser dissipada. Esta energia poderá ser dissipada por um impacto ou a aplicação dos freios. A distância de parada de um veículo está relacionada ao quadrado de velocidade também, portanto, um veículo a 50 km/h precisa quatro vezes mais distância de parada do que o mesmo veículo a 25 km/h, considerando a mesma pressão de frenagem.

2.1.2. Força Centrifuga

Nas manobras do veículo, a força centrífuga atua na massa do veículo e tenta empurrar o mesmo para fora da curva. A fórmula que exprime a força centrífuga é:

$$F_{centrifuga} = \frac{massa \text{ x } velocidade^2}{raio\ da\ curva} \qquad \textbf{eq. 2.2}$$

A equação mostra que a força centrífuga aumenta ao quadrado da velocidade. Também, a uma dada velocidade, curvas mais fechadas produzem maiores forças centrífugas do que as curvas de grandes raios. Um grande aumento da força centrífuga exigirá uma força de atrito equivalente do pneu-estrada capaz de manter o veículo na estrada. Seria como se os pneus fossem comparados a fios ligados ao centro da curva, quando a força centrífuga ultrapassa o valor da força de atrito do pneu-solo, o fio arrebenta e o veículo sai da trajetória da curva, afastando-se do centro desta.

2.1.3. Inércia

Inércia é a resistência à mudança de direção ou à velocidade de um corpo, mesmo em repouso ou movimento. Na dinâmica veicular, a inércia refere-se à mudança de direção, ou seja, a resistência de fazer uma curva, saindo da direção reta para uma manobra.

A inércia e a distribuição de peso são importantes na dirigibilidade, pois estas variáveis afetam a quantidade de tempo requerida para fazer a transição de uma linha reta para a curva e vice-versa. Entretanto, com um carregamento normal do veículo, estas mudanças não são tão grandes. Alguns carregamentos podem mudar bastante a dirigibilidade do veículo, como concentrar muito peso junto à tampa traseira do veículo, bem como, carregar o bagageiro do teto com mercadorias pesadas.

Como as leis da inércia determinam que um veículo em movimento tenda a seguir uma trajetória retilínea, uma força deve ser aplicada para causar a manobra do veículo. Esta força é chamada de força centrípeta, e é o resultado das ações elásticas dos pneus em forçar o carro a sair da linha retilínea. A força centrípeta deverá ultrapassar o valor da força centrífuga para o veículo realizar a curva.

Momentos de Inércia:

A. *Pitch*: opõe à força de aceleração ou frenagem em torno do eixo horizontal do veículo;
B. *Roll*: opõe as forças de manobra, movimento de rolagem do veículo através do eixo lateral;
C. *Yaw*: opõe a força de movimento de giro em torno do eixo vertical do veículo.

Momento Polar de Inércia:

O momento polar de inércia define a capacidade de um veículo mudar sua posição direcional. O veículo

possui os pólos de inércia, também chamados de centro de concentração de peso (fig. 2.1). O momento polar de inércia, neste conceito, é determinado pela localização longitudinal do centro de gravidade. O veículo gira em torno do seu centro de gravidade em uma curva, portanto, quanto maior for a distância dos pólos de inércia em relação ao centro de gravidade maior será o momento polar. Temos um grande valor de momento de inércia quando os pólos de inércias são pesados e afastados, e um pequeno momento de inércia quando os pólos são leves e próximos (LEFREVE, 1967). Em outras palavras, é mais fácil manobrar um veículo com um pequeno momento de inércia polar. Na pratica podemos verificar a dificuldade de manobrar um caminhão comprido e a facilidade de fazer curvas de um carro de corridas, onde os engenheiros procuram concentrar as massas (piloto, motor, caixa de engrenagens) próximas ao centro de gravidade longitudinal.

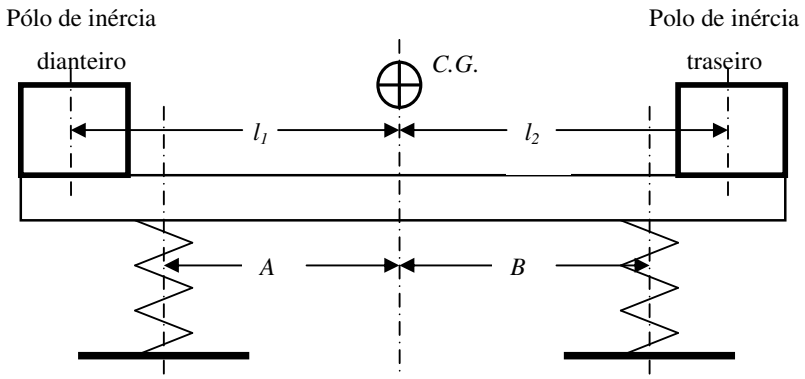


fig. 2.1. Representação dos pólos de inércia do veículo suspenso

2.1.4. Atrito

O atrito é definido como a resistência ao movimento entre duas superfícies. Existem 4 tipos básicos de atrito:

A. Estático: entre duas superfícies em repouso;

B. Dinâmico ou Deslizamento: entre duas superfícies em movimento, uma contra a outra;

C. Rolagem: resistência ao movimento de rolagem de um objeto como uma bola, cilindro ou uma roda;

D. Interno: resistência ao movimento entre objetos elásticos (os pneus ficam quentes através do atrito interno da borracha).

O atrito entre duas superfícies depende de:

1. substância do material;

2. rugosidade das superfícies;

3. força aplicada ao deslizar uma superfície sobre a outra;

4. presença de lubrificantes.

A quantidade de atrito entre duas superfícies é chamada de coeficiente de atrito.

Coeficiente de Atrito:

O termo coeficiente de atrito é definido pela máxima força que pode ser criada por um pneu sobre uma dada condição de superfície da estrada, dividida pelo peso sobre o pneu. Portanto, a fórmula para o coeficiente de atrito é:

$$\mu = \frac{\textit{máxima força de aderência}}{\textit{peso sobre os pneus}} \qquad \textbf{eq. 2.3}$$

Conseqüentemente, a habilidade de manobra de um veículo em uma superfície seca depende, primordialmente, da superfície da estrada e o peso do veículo. Em uma superfície molhada, outros fatores, como a condição de desgaste do pneu também devem ser considerados.

Quando o veículo acelera ou para rapidamente, ou mesmo, quando o veículo realiza manobras curtas é altas velocidades, grandes forças de tração da combinação do pneu com a estrada são requeridas. A combinação pneu x superfície produzirão forças de aderência até o limite do atrito.

2.1.5. Tração

Define-se tração como o atrito de aderência com a superfície da estrada. Existem três forças trativas:

A. Aceleração: para acelerar o veículo;

B. Frenagem: para diminuir a velocidade ou parar o veículo.

C. Esterçante: na dirigibilidade do veículo.

O motorista tem o poder de fazer uso destas três forças. Para qualquer dada situação, existe um nível de atrito disponível para exercer estas forças, e, portanto, o veículo torna-se controlável. Quando o motorista exerce,

simultaneamente, a frenagem ou aceleração junto com uma força de esterçamento, devemos somar as duas forças, considerando o atrito disponível. Em outras palavras, a soma da aceleração/frenagem e esterçamento não devem exceder o limite de atrito, senão o veículo ficará fora de controle. Quando possível, deve-se evitar frenagem/aceleração durante uma curva. Isto permitira que todo atrito disponível seja usado para fazer a curva.

Um pneu esterçado não produz a mesma tração de aceleração. Um pneu bloqueado não produz forças de esterçamento e reduz tração de frenagem. Quando o motorista em uma curva trava as rodas, por exercer pressão inadequada de frenagem, não haverá resposta dos pneus para o esterçamento.

Todos os fenômenos citados na dinâmica veicular atuam no sistema de suspensão, com maior ou menor relevância. A energia cinética do veículo é percebida pelo sistema de suspensão em todos os eventos do veículo (aceleração, frenagem, velocidade constante). A força centrífuga atua diretamente no sistema de suspensão, sendo responsável pelo efeito de rolagem do veículo. A inércia polar de um veículo influencia movimentos relativos às suspensões primárias de um veículo como balanço (*Bounce*) e galope (*Pitch*). As forças laterais percebidas em uma suspensão são derivadas do atrito entre pneu e solo. As forças de frenagem, aceleração e esterçamento são comunicadas com o restante do veículo pela geometria e componentes do sistema de suspensão.

2.2 SUSPENSÃO

O sistema de suspensão de um veículo é a combinação das partes que unem as rodas ao chassi do veículo e permitem o veículo reagir à condição da estrada. A suspensão isola o ruído e a vibração originados pelas oscilações e manobras do veículo (THOMSON, 2001). A figura 2.2, mostra esquematicamente o sistema de suspensão de um veículo. O sistema de suspensão entre o chassi e o solo é também chamada de suspensão primária.

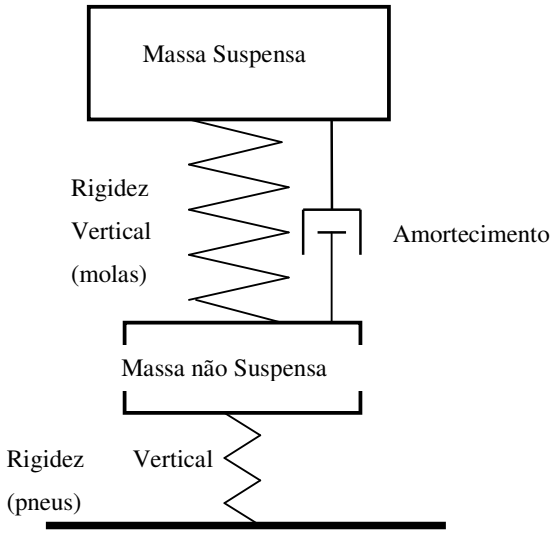


Fig. 2.2. Modelo de uma suspensão primária de veículos

Uma das funções de uma suspensão primária é o isolamento do ruído, que é a habilidade do veículo proteger o motorista e passageiros dos sons indesejáveis feitos pelo veículo no tráfego pela estrada. Tecnicamente, o isolamento do ruído trata qualquer alta freqüência acima de 20 Hz imposta pela pista. Esta freqüência é pouco abaixo da freqüência de 25 Hz, que é o limite aceito pelo ouvido humano (HEIMBECHER, 1998).

O conforto de uma suspensão refere-se à amplitude e freqüência vertical, movimentos de galope (*pitch*) e balanço (*bounce*) causados pela aspereza da estrada e a vibração do veículo. A figura 2.3 mostra os movimentos verticais de uma suspensão (WONG, 2001). O conforto também abrange a percepção táctil e visual do motorista e passageiro. A qualidade do conforto é determinada pelo controle apropriado das entradas de baixa freqüência de menos de 20 Hz. Engenheiros aplicam-se em projetar suspensões que:

- Isolem o motorista e passageiro das irregularidades, asperezas e ruídos gerados pela estrada;
- Manter os movimentos de galope (*pitch*), balanço (*bounce*) e rolagem (*roll*) da carroceria dentro dos limites aceitáveis (VD-WI-013, 2004).

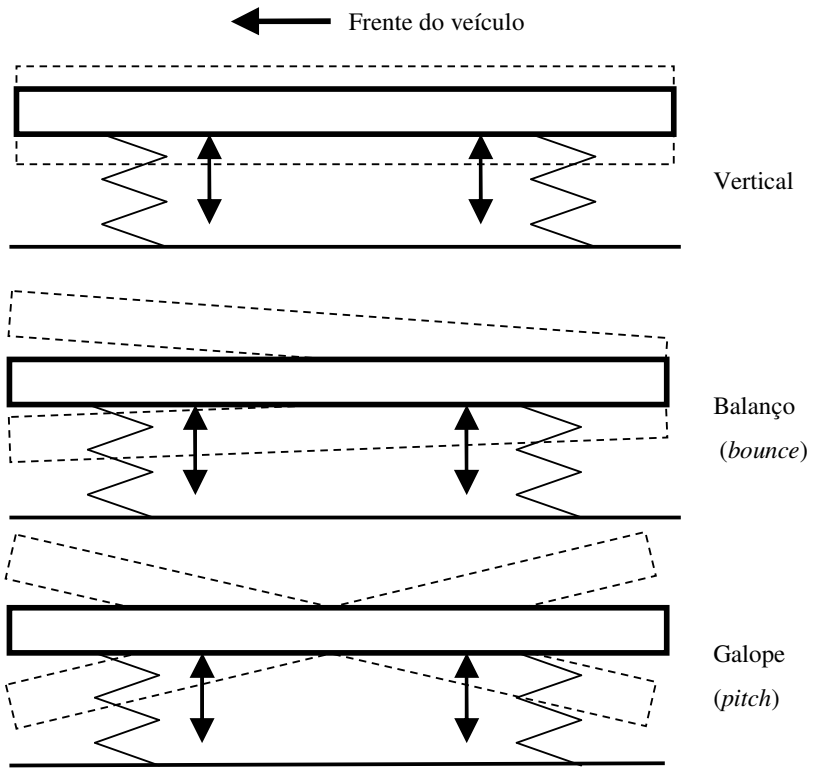


Fig. 2.3. Movimentos verticais da suspensão

A suspensão trabalha como um filtro das freqüências alimentadas pela estrada. O projetista de suspensões deve evitar principalmente tais freqüências:

- 0.5 a 0.75 Hz = freqüência que produz sonolência nos passageiros;

- 5 a 7 Hz = freqüência de órgãos do corpo humano, produzindo ressonância interna ao coro;

- 18 a 20 Hz = ressonância da cabeça e pescoço. (BARAK, 2002a)

A freqüência de conforto do ser humano é em torno de 1 Hz, que, é exatamente a freqüência de nossa caminhada. Geralmente as suspensões dianteiras são dimensionadas para 1 Hz de freqüência natural, enquanto as traseiras são dimensionadas com freqüências ligeiramente mais altas, da ordem de 10 a 20%, dependendo do entre - eixos do veículo. Com esta defasagem busca-se uma oscilação vertical em fase das suspensões a partir da segunda ou terceira oscilação (fig. 2.4).

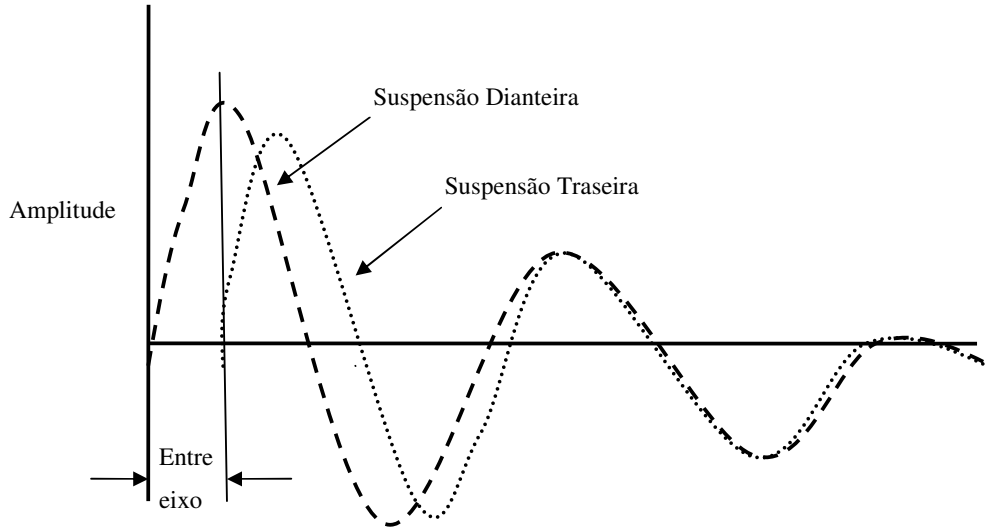


Fig. 2.4. Oscilação de um veículo ao ultrapassar um obstáculo.

A dirigibilidade é a resposta do veículo a ação do motorista. A boa resposta do veículo depende de como as rodas movem-se em relação à carroceria, bem como, em relação às manobras na estrada. Para projetar veículos com dirigibilidade, o engenheiro deve projetar suspensões que:

- Permitam que as rodas se mantenham em apropriada orientação relativa à superfície da rodovia;
- Reajam às forças produzidas pelos pneus durante a aceleração, frenagem e aceleração.

O dilema da suspensão é justamente a relação de compromisso existente entre o conforto e a dirigibilidade. As ações que se toma para melhorar uma qualidade, geralmente prejudicam a outra. A figura 2.5 representa a inter-relação entre dirigibilidade e conforto, mostrando que para padrões altos de conforto teremos a dirigibilidade altamente prejudicada.

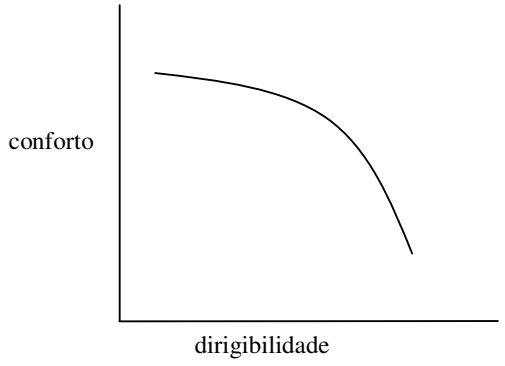


Fig. 2.5. Compromisso entre a dirigibilidade e o conforto

Dentre as funções principais de um sistema de suspensão para veículos pesados, podemos citar tais características:

- Suportar a carga suspensa;
- Prover adequada rigidez à rolagem;
- Transferir forças de frenagem e esterçamento entre os eixos e o chassi;
- Resistir aos torques de esterçamento e frenagem;
- Resistir aos efeitos de manobra (BLUNDELL, 2004);
- Prover adequada propriedade de conforto e amortecimento;
- Manter *caster* apropriado para eixos esterçáveis;
- Prover mudanças mínimas no ângulo de pinhão em eixos trativos;
- Minimizar a transferência de carga em eixos interligados;
- Prover suficiente articulação entre eixos interligados;

Como características secundárias e desejáveis temos:

- Máxima deflexão vertical com requerimentos de estabilidade;
- Compatibilidade com outros componentes relacionados ao conforto;
- Peso reduzido;
- Baixa manutenção e baixo custo de manutenção;
- Minimizar desgaste de pneu;
- Maximizar o contato pneu-solo (LEDESMA, 2002);
- Prover uma relativa freqüência natural entre as condições carregadas e descarregadas;
- Baixo custo inicial de aquisição;

2.3. CATEGORIAS DE SUSPENSÕES

O avanço tecnológico nas ultimas décadas produziu sistemas de suspensões auto-ajustáveis, capazes de modificar seus parâmetros funcionais de acordo com as condições de rodagem. Para todos os casos, as suspensões propõem-se as funções de suportar o veículo e manter o contato pneu-solo.

Podemos classificar as suspensões atuais nas seguintes categorias:

2.3.1. Suspensões Passivas

São as suspensões convencionais, cujos parâmetros de rigidez e amortecimentos são constantes no tempo, embora possam ser variáveis com o seu movimento. Estas suspensões não recebem energia para o seu funcionamento. A suspensão estudada neste trabalho pertence a esta categoria de suspensão, onde o feixe de molas possui a mesma rigidez vertical para as condições carregadas e descarregadas. O amortecedor deste tipo de suspensão também é convencional com amortecimento constante.

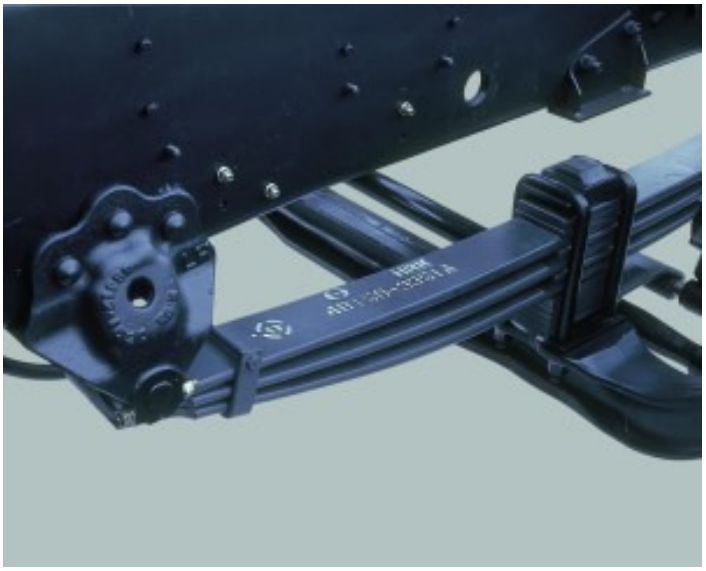


Fig. 2.6. Suspensão passiva mecânica

2.3.2. Suspensão de Altura Constante

São um primeiro estágio de automação, nas quais um sensor de altura, produz uma auto-correção na carga do elemento elástico, restaurando a altura inicial. Estas suspensões são quase sempre pneumáticas encontradas em ônibus, e em alguns automóveis e caminhões. Em caminhões, estas suspensões aplicam-se quase sempre a eixos trativos traseiros e auxiliares (fig. 2.7). Estas suspensões têm a vantagem de além de manterem constante a altura do veículo, mantêm também as freqüências da suspensão apesar das variações da carga. São reconhecidas pelo alto índice de conforto e, no caso dos caminhões, são utilizadas geralmente para o transporte de cargas frágeis. Sua aplicação no Brasil, ainda sofre resistências, devido ao maior custo inicial de aquisição, comparadas às suspensões mecânicas passivas.

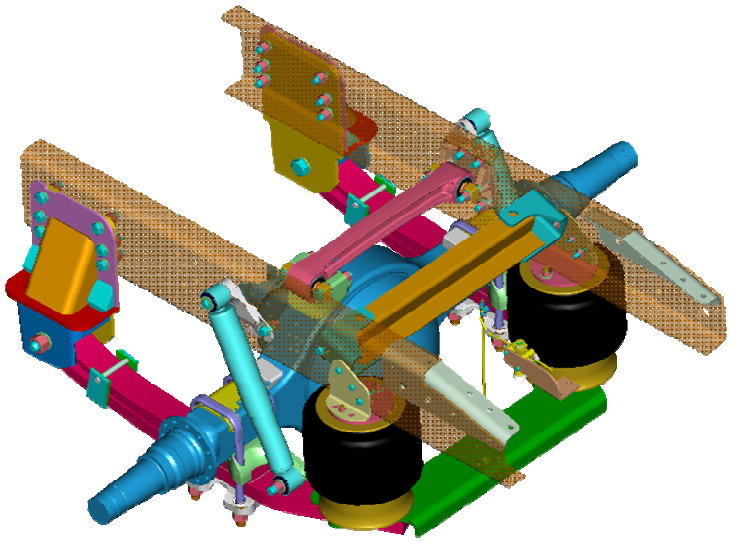


Fig. 2.7. Suspensão pneumática de altura constante

2.3.3. 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 (MADUREIRA, 1998). Os parâmetros de rigidez e amortecimento podem ser alterados em níveis discretos em resposta a condições de rodagem. As variações de pressão nos freios, ângulo de esterçamento e movimento da suspensão são os sinais captados para promover a alteração, em geral para mais, de rigidez e amortecimento. Esta alteração dos parâmetros é bem rápida, e pode por isso, controlar muito bem os movimentos do veículo em vários tipos de manobras.

2.3.4 Suspensões Ativas

São aquelas equipadas com atuadores capazes de produzir as forças de suspensão necessárias em cada situação instantânea, em ampla faixa de freqüência. (CAMBIAGHI *et all*, 1995). A figura 2.8 mostra o diagrama de blocos de malha fechada para o controle de uma suspensão ativa.

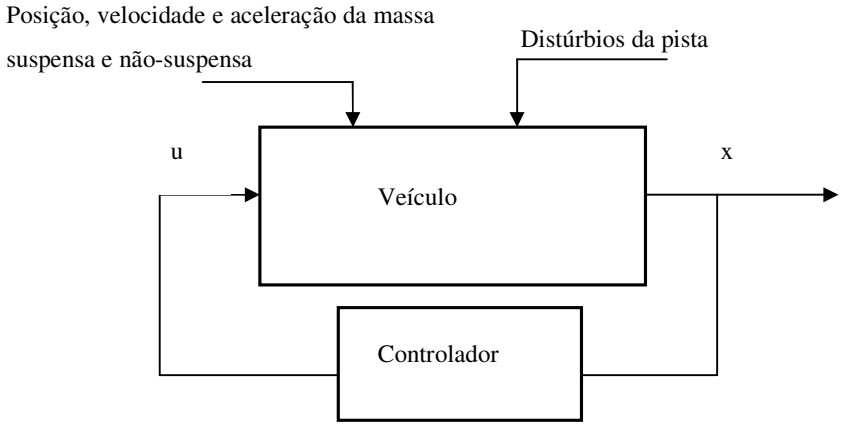


Fig. 2.8. Diagrama de malha fechada de uma suspensão ativa

Dependendo do perfil da estrada, ou seja, a freqüência dos pequenos obstáculos do percurso, a massa suspensa experimenta diferentes acelerações verticais absorvidas. A magnitude das acelerações verticais depende, principalmente, do tipo de suspensão utilizada no veículo. Na figura 2.9 podemos verificar a comparação de uma suspensão passiva convencional com uma suspensão ativa. Enquanto a suspensão passiva percebe a ressonância da freqüência da estrada com sua freqüência natural na ordem de 1 Hz, a suspensão ativa reconhece essa mudança de aceleração e ajusta seus parâmetros de rigidez e amortecimento, passando por este instante turbulento sem maiores percepções pelos passageiros.

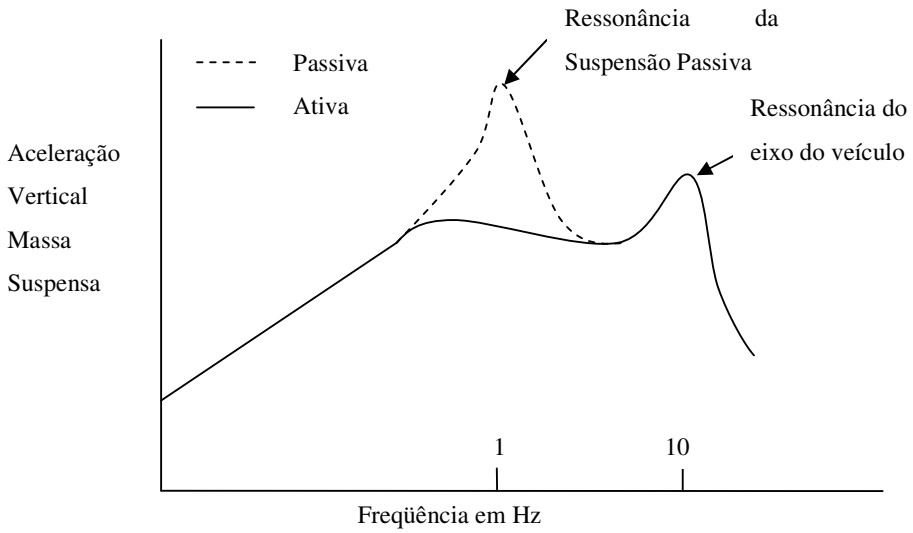


Fig. 2.9. Comparação entre suspensão ativa e passiva

2.4. SUSPENSÃO PASSIVA MECÂNICA PARA VEÍCULOS COMERCIAIS

As suspensões mecânicas para veículos comerciais são compostas, basicamente, de molas mecânicas, buchas de borracha, amortecedores hidráulicos, eixo e elementos de fixação (fig. 2.10). Esta suspensão, pela sua geometria e componentes é chamada de Hotchkins (BARAK, 2002a).

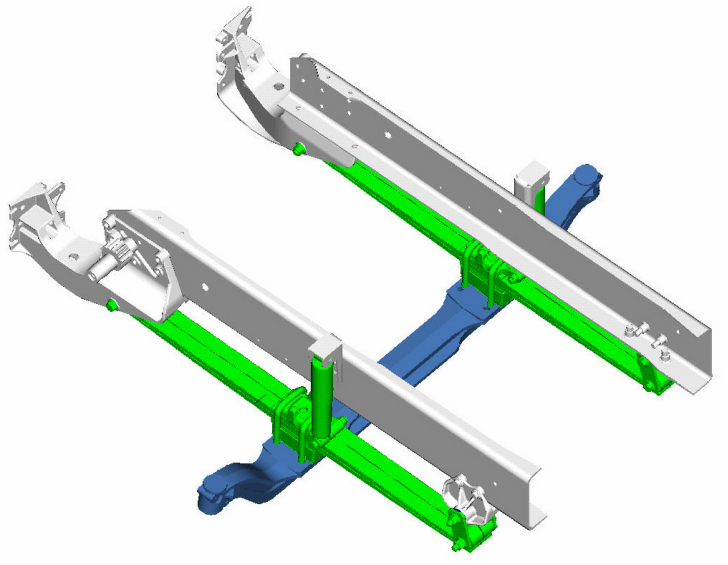


Fig. 2.10. Suspensão mecânica dianteira

2.4.1. Feixe de Molas

Os feixes de molas em veículos comerciais são compostos de lâminas, montadas umas sobre as outras, com o objetivo principal de suportar a carga vertical do veículo. As lâminas são fabricadas de material de alta liga com alta resistência mecânica e devem sofrer grandes deformações sem perder suas características elásticas. As molas têm papel fundamental no bom dimensionamento de uma suspensão. Dentre as características de um feixe de molas, temos:

- Permitir a deflexão vertical do feixe, em condições de depressões e elevações da pista de rolagem. O feixe de mola ideal propiciaria que o passageiro ou a carga não sentissem que estariam passando pelos obstáculos. A *histerese* do sistema não permite que esta característica seja ideal. A rigidez vertical do feixe de molas deve ser dimensionada, nas condições carregada e descarregada, objetivando não alterar a altura do veículo e também o conforto;
- Resistir ao torque de freio, sem afetar a dirigibilidade do veículo. Em casos de torque de frenagem extremos, podem ser incluídos batentes fim-de-curso no chassi, para evitar maiores esforços no feixe de molas;
- Em suspensões dianteiras, o braço dianteiro do feixe de molas deve ser desenhado, de maneira a descrever um perfeito raio com a origem do olhal da mola dianteira, com o objetivo de não alterar a posição dos braços de direção, e por conseqüência, a dirigibilidade do veículo (WAHL, 1993);
- O feixe de molas tem fundamental participação na rigidez à rolagem da suspensão. Se a mola for desenhada com o mesmo comprimento de braços dianteiros e traseiros, minimizará a torção do eixo na rolagem do veículo, minimizando assim, o efeito de rigidez auxiliar à rolagem;
- A rigidez auxiliar à rolagem aparecerá no feixe de molas pelo efeito de torção da lâmina, proveniente da rolagem da massa suspensa sobre o eixo do veículo;

A relação (*spring rate*) de uma mola é a variação da carga pela unidade de deflexão (N/mm). (ABNT/NBR 9180, 1985). A relação da mola, ou sua rigidez, não é a mesma em todas as posições do curso vertical da mesma e é diferente quando a mola é instalada no veículo, geralmente presas por grampos de mola junto ao eixo. A deflexão estática de uma mola é igual à carga estática dividida pela rigidez vertical da mola (figura 2.11). Isto determina a rigidez vertical da suspensão, bem como, a freqüência de passeio da suspensão.

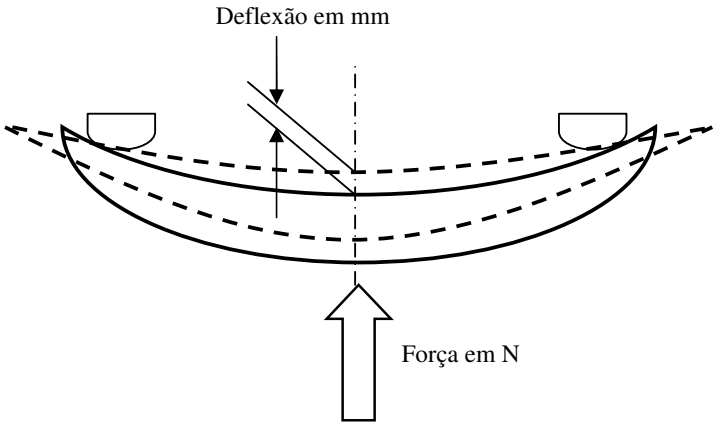


Fig. 2.11. Deflexão estática do feixe de molas

A equação para o *rate* de uma mola, ou a rigidez vertical, conforme a figura 2.9 é:

$$Kv_{mola} = \frac{P}{d} \qquad \textbf{eq. 2.4}.$$

onde:

Kv_{mola} = rigidez vertical do feixe de molas;

P = peso sobre o feixe de molas;

d = deflexão estática do feixe de molas;

Associação de Molas em Série:

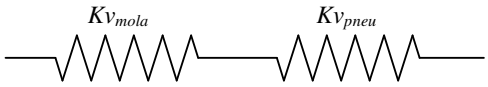


Fig. 2.12. Associação de molas em série

No caso da figura 2.12 onde a rigidez dos pneus está associado em série com a rigidez vertical do feixe de molas (BARAK, 2002a), a rigidez vertical da suspensão é calculado por:

$$Kv_{suspensao} = \frac{1}{\frac{1}{Kv_{mola}} + \frac{1}{Kv_{pneu}}}$$ **eq. 2.5**

onde:

$Kv_{suspensao}$ = rigidez vertical da suspensão;

Kv_{mola} = rigidez vertical da mola;

Kv_{pneu} = rigidez vertical do pneu;

Na associação de molas em série a soma das rigidezes sempre é menor do que o valor do componente com maior rigidez.

Associação de Molas em Paralelo:

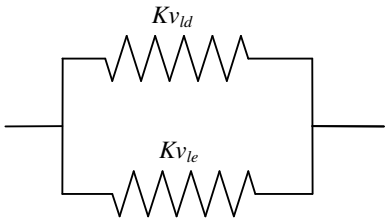


Fig. 2.13. Associação de molas em paralelo

Aplica-se a associação de molas onde o efeito de cada uma das molas é somado diretamente (MEIROVITCH, 2000), como no caso da rigidez vertical total da suspensão, que é a soma das rigidezes de cada lado da suspensão (fig. 2.13), segundo a fórmula:

$$Kv_{suspensao} = Kv_{ld} + Kv_{le}$$ **eq. 2.6**

onde:

$Kv_{suspensao}$ = rigidez vertical da suspensão;

Kv_{ld} = rigidez vertical do lado direito da suspensão;

Kv_{le} = rigidez vertical do lado esquerdo da suspensão;

Uma suspensão confortável geralmente requer uma grande deflexão estática da suspensão. Entretanto, existem outras considerações e limites descritos a seguir:

- Uma mola mais flexível terá uma maior deflexão total e será mais pesada;

- Na maioria das aplicações, uma mola mais flexível causara mais batida de fim-de-curso ou exigirá uma maior folga no curso vertical da suspensão, desconsiderando o uso de coxins de borracha;

- A mudança da altura de trabalho do veículo, devido à mudança de carga, é maior com uma mola mais flexível. (SAE HS J788, 1982)

O projeto prático de uma lâmina de mola é, muitas vezes, assumida a resistência uniforme de uma viga, que é equivalente a assumir um perfil triangular de uma mola engastada (MILLINKEN, 2002). Nesta consideração, a rigidez vertical K_v e a máxima tensão σ para uma lâmina de mola semi-elíptica simétrica são:

$$K_v = \frac{F}{\delta} = \frac{8.E.n.w.h^3}{3.l^3}; \qquad \textbf{eq. 2.7}$$

$$\sigma = \frac{3.F.l}{2.n.w.h^2} \qquad \textbf{eq. 2.8}$$

onde:

n = número de lâminas;

w = largura;

h = espessura de cada lâmina;

l = comprimento do braço de atuação da carga e o engastamento;

F = carga ou força.

As equações 2.7 e 2.8 são baseadas na consideração de uma viga uniformemente carregada (Fig. 2.14). Na prática, existem outros efeitos que podem causar desvios das condições ideais assumidas, que são:

- uso de lâminas de diferentes espessuras;

- uso de mais de uma lâmina principal;

- fricção entre lâminas (*coulomb friction*);

- uso de jumelos traseiros que resultam um carregamento angular nos olhais; (WHAL, 1993).

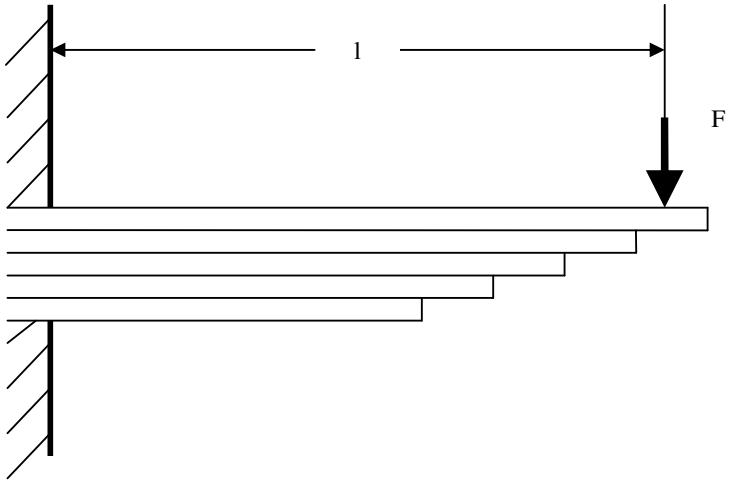


Fig. 2.14. Feixe de molas considerado como viga uniformemente carregada

Apesar das medidas tomadas para melhorar a distribuição de tensão através da geometria da mola semi-elíptica, dividindo-a em diversas lâmina separadas, a máxima tensão em cada lâmina ocorre adjacente aonde ela é suportada pela lâmina logo abaixo ou junto aos grampos de mola. Portanto, por causa da grande quantidade de material com relativamente baixa tensão, a mola é mais pesada do que precisaria ser.

Recentemente, as molas parabólicas (*taper-leaf*) têm crescido significativamente seu uso no mercado automotivo. Para dados níveis máximos de tensão e determinada largura, a rigidez das molas semi-elípticas é proporcional à nt^3, onde *n* é o número de lâminas e *t* é a espessura da lâmina. Conseqüentemente se eliminarmos o *n*, para manter a mesma rigidez, é necessário aumentar *t* por um fator de $\sqrt[3]{2}$ que é *1.26* (NEWTON *et all*, 1996). Se, por exemplo, uma mola tem 6 lâminas, cada uma com 0.5 cm de espessura, sua espessura total é 3 cm, então sua rigidez é uma constante *K* x 6 lâminas x 0.5^3 = K x 0.75. Se eliminarmos a variável *n*, *t* dever ser aumentado para 0.5 x 1.26 = 0.63, então esta rigidez torna-se *K* x 3 x 0.63^3 = *K* x 0.75. Esta redução no número de lâminas e a espessura total, junto com o fato de que as molas parabólicas podem ser forjadas do centro para seus olhais de acordo com a distribuição de tensão, a mola pode ser 30% mais leve que as molas semi-elípticas convencionais.

2.2.2. Buchas de Suspensão

As buchas são empregadas usualmente como absorvedoras de vibrações e, por conseguinte, dos ruídos. Aquelas freqüências altas (*harshness*), geralmente acima de 20 Hz (VD-WI-013, 2003), não absorvidas pela mola, são absorvidas pelas buchas da suspensão. As buchas de uma suspensão dianteira mecânica são compostas

de um tubo metálico externo e outro interno. A borracha, por sua vez, é vulcanizada entre os dois tubos (fig. 2.15).

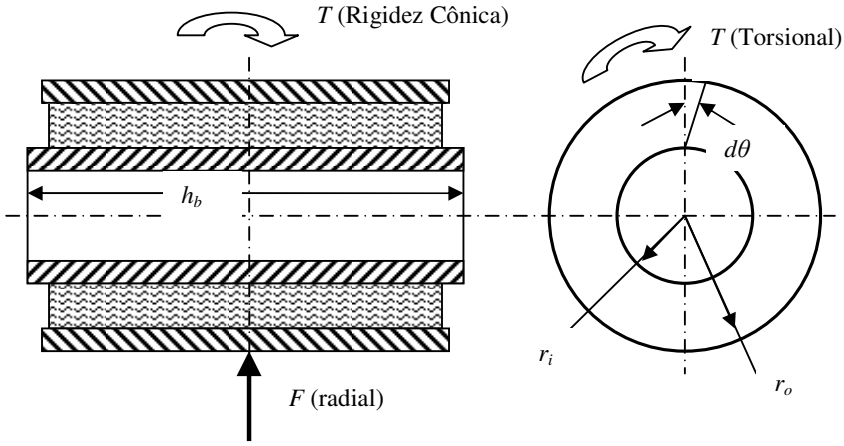


Fig. 2.15. Corte transversal de uma bucha de suspensão

As buchas de suspensão possuem três rigidezes que atuam na dinâmica da suspensão e aqui são consideradas separadamente:

- Rigidez Vertical ou Radial: cada bucha da suspensão contribui certa parcela para a rigidez vertical da suspensão. Isto devido ao ângulo de torção da bucha, em função do curso vertical da suspensão. O efeito líquido da bucha da suspensão pode se ver na figura 2.16.

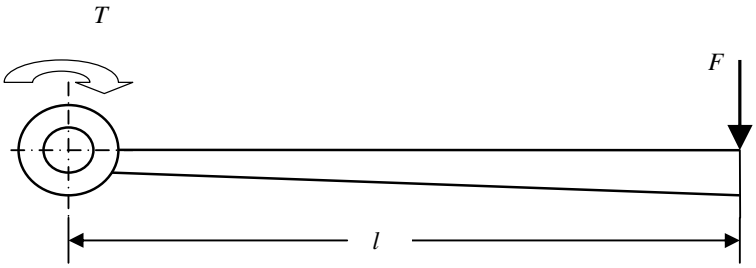


Fig. 2.16. Efeito do comprimento da mola na bucha

Em termos de contribuição da rigidez vertical, cada bucha da suspensão é equivalente à rigidez vertical de cada mola. A efetiva rigidez vertical da bucha é:

$$Ke_{bucha} = Kt_{bucha} / l^2 \qquad \textbf{eq. 2.9}$$

onde:

Ke_{bucha} = efetiva contribuição vertical da mola;

Kt_{bucha} = rigidez torsional da bucha (N.m/radianos)

l = comprimento do braço da mola

As buchas atuam em paralelo, então, o efeito total de todas as buchas é a soma individual de cada rigidez:

$$Kv_{bucha} = \sum Ke_{bucha} \qquad \textbf{eq. 2.10}$$

O cálculo é o mesmo, se o segmento de mola é posicionado lateralmente ou longitudinalmente ao veículo. Em braços ou molas com buchas em ambas as extremidades, Ke_{bucha} deve ser considerada das duas buchas (HEIMBECHER, 1998).

- Rigidez Torsional: esta relacionada aos movimentos verticais das molas. A bucha gira em torno do seu eixo longitudinal seguindo as fórmulas abaixo: (BARAK, 2002b).

$$d\theta = \frac{T.dr}{2\pi.r^3.h_b.G} \qquad \textbf{eq. 2.11}$$

$$\int_0^{\theta} d\theta = \frac{T.dr}{2\pi.h_b.G}\int_{ri}^{ro}\frac{dr}{r^3} \qquad \textbf{eq. 2.12}$$

$$\theta = \frac{T}{4\pi.h_b.G}\left(\frac{1}{r_i^2} - \frac{1}{r_o^2}\right) \qquad \textbf{eq. 2.13}$$

onde:

T = Torque;

θ = Deflexão angular;

r_o = Raio interno da bucha;

r_i = Raio externo da bucha;

h_b = Largura da bucha;

- Rigidez Cônica: a rigidez cônica das buchas está relacionada à rigidez a rolagem. Mede-se a rigidez cônica da bucha pelo ângulo de rotação da bucha decorrido de um movimento de torção do elemento que envolve a bucha, no caso de uma suspensão dianteira, a bucha é torsionada quando a mola imprime um torque devido a rolagem do eixo. A rigidez cônica das buchas é somada em série com a rigidez à torção da mola mecânica.

2.2.3. Amortecedores

Os amortecedores possuem duas funções principais. Primeiramente eles trabalham para reduzir a tendência da suspensão continuar os movimentos verticais para cima e para baixo, induzidos pelas molas, após cessar o distúrbio inicial de um obstáculo. A outra função fundamental é diminuir a freqüência de ressonância acarretada pelo tráfego do veículo em um pavimento de freqüência similar a da freqüência natural da suspensão. Para realizar tal tarefa, o amortecedor aplica uma força de direção oposta ao movimento instantâneo da suspensão. O amortecimento é dado pelos pistões (*C*) (fig.2.17), forçando o fluído hidráulico (*D*) à altas velocidades passarem por furos pequenos, contidas na porção inferior do pistão (*A*). O compartimento externo do amortecedor é chamado de cilindro e também armazena fluído hidráulico (*B*). A energia absorvida pelo fluído, é convertida em calor e então dissipada, parte por condução através da estrutura do veículo, parte pelas correntes de ar que passam pela suspensão. A quantidade de energia absorvida e dissipada, para uma dada energia de entrada, é função do volume e viscosidade do fluído e o número, tamanho e geometria dos furos por onde o fluído é forçado. A maior vantagem do amortecedor hidráulico é que, a resistência à deflexão do amortecedor é função do quadrado da velocidade. Portanto, movimentos lentos das rodas do veículo podem ocorrer com relativa liberdade, mas a resistência aumenta com a velocidade do movimento.

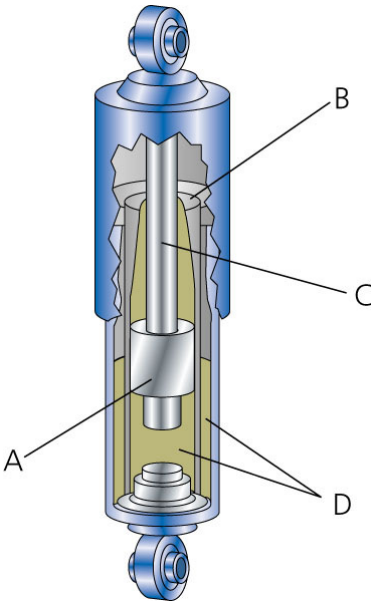


Fig. 2.17. Amortecedor hidráulico e suas partes

2.2.4. Eixo Dianteiro Esterçável

O eixo dianteiro em veículos comerciais pesados (fig. 2.18) é responsável pela dirigibilidade do veículo, frenagem e suporte da carga vertical. O eixo dianteiro é composto de uma parte central estrutural (*A*), geralmente em perfil "I", fabricado em aço forjado. Novos desenvolvimentos estão trazendo para o mercado o perfil retangular, onde se pode ganhar peso e também rigidez torsional em relação a atual viga "I". Em suas extremidades, o eixo dianteiro acopla as ponteiras direcionais (*B*), que por sua vez agregam o cubo de roda, freio, tambor/disco de freio. As ponteiras são interligadas pela barra transversal, no sentido de um lado do veículo repetir o esterçamento do outro lado. As ponteiras são articuladas pela barra de direção (*C*), ligada por meios mecânicos ou hidráulicos ao volante do veículo.

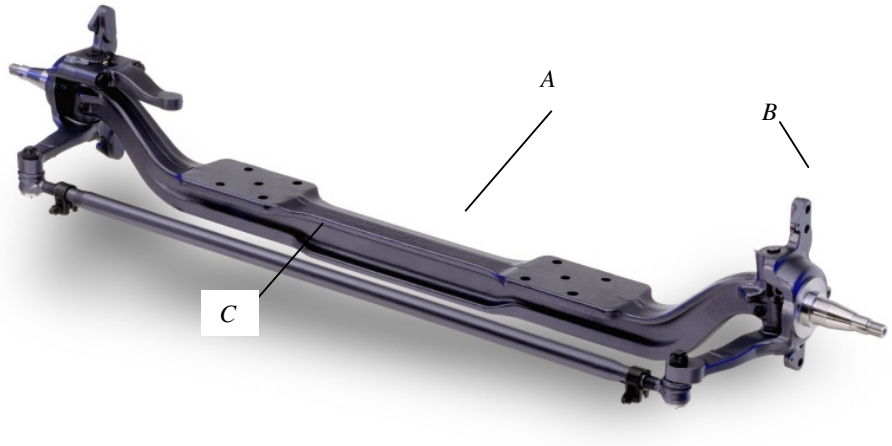


Fig. 2.18. Eixo dianteiro

2.5. RIGIDEZ À ROLAGEM DA SUSPENSÃO DIANTEIRA MECÂNICA

2.5.1. Centro Instantâneo de Rolagem

É o ponto no plano vertical transversal passando pelo centro da suspensão onde as forças laterais da massa-suspensa não produzem rolagem. (Fig. 2.19). É um ponto imaginário determinado geometricamente e localizado no pivô de rotação da suspensão (SAE J670e, 1976).

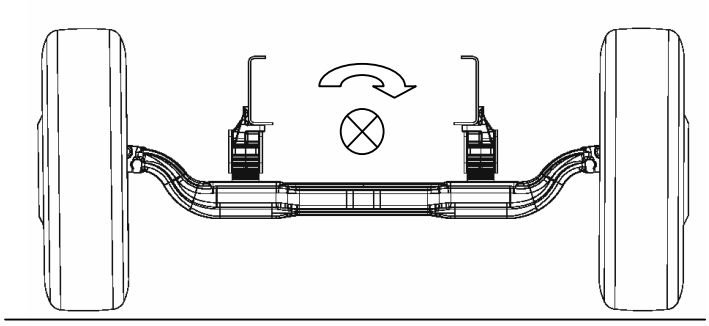


Fig. 2.19. Centro instantâneo de rolagem da suspensão dianteira

2.5.2. Ângulo de Rolagem

Ângulo de Rolagem é o ângulo que o veículo assume durante a manobra. A fórmula simplificada para o cálculo do ângulo de rolagem é (HEIMBECHER, 1998):

$$\phi \cong \frac{P..V^2.h_1}{K_\phi.R.g} \qquad \textbf{eq. 2.14}$$

onde:

ϕ = ângulo de rolagem;

P = peso da massa suspensa;

V = velocidade linear;

R = raio da curva;

g = força da gravidade;

h_1 = distância do eixo de rolagem ao centro de gravidade;

K_ϕ = a rigidez total à rolagem;

Para reduzir a rolagem pode-se aumentar a rigidez à rolagem pelo:

- Aumento da rigidez vertical;
- Adicionando ou aumentando o diâmetro da barra estabilizadora;
- Reduzindo a altura do centro de gravidade da massa suspensa;
- Aumentando a altura do eixo de rolagem.

2.5.3. Rolagem do Veículo

Durante uma curva, o peso é transferido para o lado externo da curva. Esta transferência de peso causa compressão das molas da suspensão externa à curva e a extensão das molas internas à curva, resultando na rolagem do veículo. Em termos geométricos, a roda externa está em fim-de-curso superior e a roda interna em fim-de-curso inferior.

A transferência de peso causa:

- O acréscimo de carga nos pneus externos gera maior força lateral e recebe a maior parcela de dirigibilidade;
- Os pneus internos que carregam menos carga, desenvolvem uma menor força lateral e tornam-se menos importantes na manobra. (Fig. 2.20)

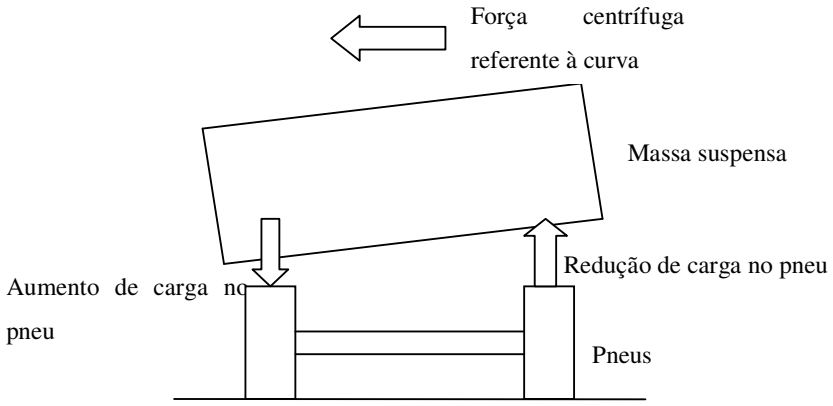


Fig. 2.20. Transferência de peso lateral em curvas

A figura 2.21 apresenta um modelo simplificado (WINKLER *et all*, 2000) de um veículo pesado em uma curva em que o veículo, sobre os pneus, tem sua suspensão submetida à rolagem num plano transversal. As variáveis do sistema são:

A_y = aceleração lateral;

$F_{interna}$ e $F_{externa}$ = cargas verticais nos pneus;

h = altura do centro de gravidade;

T = bitola dos pneus;

W = o peso do veículo;

Δ_y = movimento lateral do centro de gravidade em relação à bitola dos pneus;

ϕ = ângulo de rolagem do veículo;

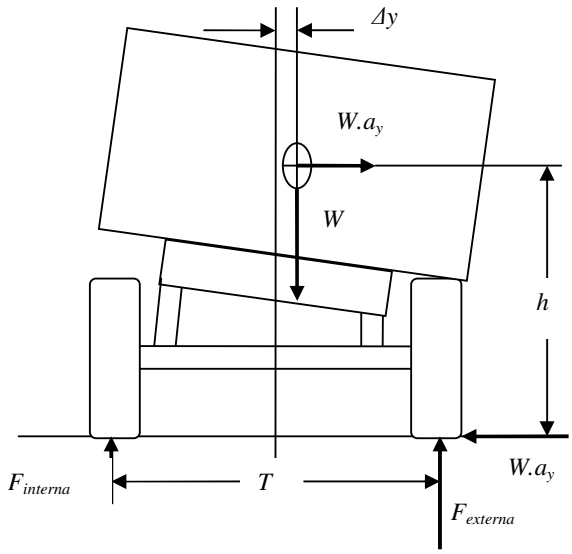


Fig. 2.21. Diagrama de corpo livre de um veículo em curva

A equação de equilíbrio para o momento de rolagem em torno de um ponto no chão no centro da bitola dos pneus:

$$W.h.a_y = (F_{externa} - F_{interna})T/2 - W.\Delta y \qquad \textbf{eq. 2.15}$$

Existem dois momentos desestabilizantes atuando no veículo em curvas:

- o momento devido à força lateral de D'Alembert agindo através do centro de gravidade, $W.h.a_y$, como resultado da imposição da aceleração lateral;
- o momento devido ao peso do veículo agindo na posição deslocada lateralmente do centro da bitola dos pneus, $W.\Delta_y$,

Estes dois momentos desestabilizantes são compensados por um momento estabilizante que é devido à transferência lateral da carga vertical nos pneus, $(F_{externa} - F_{interna}).T/2$. Este momento também é devido à resposta elástica interna da suspensão. O valor máximo do momento estabilizante é $P.T/2$ que ocorre quando

toda a carga é transferida para um lado do veículo, isto é, quando $F_{externa} = P$ e $F_{\text{interna}} = 0$.

Considerando um veículo completamente rígido, a figura 2.22 é uma representação gráfica da equação 2.15 para um dado veículo. A equação 2.15 foi arranjada com o momento externo aplicado no lado esquerdo e o momento interno de reação no lado direito. A figura 2.22 é arranjada da mesma maneira. O lado esquerdo da equação é apresentado no lado esquerdo do gráfico em uma plotagem do momento de rolagem (na ordenada) versus a aceleração lateral (na abscissa da esquerda). O lado direito da equação é apresentado no lado direito do gráfico na plotagem do momento de rolagem versus o ângulo de rolagem (na abscissa da direita).

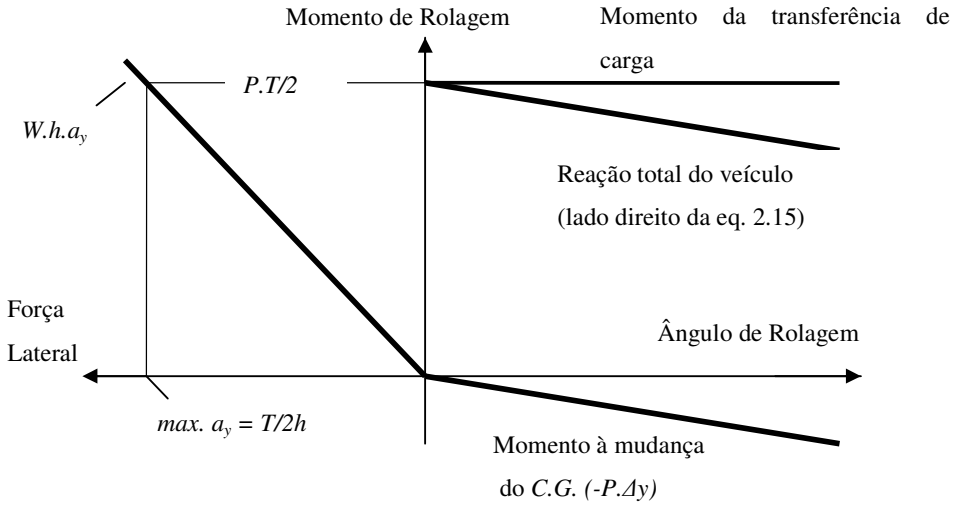


Fig. 2.22. Representação gráfica da equação de equilíbrio para a rolagem de um veículo rígido

Por se tratar de um veículo rígido, certo valor de rolagem do veículo resulta, imediatamente, em uma completa transferência da carga de um lado do veículo para outro, os pneus descarregados seriam elevados do chão. O fenômeno aparece na plotagem do momento da transferência de carga mostrado como uma linha horizontal de valor máximo de *P.T/2*. Entretanto, o momento devido à mudança do *C.G.* cresce proporcionalmente (e negativamente) com o ângulo de rolagem, já que o *C.G.* move-se lateralmente. Este comportamento é mostrado na parte negativa do gráfico da fig. 2.22.. A soma do momento de transferência da carga e o momento devido à mudança do *C.G.* constituem a reação total do veículo expressa do lado direito do gráfico. O gráfico mostra também que o valor máximo deste momento de reação é quando o ângulo de rolagem é igual a zero. A inclinação negativa do momento de reação indica que o veículo torna-se instável, assim que o pneu descola do chão. Pode-se notar por este gráfico, que a máxima aceleração lateral que pode ser suportada por este veículo rígido sem suspensão, é a relação da metade da bitola do eixo (*T/2*) vezes a altura do centro de gravidade (h), conhecido como fator da estabilidade de um veículo rígido.

O limite de estabilidade para caminhões pesados (GILLESPIE, 1992) fica entre *0,4* a *0,6 g* de aceleração lateral, para uma bitola de rodado entre *1,78* a *1,83m* e alturas de *C.G.* desde *1,52* até *2,15 m*.

2.5.4. Rigidez Auxiliar à Rolagem

A rigidez a rolagem de um veículo pesado é dado pela eq. 2.16 em função da rigidez vertical da suspensão e o espaçamento entre as molas da suspensão e a parcela da rigidez auxiliar à rolagem (UMTRI, 2004).

$$K_{\phi} = \frac{K_v . s^2}{2} . \frac{1}{57.3} N.m / grau \qquad \textbf{eq. 2.16}$$

onde:

K_v = rigidez vertical da suspensão (*N/m*)

s = espaçamento lateral entre as molas (*m*)

Esta análise ignora qualquer rigidez auxiliar. Na realidade toda suspensão irá apresentar uma rigidez total à rolagem maior que a apresentada pela eq. 2.16. Uma importante fonte de rigidez auxiliar é a torção das molas, especialmente presente em suspensões dianteiras. A torção das molas é proveniente do movimento vertical de um dos lados do eixo devido a um obstáculo ou uma curva. Referencias (WINKLER *et all*, 1992) apontam que o aumento da rigidez à rolagem fica em torno de 20 a 40 % tratando-se de suspensão dianteiras. Já foram encontrados valores entre 700 e 1400 N.m/grau de rigidezes auxiliares em suspensão dianteiras e, até mesmo, 3500 N.m/grau em suspensões de quatro molas para semi-reboques. Especialmente em suspensões dianteiras onde a rigidez vertical e o espaçamento entre as molas são menores, a parcela de contribuição da rigidez auxiliar, é bastante significativa.

O simulador de dinâmica veicular TRUCKSIM (MSC, 2002) sugere a entrada de rigidez auxiliar nas características do veículo a ser estudado. A maneira de obtenção da rigidez auxiliar, é obtida através de bancada de testes, subtraindo do valor total da rigidez à rolagem, a parcela referente à rigidez vertical e ao espaçamento das molas. Portanto a fórmula genérica para a rigidez total de uma suspensão mecânica, considerando a rigidez auxiliar à rolagem é:

$$K_{\phi} = K_{auxiliar} + \frac{K_v . s^2}{2} . \frac{1}{57.3} N.m / grau \qquad \textbf{eq. 2.17}$$

onde:

K_{ϕ} = rigidez total à rolagem;

$K_{auxiliar}$ = rigidez auxiliar à rolagem;

$\frac{K_v.s^2}{2}.\frac{1}{57.3}$ = rigidez à rolagem devido à rigidez vertical e espaçamento das molas;

sendo:

K_v = rigidez vertical do feixe de molas (*rate*);

s = espaçamento lateral entre os feixes de molas;

3. DESENVOLVIMENTO

3.1. MÉTODOS DE ANÁLISES DE SUSPENSÕES

Existem dois métodos de análises que podem ser seguidos na análise e modelamento de suspensões de veículos pesados. Os métodos podem ser puramente analíticos ou o método empírico. No método analítico, as relações funcionais entre as variáveis dependentes e independentes do modelo de suspensões são derivadas de teorias dos princípios da estática, dinâmica e resistência dos materiais. Um pequeno distúrbio, além da geometria básica, é necessário para o exercício do modelo. Já o modelo empírico requer apenas a definição das variáveis dependentes e independentes. No modelo empírico, as relações funcionais são determinadas diretamente das medições em laboratório.

É claro que alguns modelos práticos são analíticos e também empíricos. As maiorias dos modelos analíticos, ao menos requerem a medição da influência e propriedades de amortecimento das molas, buchas e amortecedores. Os modelos empíricos, freqüentemente, assumem uma relação linear, usando medições para determinar o coeficiente linear.

Cada modelo possui suas próprias vantagens no uso. Os modelos empíricos possuem a vantagem de fácil aplicação, bem como, a simulação e a representação da performance. Por outro lado, quanto mais empírico o modelo, maior a necessidade de simulações e coletas de dados. Os modelos empíricos são usados na avaliação da influência da suspensão na performance do veículo como um todo, entretanto, os modelos empíricos são limitados no desenvolvimento e entendimento da suspensão, propriamente dita.

Quanto mais analítico o modelo, mais apropriado será o estudo da performance da suspensão. O modelo analítico tem a vantagem de ser usado quando não temos valores de performance medidos. Infelizmente, os valores assumidos pelo modelo analítico, serão duvidas até a confirmação em campo de provas ou laboratórios.

A figura 3.1 mostra um simples diagrama de blocos de um modelo de veículo. O propósito da figura é mostrar, em termos básicos, as funções do modelo de suspensão num modelo dinâmico de veículo. Como a figura mostra, o modelo da suspensão devolve ao sistema dois sinais de saída:

1) a orientação das rodas do veículo e eixos trativos e não-trativos, também chamada de massa não-suspensa. Para eixos não-esterçantes, a suspensão controla o curso vertical, a rolagem do veículo e a direção longitudinal

do eixo.

2) As forças e os momentos agindo na massa suspensa, isto é, os efeitos das molas e dos amortecedores, bem como, as várias forças provenientes dos braços da suspensão (UMTRI, 2004).

A figura 3.1. também mostra as entradas necessárias do sistema de suspensão para o perfeito funcionamento da suspensão, bem como, devolver ao sistema seus sinais de saída. Em particular, as entradas, são as forças geradas pelo modelo do pneu adotado e as orientações de balanço (*bounce*), galope (*pitch*) e rolagem (*roll*) da massa suspensa.

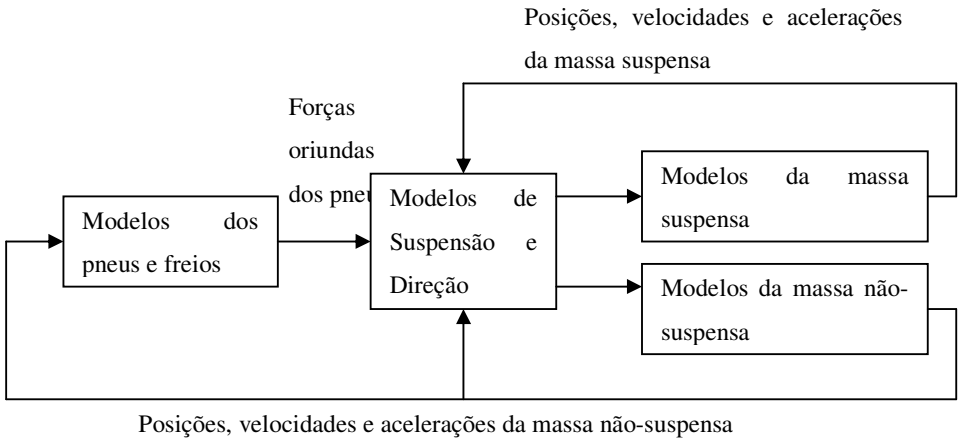


Fig. 3.1. O papel da suspensão inserida no veículo

Neste desenvolvimento faremos uso dos modelos empíricos na determinação da rigidez à rolagem em bancada de teste, onde não consideramos os efeitos de cada elemento da suspensão e seus efeitos a rolagem. Com o resultado dos modelos empíricos, utilizaremos um modelo analítico, explicando a influência das variáveis envolvidas no fenômeno da rolagem do veículo.

3.2. TESTES DE ROLAGEM DA SUSPENSÃO

3.2.1. Determinação da Taxa de Rolagem da Suspensão

As taxas de rolagem devem ser determinadas pela taxa de momento de rolagem com a taxa de mudança do ângulo de rolagem. Ângulo de rolagem da suspensão é proveniente do momento criado pelas forças normais atuando através de seus respectivos braços de alavanca relativos à linha que contém o plano de simetria do

veículo e o plano do piso. O ângulo de rolagem será formado pela linha que passa através do centro vertical do eixo, relativo ao plano do piso original, e inclui os efeitos da mudança de bitola de cada lado. Estas inclinações devem ser determinadas no ângulo de rolagem zero (fig. 3.2) em ambos os lados da curva de histerese formada pela plotagem do momento de rolagem pelo ângulo de rolagem (SAE J1574-1, 1994).

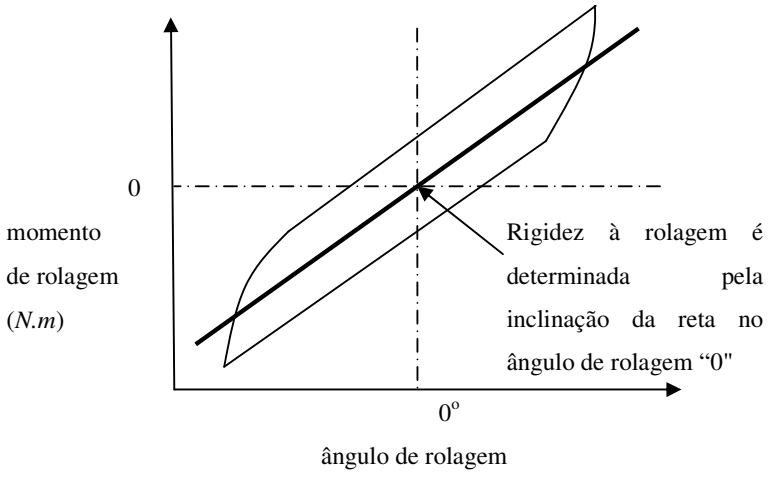


Fig. 3.2. Curva de determinação da rigidez à rolagem

3.2.2. Medindo a Rigidez à Rolagem

Todas as medições foram conduzidas usando o Laboratório de Medições de Suspensões Pesadas da Universidade de Michigan. O trabalho publicado por WINKLER, (1992), SAE 922426, descreve esta bancada de testes, bem como valores de rigidezes totais e auxiliares de diferentes tipos de suspensões. Em todos os testes, o chassi do veículo é mantido fixo e a suspensão é exercitada pelo movimento vertical da mesa em rolagem e forças laterais induzidas pela mesma.

As medidas de força são feitas por sistemas de células de carga localizadas em cada mesa. Portanto, todas as forças reportadas nos testes são valores absolutos medidos na interface do pneu com a superfície da mesa. Os movimentos realizados pela suspensão e rodas são medidos através de diversos dispositivos potenciométricos. Os movimentos são relativos (não absolutos) e são referenciados ao chassi do veículo.

Os seguintes parágrafos descrevem melhor os procedimentos dos testes físicos usados na medição dos parâmetros da performance funcional da suspensão:

Movimento Vertical:

A suspensão é exercitada pelo movimento vertical da mesa. O movimento da mesa é controlado pelas forças e pelos momentos do sistema hidráulico da bancada, porém, o momento de rolagem da suspensão é mantido em zero, enquanto a carga vertical na suspensão é variada conforme a faixa de interesse.

Movimento de Rolagem:

A suspensão é exercitada pelo movimento de rolagem da mesa. O movimento da mesa é controlado pelo sistema hidráulico, porém, a carga vertical total na suspensão é mantida em zero, enquanto a rolagem total na suspensão é variada na faixa de interesse. Controles de forças e momentos são aplicados para manter em zero as forças e momentos dos pneus. Este modo de controle das forças e momentos permite que o movimento da suspensão seja determinado pela geometria da suspensão, ao invés da geometria da bancada.

Força Lateral:

A suspensão é exercitada pela aplicação da força lateral dos pneus. Antes deste teste, a suspensão é carregada verticalmente nos níveis desejados (com momento de rolagem zero). O carregamento de força lateral é igual em cada roda durante o teste. A rigidez total de rolagem da suspensão, rigidez auxiliar de rolagem, altura do centro de rolagem, são todos retirados dos resultados do teste de movimento de rolagem. O comportamento de rolagem da suspensão é examinado através de ângulos de rolagem de +/- 4 graus.

Rigidez Total à Rolagem:

As taxas de rolagem do eixo plotadas definem momentos de rolagem através do centro de rolagem da suspensão versus o ângulo de rolagem do eixo. O momento de rolagem sobre o piso simulado é corrigido para o momento de rolagem através do centro de rolagem após a altura deste ser encontrada. A inclinação desta plotagem é apresentada como a rigidez total à rolagem da suspensão.

Rigidez Auxiliar à Rolagem:

A rigidez à rolagem da maioria das suspensões é maior que a rigidez definida pela rigidez vertical das molas e o espaçamento lateral destas:

$$K_{total} = K_{auxiliar} + \frac{K_v . s^2}{2} . \frac{1}{57.3} N.m / grau \qquad \textbf{eq. 3.1}$$

onde:

K_v = rigidez vertical da mola;

s = espaçamento lateral entre as molas (bitola);

$K_{auxiliar}$ = rigidez à rolagem causada por outros mecanismos, como a resistência de torção longitudinal das molas.

O centro de rolagem e a rigidez à rolagem são medidas através de movimentos de rolagem. No teste de movimento de rolagem, a carga vertical é mantida em valores constantes especificados e a suspensão é exercitada em rolagem pela transferência da carga vertical de um lado para o outro através do movimento de rolagem da mesa (WINKLER *et all*, 1992). Primeiro se determina o centro de rolagem e depois a rigidez à rolagem é determinada pela plotagem dos momentos de rolagem versus os ângulos de rolagem. A rigidez auxiliar é determinada pela comparação da rigidez total medida com a rigidez a rolagem resultante da rigidez vertical. Variáveis medidas durante o teste da suspensão (fig. 3.3):

h_a = altura de referência onde a força y_a é aplicada

ϕ_a = ângulo de rolagem da suspensão;

ϕ_t = é o ângulo de rolagem da mesa;

F_{yl}, F_{yr} = forças laterais aplicadas transduzidas das plataformas esquerda e direita, respectivamente;

F_{zl}, F_{zr} = forças verticais aplicadas e transduzidas nas plataformas esquerda e direita, respectivamente;

M_{xl}, M_{xr} = momentos de rolagem aplicados;

O = centro de rolagem da mesa e origem do plano cartesiano;

RC = centro de rolagem da suspensão;

Swp = espaçamento lateral entre as plataformas;

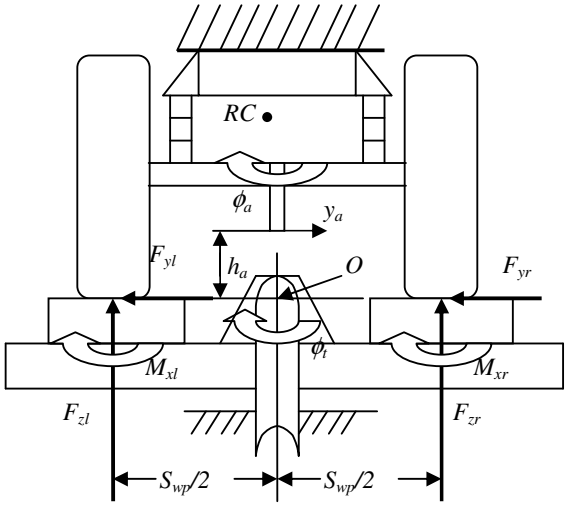
y_a = movimento lateral transduzido do eixo em uma altura h_a, acima do solo;

$$F_{yl} = F_{yr} = 0 \qquad \textbf{eq. 3.2}$$

$$F_{zl} + F_{zr} = F_{zsus} \qquad \textbf{eq. 3.3}$$

onde:

Fz_{sus} = carga vertical especificada.



.

Fig. 3.3. Bancada de teste da UMTRI e as forças aplicadas

3.2.3. Resultados em Bancada de Testes

Segundo o procedimento de teste, demonstrados na seção 3.2.1 e 3.2.2, realizados em bancada de teste na UMTRI (fig. 3.4), utilizando a carga nominal da suspensão de 53.4 KN (12.000 lbs), a parcela dedicada à rigidez vertical das molas (283.705 N/m) e o espaçamento (0.889 m) é de 1.859 N.m/grau e a rigidez auxiliar é de 1.073 N.m/grau. A soma destes dois valores representa a rigidez total da suspensão. A rigidez total da rolagem encontrada foi 2.932 Nm/grau (25.950in.lbs/deg). Demais valores de rigidezes totais e auxiliares para suspensões dianteiras, traseiras trativas, auxiliares e para semi-reboques são apresentadas no trabalho SAE 922426.

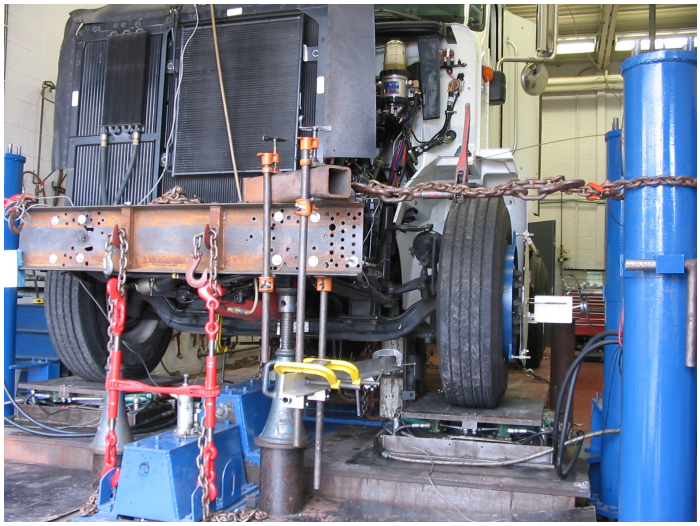


Fig. 3.4. Teste da suspensão na Universidade de Michigan (UMTRI)

3.3. CÁLCULO ANALÍTICO DA RIGIDEZ AUXILIAR À ROLAGEM

Em aplicações usuais de suspensão, lâminas de mola são sujeitas a torção, por exemplo, por um obstáculo embaixo de uma das rodas do eixo. Torcendo uma lâmina de mola (tendo uma secção retangular de largura w e espessura t) em um grau α em um comprimento l (por exemplo, entre o olhal e o apoio da mola) irá produzir uma tensão de torção.

Para manter as tensões devido à torção baixas, é necessário distribuir o ângulo de torção ao longo da lâmina da mola, isto significa que não se deve restringir a lâmina principal da torção (fig. 3.5).

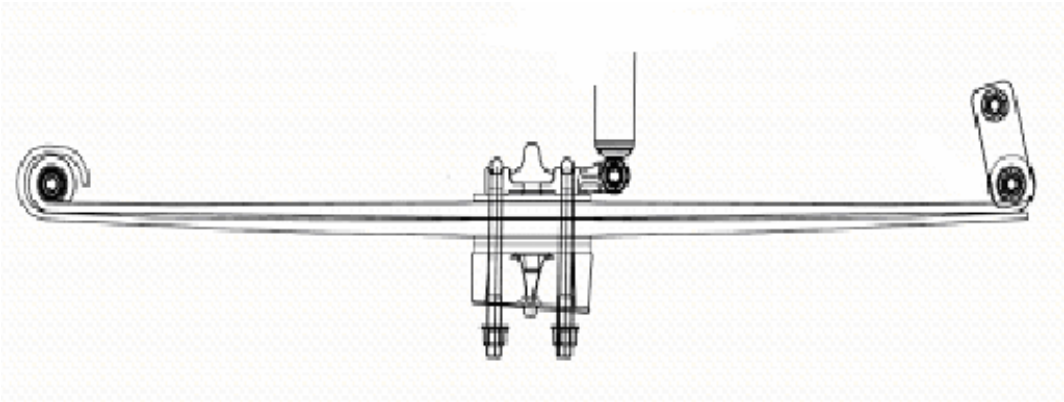


Fig. 3.5. Vista lateral da suspensão em estudo

A resistência à torção das molas aumenta a resistência à rolagem nas aplicações usuais e podem ser calculada, desde que tenhamos o conhecimento dimensional e dos fenômenos ocorridos na rolagem.

A conexão do eixo dianteiro entre as molas de uma suspensão possui papel fundamental nas considerações analíticas. O eixo dianteiro é considerado concectado em série com as rigidezes torsionais de cada lado da suspensão e possui sua própria rigidez à torção.

3.3.1. Cálculo da Rigidez Torsional da Lâmina da Mola

As molas dianteiras de uma suspensão dianteira, em função da redução de peso e aumento do conforto, são geralmente, produzidas em perfil parabólico (*taper leaf*). Os feixes de molas trapezoidais convencionais, não serão tratados neste trabalho. Porém para calcularmos a rigidez à rolagem da lâmina parabólica, que é um perfil escalonado, temos que fazer uso de técnicas de resistência de materiais somadas às técnicas de integração.

Para o cálculo da torção assumimos as premissas:

- o material é isotrópico e homogêneo;
- a barra ou lâmina é carregada e torsionada por momentos de mesma magnitude e de sentidos opostos (YOUNG, 2002);
- a lâmina não é carregada alem do seu limite elástico.

A fórmula do ângulo de torção (HIBBELER, 2000) para uma barra de perfil retangular é:

$$\phi = \int_0^L \frac{T dx}{G I_p(x)} \qquad \textbf{eq. 3.4}$$

onde:

$\phi =$ ângulo de torção;

$\mathrm{T} =$ momento ou torque;

$$\mathrm{G} = \frac{E}{2(1+\upsilon)} \text{ (módulo de cisalhamento);} \qquad \textbf{eq. 3.5}$$

onde:

E = modulo de elasticidade do material;

υ = coeficiente de Poison (0.3 para aço);

$$I_p(x) = \frac{tw(t^2 + w^2)}{12} \textit{ (módulo de inércia polar);} \qquad \textbf{eq. 3.6}$$

onde:

t = espessura da lâmina da mola;

w = largura da lâmina da mola.

Como a fórmula para $I_p(x)$ esta desenvolvida para uma barra retangular retilínea, precisamos transformá-la para uma barra retangular escalonada. Utilizando a metodologia (TIMOSHENKO & GERE, 1984) para o ângulo de rotação de uma barra redonda escalonada AB de secção sólida e torsionada pelo torque T aplicado em ambos os lados (fig. 3.6), podemos reescrever a equação para a barra retangular. A secção da barra varia linearmente ao longo do comprimento L.

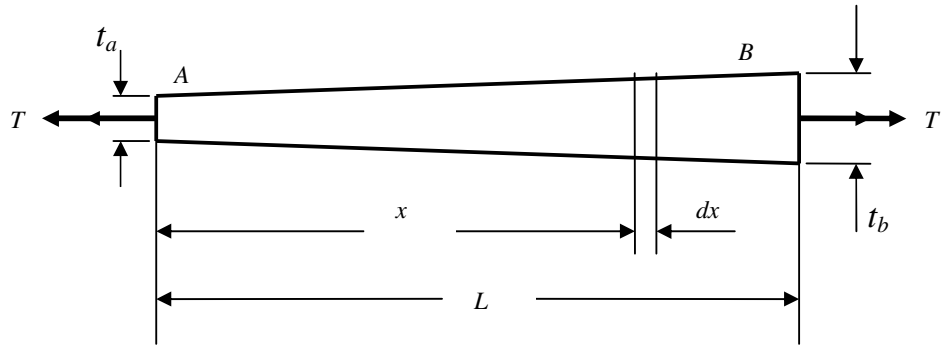


Fig. 3.6. Mola trapezoidal submetida à torção

Considerando o elemento infinitesimal dx, para determinação da espessura da lâmina t da mola, temos:

$$t = t_a + \frac{t_b - t_a}{L} x \qquad \textbf{eq. 3.7}$$

Através da eq. 3.6. do módulo de inércia e inserindo a eq. 3.7 para t, obtemos a seguinte equação:

$$I_p(x) = \frac{(t_a + \frac{t_b - t_a}{L} x) w((t_a + \frac{t_b - t_a}{L} x)^2 + w^2)}{12} \qquad \textbf{eq. 3.8}$$

multiplicando o primeiro membro da equação pelo segundo, temos:

$$I_p(x) = \frac{(t_a + \frac{t_b - t_a}{L} x)^3 w + (t_a + \frac{t_b - t_a}{L} x) w^3)}{12} \qquad \textbf{eq. 3.9}$$

como temos o primeiro membro da equação com expoente na terceira potência, utilizaremos a igualdade (SPIEGEL, 1973):

$$(a+b)^3 = a^3 + 3a^2b + 3ab^2 + b^3 \qquad \textbf{eq. 3.10}$$

onde:

$a = t_a$

$b = \frac{t_b - t_a}{L} x$

utilizando a igualdade da eq. 3.10 dentro da eq. 3.9, ficamos com a seguinte expressão:

$$I_p(x) = \frac{(t_a^3 + 3t_a^2 \frac{t_b - t_a}{L} x + 3t_a (\frac{t_b - t_a}{L})^2 x^2 + (\frac{t_b - t_a}{L})^3 x^3) w + t_a w^3 + \frac{t_b - t_a}{L} x w^3}{12} \qquad \textbf{eq. 3.11}$$

multiplicando w pelas parcelas do primeiro termo do numerador, obtemos:

$$I_p(x) = \frac{t_a^3 w + 3t_a^2 w \frac{t_b - t_a}{L} x + 3t_a w (\frac{t_b - t_a}{L})^2 x^2 + w (\frac{t_b - t_a}{L})^3 x^3 + t_a w^3 + \frac{t_b - t_a}{L} w^3 x}{12} \qquad \textbf{eq. 3.12}$$

quando reorganizamos os termos em função das ordens de x e as constantes, temos:

$$I_p(x) = \frac{w (\frac{t_b - t_a}{L})^3 x^3 + 3t_a w (\frac{t_b - t_a}{L})^2 x^2 + (\frac{t_b - t_a}{L} (3t_a^2 w + w^3)) x + (t_a^3 w + t_a w^3)}{12} \qquad \textbf{eq. 3.13}$$

Agora, utilizando a eq. 3.4. para ϕ e inserindo a eq. 3.13 para $I_p(x)$, obtemos a integral do ângulo de torção:

$$\phi = \int_0^L \frac{Tdx}{G\dfrac{w(\frac{t_b - t_a}{L})^3 x^3 + 3t_a w(\frac{t_b - t_a}{L})^2 x^2 + (\frac{t_b - t_a}{L}(3t_a^2 w + w^3))x + (t_a^3 w + t_a w^3)}{12}} \qquad \textbf{eq. 3.14}$$

Retirando as constantes da integral:

$$\phi = \frac{T}{G}\int_0^L \frac{dx}{\dfrac{w(\frac{t_b - t_a}{L})^3 x^3 + 3t_a w(\frac{t_b - t_a}{L})^2 x^2 + (\frac{t_b - t_a}{L}(3t_a^2 w + w^3))x + (t_a^3 w + t_a w^3)}{12}} \qquad \textbf{eq. 3.15}$$

a equação 3.15 pode ser representada da seguinte maneira:

$$\phi = \frac{T}{G}\int_0^L \frac{dx}{ax^3 + bx^2 + cx + d} \qquad \textbf{eq. 3.16}$$

onde:

$$a = w(\frac{t_b - t_a}{12L})^3$$

$$b = 3t_a w(\frac{t_b - t_a}{12L})^2$$

$$c = \frac{t_b - t_a}{12L}(3t_a^2 w + w^3)$$

$$d = \frac{t_a^3 w + t_a w^3}{12}$$

dando valor as incógnitas segundo a suspensão testada (fig. 3.7) nos laboratórios da Universidade de Michigan (UMTRI, 2004):

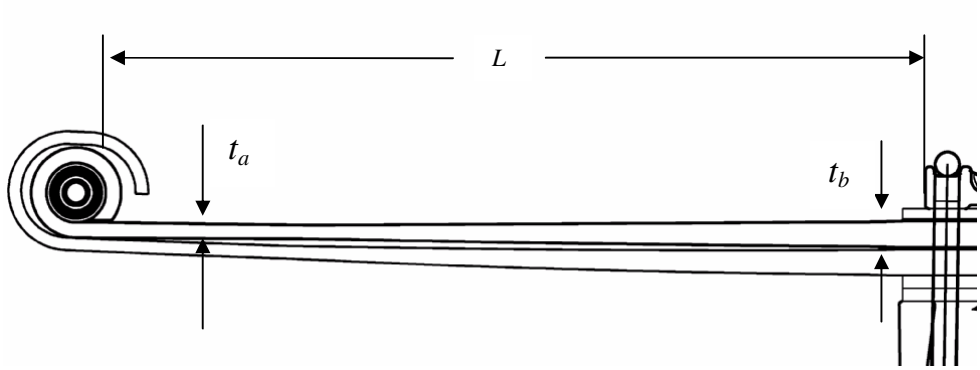


Fig. 3.7. Dimensões da lâmina da mola

$t_a = 0.012$m

$t_b = 0.0205$m

$L = 0.663$m

$w = 0.1016$m

temos:

$$\phi = \frac{T}{G}\int_0^L \frac{dx}{1.784e^{-8}x^3 + 5.01e^{-8}x^2 + 1.167e^{-8}x + 1.063e^{-6}} \qquad \textbf{eq. 3.17}$$

Como temos uma equação de grau 3, podemos utilizar o método de Ruffini para diminuirmos o grau da equação (LEITHOLD, 1994).

Fazendo uso da iteratividade de uma planilha eletrônica temos uma raiz (MICROSOFT, 2003):

-0.9356	$1.784e^{-8}$	$5.01e^{-8}$	$1.17e^{-6}$	$1.063e^{-6}$
	$1.784e^{-8}$	$3.34e^{-8}$	$1.14e^{-6}$	0

Tabela I – Raíz pelo método de Ruffini

Portanto -0.9356 é uma raiz do denominador.

Então podemos reescrever a eq. 3.17, da seguinte maneira:

$$\phi = \frac{T}{G}\int_0^L \frac{dx}{(x + 0.93596)(1.784e^{-8}x^2 + 3.34e^{-8}x + 1.14e^{-6})} \qquad \textbf{eq. 3.18}$$

Fazendo uso da técnica de integração de frações parciais quando o denominador contém fatores quadráticos (LEITHOLD, 1994), a fração no integrando pode ser escrita como a seguinte soma de frações parciais:

$$\frac{dx}{(x+0.93596)(1.784e^{-8}x^2+3.34e^{-8}x+1.14e^{-6})} = \frac{A}{(x+0.93596)} + \frac{Bx+C}{(1.784e^{-8}x^2+3.34e^{-8}x+1.14e^{-6})} \qquad \textbf{eq. 3.19}$$

Multiplicando ambos os membros da eq. 3.19 pelo mínimo denominador comum temos:

$$dx = A(1.784e^{-8}x^2+3.34e^{-8}x+1.14e^{-6}) + (Bx+C)(x+0.93596) \qquad \textbf{eq. 3.20}$$

Rearranjando as parcelas em função de *A, B e C*, obtemos:

$$dx = A(1.784e^{-8}x^2+3.34e^{-8}x+1.14e^{-6}) + B(x^2+0.93596x) + C(x+0.93596) \qquad \textbf{eq. 3.21}$$

A partir da eq. 3.21, teremos um sistema determinado de 3 equações e 3 incógnitas:

(a) $1.784e^{-8}A + B = 0$

(b) $3.34e^{-8}A + 0.93596B + C = 0$

(c) $1.14e^{-6}A + 0.93596C = 1$

Isolando **C** na igualdade (*b*), temos a equação em função de *A*:

$$C = \frac{1-1.14e^{-6}A}{0.93596} \qquad \textbf{eq. 3.22}$$

e isolando *B* na igualdade (*a*), obtemos outra equação em função de *A*:

$$B = -1.784e^{-8}A \qquad \textbf{eq. 3.23}$$

usando as eq. 3.22 e 3.23 na igualdade (*b*), encontramos os valores para *A, B e C*:

$$3.34e^{-8}A + 0.93596(-1.784e^{-8}A) + (\frac{1-1.14e^{-6}A}{0.93596}) = 0$$

então:

$$A = 892758$$

da eq. 3.23:

$$B = -0.01593$$

e da eq. 3.22:

$$C = -1.987e^{-8}$$

Voltamos para a eq. 3.19, onde inserimos os valores de *A, B e C*:

$$\frac{dx}{(x+0.93596)(1.784e^{-8}x^2 + 3.34e^{-8}x + 1.14e^{-6})} = \frac{892758}{(x+0.93596)} + \frac{-0.01593x - 1.987e^{-8}}{(1.784e^{-8}x^2 + 3.34e^{-8}x + 1.14e^{-6})} \qquad \textbf{eq. 3.24}$$

Obtemos a integral para o ângulo de torção da mola:

$$\phi = \frac{T}{G}\int_0^L \frac{892758dx}{(x+0.93596)} + \frac{-0.01593x - 1.987e^{-8}}{(1.784e^{-8}x^2 + 3.34e^{-8}x + 1.14e^{-6})} \qquad \textbf{eq. 3.25}$$

Utilizando a regra da soma de integrais (SPIEGEL, 1973):

$$\phi = \frac{T}{G}(892758\int_0^L \frac{dx}{(x+0.93596)} - 0.01593\int_0^L \frac{xdx}{(1.784e^{-8}x^2 + 3.34e^{-8}x + 1.14e^{-6})} - 1.987e^{-8}\int_0^L \frac{dx}{(1.784e^{-8}x^2 + 3.34e^{-8}x + 1.14e^{-6})} \qquad \textbf{eq. 3.26}$$

Fazendo uso das seguintes regras de integração:

$$\int \frac{dx}{(x+a)} = Ln(x+a),$$

$$\int \frac{xdx}{(ax^2+bx+c)} = \frac{1}{2a} Ln(ax^2+bx+c) \Big|_0^L - \frac{b}{2a}\int \frac{dx}{(ax^2+bx+c)}$$

$$\int \frac{dx}{(ax^2+bx+c)} = \frac{2}{\sqrt{4ac-b^2}} arctg \frac{2ax+b}{\sqrt{4ac-b^2}}$$

reescrevemos a equação 3.26, como:

$$\phi = \frac{T}{G}\left\{ \begin{array}{l} 892758 Ln((x+a) \Big|_0^L - 0.01593 \left[\begin{array}{l} \frac{1}{2a} Ln(ax^2+bx+c) \Big|_0^L \\ -\frac{b}{2a}\int_0^L \frac{dx}{(ax^2+bx+c)} \end{array} \right] - \\ 1.987e^{-8} \frac{2}{\sqrt{4ac-b^2}} arctg \frac{2ax+b}{\sqrt{4ac-b^2}} \Big|_0^L \end{array} \right\} \qquad \textbf{eq. 3.27}$$

Integrando o membro restante:

$$\phi = \frac{T}{G}\left\{ \begin{array}{l} 892758 Ln((x+a) \Big|_0^L - 0.01593 \left[\begin{array}{l} \frac{1}{2a} Ln(ax^2+bx+c) \Big|_0^L \\ -\frac{b}{2a} \frac{2}{\sqrt{4ac-b^2}} arctg \frac{2ax+b}{\sqrt{4ac-b^2}} \Big|_0^L \end{array} \right] - \\ 1.987e^{-8} \frac{2}{\sqrt{4ac-b^2}} arctg \frac{2ax+b}{\sqrt{4ac-b^2}} \Big|_0^L \end{array} \right\} \qquad \textbf{eq. 3.28}$$

atribuindo valores as incógnitas *a*, *b* e *c*:

$$\phi = \frac{T}{G}\left\{\begin{array}{l} 892758 Ln((x+1.784e^{-8})\ \Big|_0^L - 0.01593\left[\begin{array}{l} \frac{1}{2a} Ln(1.784e^{-8}x^2 + 3.34e^{-8}x + 1.14e^{-6})\ \Big|_0^L \\ -\frac{3.34e^{-8}}{2\times 1.784e^{-8}} \frac{2}{\sqrt{4\times 1.784e^{-8}\times 1.14e^{-6} - (3.34e^{-8})^2}} \times \\ arctg \frac{2\times 1.784e^{-8}x + 3.34e^{-8}}{\sqrt{4\times 1.784e^{-8}\times 1.14e^{-6} - (3.34e^{-8})^2}}\ \Big|_0^L \end{array}\right] - \\ 1.987e^{-8} \frac{2}{\sqrt{4\times 1.784e^{-8}\times 1.14e^{-6} - (3.34e^{-8})^2}} \times arctg \frac{2\times 1.784e^{-8}x + 3.34e^{-8}}{\sqrt{4\times 1.784e^{-8}\times 1.14e^{-6} - (3.34e^{-8})^2}}\ \Big|_0^L \end{array}\right\} \quad \textbf{eq. 3.29}$$

Calculando as integrais de *0* a *L=0.663m,* obtemos:

$$\phi = \frac{T}{G}\left\{\begin{array}{l} 419019 - 0.01593\left[\begin{array}{l} ((-382908293) \\ -(-383638708)) \\ -(1408775 - 831932) \end{array}\right] \\ -1.987e^{-8}(1408775 - 831932) \end{array}\right\} \quad \textbf{eq. 3.30}$$

Chegamos à equação de ϕ em função de *T* e *G*:

$$\phi = \frac{T}{G} 475658 \quad \textbf{eq. 3.31}$$

Sendo G = 80 x 10^9 N/m^2 para aço mola,

$$\phi = \frac{T}{\frac{80e^9 N}{m^2}} . \frac{475658}{m^3} \quad \textbf{eq. 3.32}$$

então:

$$\phi = 5.9457x10^{-6}\, rad \quad \textbf{eq. 3.33}$$

o valor acima significa o ângulo de torção da mola em radianos, para um torque de 1 *N.m.* Como $1\ (um)\ radiano\ =\ 57.3^o$, temos o ângulo em graus:

$$\phi = 5{,}9457x10^{-6}\,rad\,\frac{57.3^{o}}{rad} = 3{,}4069x10^{-4}\,graus \qquad \textbf{eq. 3.34}$$

Agora utilizando este valor para a rigidez torsional da mola, ou seja, o inverso da equação 3.34:

$$Kt_{mola} = \frac{T}{\phi} = 2.935N.m/\,grau \qquad \textbf{eq. 3.35}$$

onde:

$Kt_{viga} =$ rigidez torsional da viga do eixo;

$T =$ torque unitário em *N.m;*

$\phi =$ ângulo de torção da viga do eixo em função do torque unitário *T.*

O valor da equação 3.35 exprime a resistência à torção de uma lâmina de mola descrita pela figura 3.7, sujeita a um torque de 1 (um) *N.m.*

3.3.2. Cálculo da Rigidez Torsional da Bucha e Mola Associadas em Série

Definindo a rigidez auxiliar fazendo uso da técnica de molas em série e paralelo, temos:

1) Rigidez auxiliar lado direito dianteiro (*curb side*):

Pelo fato da associacao das rigidezes cônica da bucha e torsional da mola reduzirem o valor torsional total, podemos considerar uma associação em serie (fig. 3.8).

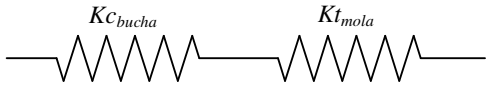


Fig. 3.8. Rigidezes em série da bucha e da mola

$$Kt_{ldd} = \frac{1}{\dfrac{1}{Kc_{bucha}} + \dfrac{1}{Kt_{mola}}} \qquad \textbf{eq. 3.36}$$

sendo:

$Kt_{ldd} =$ rigidez torsional do lado dianteiro direito da suspensão;

$Kt_{mola} = 2.935 Nm/grau$, obtidos da fórmula integral do ângulo de torção da mola parabólica,

$Kc_{bucha} = 1.335 N.m/grau$, conforme especificação do fabricante da bucha. O valor de *Kc*, é apresentado, sem considerar nenhuma carga radial na bucha;

então:

$$Kt_{ldd} = \frac{1}{\frac{1}{1.335} + \frac{1}{2.935}} = 918 Nm/\deg \qquad \textbf{eq. 3.37}$$

2) Rigidez auxiliar lado direito traseiro (*curb side*):

Nesta análise, a contribuição de rigidez à torção da parte dianteira e traseira se somam, portanto, elas se comportam como molas em paralelo (fig. 3.9):

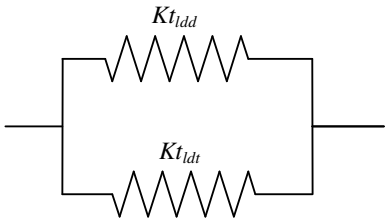


Fig. 3.9. Rigidez do lado direito do veículo devido às molas e buchas

$$Kt_{ld} = Kt_{ldd} + Kt_{ldt} \qquad \textbf{eq. 3.38}$$

onde:

$Kt_{ld} =$ rigidez torsional do lado direito da suspensão;

$Kt_{ldd} =$ rigidez torsional do lado direito dianteiro da suspensão;

$Kt_{ldt} =$ rigidez torsional do lado direito traseiro da suspensão;

A parte traseira da mola possui o jumelo, que articula a mola para frente e para trás dependendo da

carga vertical e efeitos de tração ou frenagem. Na análise da rigidez vertical, a bucha superior do jumelo é considerada no cálculo, mas na rigidez torsional (cônica) não é levada em conta, pois o jumelo é restringido lateralmente pelo suporte traseiro da mola (bucha superior do jumelo). Consideramos para esta análise o jumelo com rigidez torsional infinita.

Devido à similaridade dimensional dos componentes traseiros e dianteiros, consideramos:

$$Kt_{ldd} = Kt_{ldt}$$ **eq. 3.39**

Portanto:

$$Kt_{ld} = 2.Kt_{ldd}$$ **eq. 3.40**

$$Kt_{ld} = 2x918Nm/grau = 1.836Nm/grau$$ **eq. 3.41**

A equação 3.41 representa o valor da rigidez à torção devido a rolagem do lado direito da suspensão.

3.3.3. Cálculo da Rigidez Torsional da Viga do Eixo

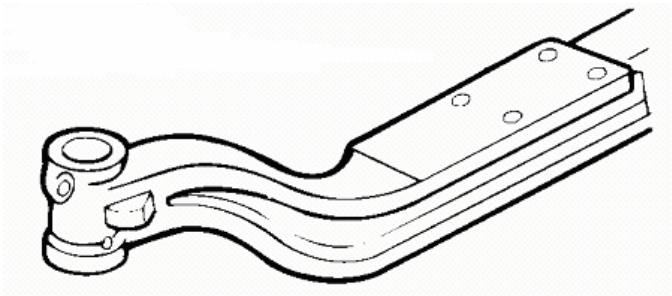


Fig. 3.10. Viga usual de eixo dianteiro esterçavel

A viga do eixo (fig. 3.10) trabalha em série com os dois lados do veículo, já que ele é levado a sofrer o efeito de torção em função das diferentes geometrias tomadas pelas duas molas em função de uma curva ou de uma passagem por um obstáculo.

O veículo em estudo neste trabalho possui uma viga em perfil “I” com as dimensões abaixo,

apresentadas na figura 3.11.

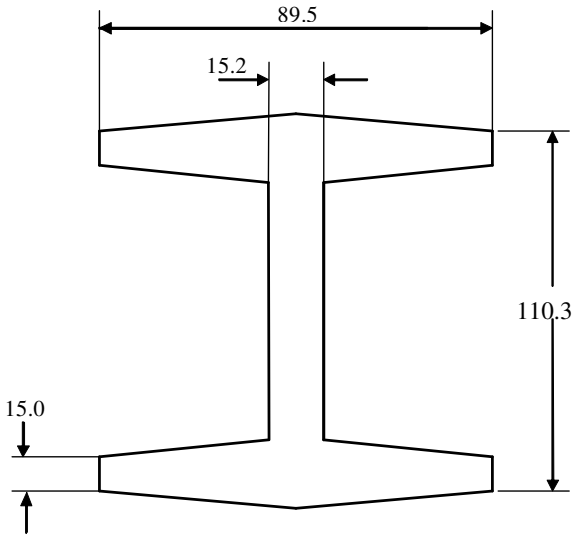


Fig. 3.11. Perfil da viga "I" do eixo dianteiro

Desenhando esta figura em qualquer software de desenho como o Pro-Engineer (PTC, 2001), obtemos o valor da inércia polar para a viga "I":

$$Ip_{viga} = 7{,}867x10^{-6}\,m^4 \qquad \textbf{eq. 3.42}$$

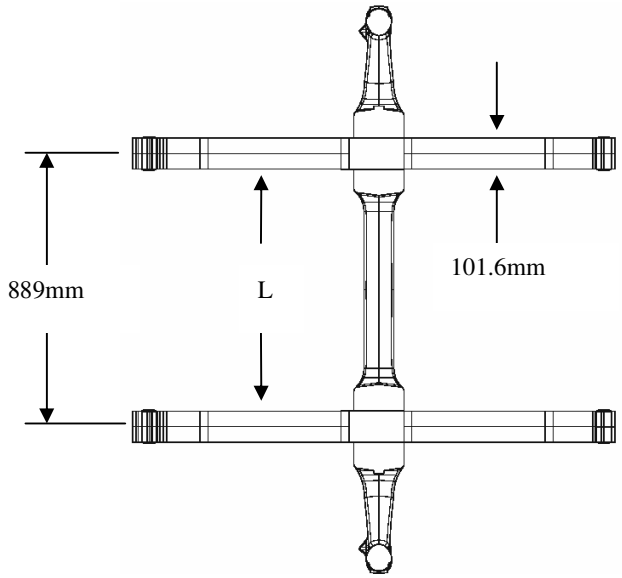


Fig. 3.12. Bitola e largura do feixe de molas

Consideramos para esse cálculo da rigidez torsional, a viga do eixo, com perfil constante, a partir das

dimensões apresentadas na figura 3.12.

Como a fixação das molas com a viga, através de grampos de mola e grande área de contato, consideramos esta região com rigidez infinita, teremos a viga engastada entre as duas molas, logo:

L = 889 – 101,6 = 787.4mm **eq. 3.43**

$$\phi = \frac{T.L}{G.Ip_{viga}}$$ **eq. 3.44**

onde:

ϕ = ângulo de torção da viga;

T = torque aplicado, oriundos das molas, devido à geometria da suspensão;

G = 80 GPa;

Ip_{viga} = momento de inércia polar calculado para a viga "I" do eixo;

L = comprimento livre da viga do eixo engastada pela junta com as molas;

Dando valores na fórmula:

$$\phi = \frac{T.0{,}7874m}{\frac{80x10^{6}\,Nx7{,}867x10^{-6}\,m^{4}}{m^{2}}}$$ **eq. 3.45**

considerando o torque unitário (*1 N.m/grau*), temos o ângulo de torção:

$$\phi = 1.251x10^{-3}\,rad$$ **eq. 3.46**

o valor acima significa o ângulo de torção do eixo em radianos, para um torque de 1 *N.m.* Como $1\ (um)\ radiano\ =\ 57.3^{o}$, temos o ângulo em graus:

$$\phi = 1{,}251x10^{-3}\,rad\,\frac{57.3^{o}}{rad} = 7{,}169x10^{-2}\,graus$$ **eq. 3.47**

Agora utilizando este valor para a rigidez torsional do eixo, ou seja, o inverso da equação 3.47:

$$Kt_{viga} = \frac{T}{\phi} = 13.949 N.m / grau \qquad \textbf{eq. 3.48}$$

O valor da equação 3.48 representa a resistência à torção do perfil da viga "I" com as dimensões da figura 3.11. e a configuração de montagem da figura 3.12.

3.3.4. Cálculo da Rigidez Torsional da Suspensão

Conforme a figura 3.13, podemos ver a associação de molas em série, feitas pelos dois lados do veículo com a viga "I".

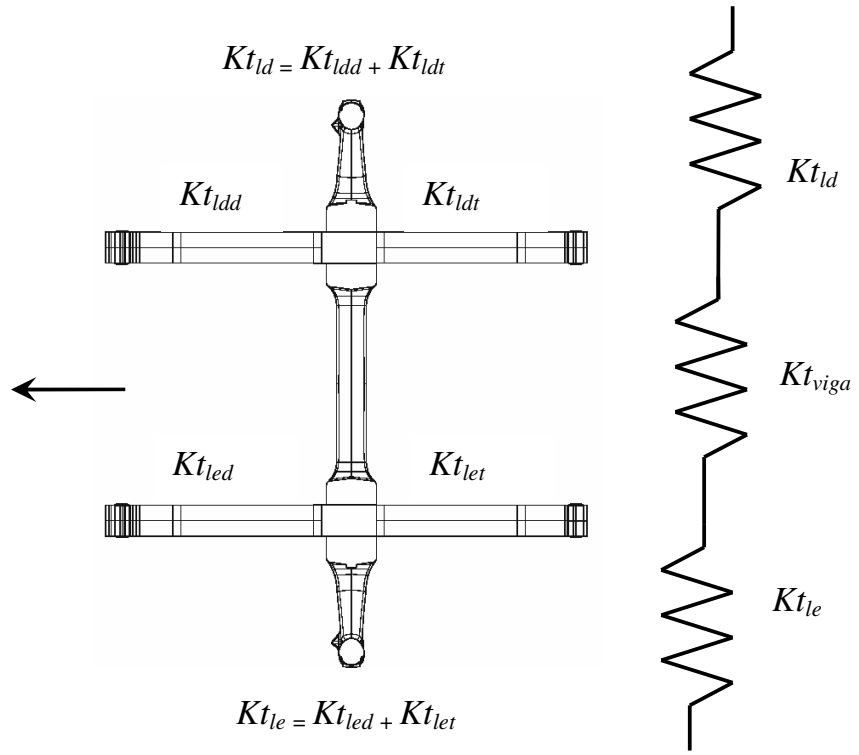


Fig. 3.13. Esquematização das associações em série e paralelo das rigidezes

$$Kt_{suspensao} = \frac{1}{\frac{1}{Kt_{ld}} + \frac{1}{Kt_{viga}} + \frac{1}{Kt_{le}}}$$ **eq. 3.49**

onde:

$Kt_{suspensao}$ = rigidez torsional total da suspensão;

Kt_{ld} = rigidez torsional do lado direito da suspensão;

Kt_{viga} = rigidez torsional da viga do eixo;

Kt_{le} = rigidez torsional do lado esquerdo da suspensão;

Utilizando os valores encontrados nas análises anteriores:

$$Kt_{suspensao} = \frac{1}{\frac{1}{1.836} + \frac{1}{13.949} + \frac{1}{1.836}}$$ **eq. 3.50**

$$Kt_{suspensao} = 861 Nm / grau$$ **eq. 3.51**

O valor encontrado na equação 3.51 é o valor total da rigidez torsional dos elementos da suspensão, sujeitos a torção, pelo fenômeno da rolagem. A rigidez torsional, também chamada de rigidez auxiliar à rolagem, deve ser somada com a rigidez à rolagem devido à rigidez vertical das molas e o espaçamento lateral entre estas. O tratamento destes números será realizado a seguir.

4. Discussão

Uma complexa série de efeitos deve ser considerada durante a torção sofrida pela suspensão no movimento de rolagem, mesmo considerando o chassi totalmente rígido. Uma determinação exata com a utilização do método analítico será sempre uma tarefa muito difícil no cálculo da rigidez total à rolagem. O formulário disponível na literatura (UMTRI, 2004) apresenta um indicativo de rigidez à rolagem de 1859 N.m/grau, equivalente à 63% da rigidez total à rolagem, descrita através da eq. 2.13.

$$K_{\phi} = \frac{K_v . s^2}{2} . \frac{1}{57.3} N.m / grau \qquad \textbf{eq. 2.13}$$

Os valores encontrados neste trabalho, utilizando a metodologia de associação de molas em série e paralelo, foram muito próximos aos valores encontrados em bancada de testes. Com as considerações apresentadas neste trabalho foi obtida uma maior exatidão nos cálculos de rigidez auxiliar à rolagem.

O valor da rigidez auxiliar à rolagem segundo o simulador de dinâmica veicular TRUCKSIM (MSC, 2002) é a diferença entre o valor medido em bancada e o valor referente à rigidez vertical das molas e o espaçamento entre elas. Essa diferença representa de 20 a 40 por cento da rigidez total à rolagem (UMTRI, 2004). O novo formulário utilizado neste trabalho, sobre a rigidez auxiliar à rolagem de uma suspensão dianteira mecânica, apresentou um valor de 30% de rigidez auxiliar à rolagem sobre o valor total de rigidez. Comparando a rigidez total à rolagem medida em bancada de testes com a adição dos efeitos sofridos pela mola, bucha e eixo analisados pelo modelo analítico, chegamos a 93% do valor encontrado pelo modelo empírico dos testes.

Com a metodologia aplicada neste trabalho adicionamos à eq. 2.13, que calcula a rigidez total a rolagem, desconsiderando os efeitos de torção da suspensão, elementos que consideram esses efeitos, obtendo assim um resultado de rigidez total à rolagem mais próximos aos valores reais e percebidos na prática. Definimos a rigidez auxiliar à rolagem para uma suspensão dianteira mecânica, através da eq. 3.50:

$$Kt_{suspensao} = \frac{1}{\frac{1}{Kt_{ld}} + \frac{1}{Kt_{viga}} + \frac{1}{Kt_{le}}} \qquad \textbf{eq. 3.50}$$

assim, para a rigidez total à rolagem de uma suspensão dianteira mecânica, temos:

$$K_{\phi} = \frac{K_v.s^2}{2}.\frac{1}{57.3} + \frac{1}{\frac{1}{Kt_{ld}} + \frac{1}{Kt_{viga}} + \frac{1}{Kt_{le}}} N.m/grau \qquad \textbf{eq. 3.53}$$

onde:

K_v = rigidez vertical da suspensão (N/m)

s = espaçamento lateral entre as molas (m)

Kt_{ld} = rigidez torsional do lado direito da suspensão;

Kt_{viga} = rigidez torsional da viga do eixo;

Kt_{le} = rigidez torsional do lado esquerdo da suspensão;

O valor calculado pela equação 3.50 é de 861 *N.m/grau*. Esse número representa 80% da rigidez auxiliar à rolagem que, segundo WINKLER *et all* (1992) é de 1.073 *N.m/grau*. O valor de 1.073 *N.m/grau* de rigidez auxiliar encontrada nos testes, equivale a 36% da rigidez total. Por outro lado, o número calculado pela metodologia apresentada, refere-se a 30% da rigidez total à rolagem da suspensão.

O valor de rigidez total à rolagem citada por WINKLER *et all* (1992) é de 2.932 *N.m/grau*. Com o novo formulário sugerido neste trabalho, a rigidez total calculada considerando os efeitos de torção da mola, eixo, bucha é de 2.818 *N.m/grau.* Esse número refere-se a 93% do valor da rigidez total à rolagem obtida em bancada de testes, conforme a literatura. O cálculo desse resultado de 2.818 *N.m/grau* pode ser melhor observado através da equação 3.53.

$$K_{\phi} = \frac{283.705N/m.(0.899m)^2}{2}.\frac{1}{57.3} + \frac{1}{\frac{1}{1.836} + \frac{1}{13.949} + \frac{1}{1.836}} = 2.818N.m/grau$$

O fato de não termos encontrado nos cálculos analíticos, o mesmo valor descoberto pelo teste em bancada, está associado a alguns fatores não considerados nesta metodologia, que estão citados no manual de aplicação do simulador TRUCKSIM (2002). Por exemplo, as molas dianteiras são compostas por duas lâminas parabólicas sobrepostas. Na porção dianteira e traseira da mola(fig. 3.5), podemos observar algumas superfícies de atrito entre as lâminas que podem contribuir para o aumento da rigidez à torção da mola, apesar de não haver ligação rígida entre estas.

O efeito de rotação do jumelo em torno do suporte traseiro da suspensão pode afetar a rigidez à torção

da porção traseira da mola (SAE HS J788, 1982). Apesar da porção da mola traseira ter sido considerada engastada no jumelo, a exemplo da porção dianteira, o movimento longitudinal do olhal inferior pode afetar a rigidez da mola traseira. O jumelo traseiro, confeccionado em duas chapas grossas, foi considerado rígido à torção nos cálculos, o que pode reduzir a rigidez à rolagem da suspensão.

A junção da mola com o eixo como sendo um elemento rígido, foi assumida durante os cálculos, porém alguma deformação pode estar acontecendo nesta região, entre os grampos da suspensão. A influência dos amortecedores, montados pelo lado de fora da longarina, são significativas em rolagens com maiores acelerações laterais, porém, no caso do teste de bancada, a velocidade do teste é bastante reduzida, portanto, não podemos denotar contribuição relevante do amortecedor hidráulico na diferença encontrada.

Podemos verificar a influência do aumento ou diminuição da rigidez cônica da bucha da mola na rigidez auxiliar e também no valor total de rigidez à rolagem. A fig. 4.1. mostra os valores de rigidez à rolagem auxiliar e rigidez total da suspensão dianteira em função da rigidez cônica da bucha plotados. A reta vertical no centro do gráfico é o valor de referencia de *1.335 N.m/grau*. Aumentando a rigidez cônica da bucha em 45%, temos um aumento da rigidez auxiliar de 25% e um crescimento da rigidez total à rolagem de 9%. Por outro lado, se diminuirmos a rigidez da bucha em 45%, teremos uma diminuição da rigidez auxiliar de 35% com uma redução da rigidez total de 10%.

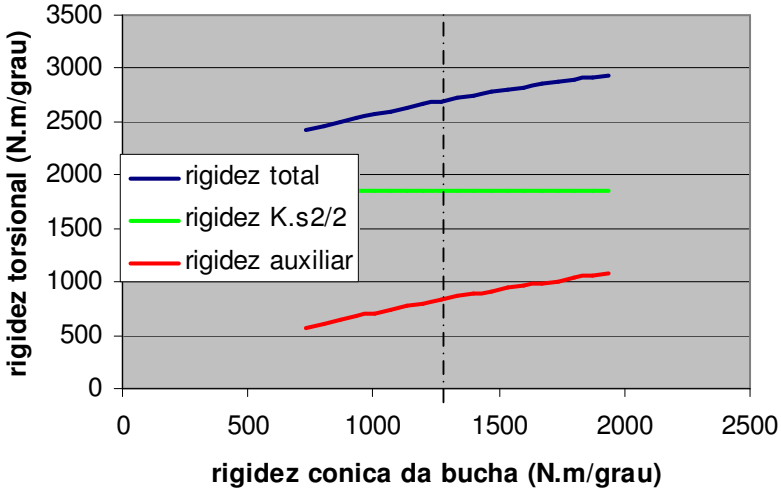


Fig. 4.1. Influência da rigidez cônica da bucha na rigidez total

Verificando a influência da rigidez torsional da lâmina parabólica da mola, alteramos na fig., 4.2 os valores da rigidez da mola para mais ou menos 45%. Quando analisamos o aumento de 45% da rigidez torsional da mola, vemos um aumento de 10% na rigidez auxiliar e apenas 3% na rigidez total à rolagem. Com a diminuição de 45% da rigidez torsional da mola, obtemos uma redução de 19% da rigidez auxiliar e 6% de

decréscimo da rigidez total à rolagem. A menor influência da mudança da rigidez torsional da mola em relação a influência da mudança da rigidez cônica da bucha no cálculo da rigidez auxiliar e total à rolagem, deve-se ao fato da rigidez torsional da mola ser 2.2 vezes maior que a rigidez cônica da bucha, no valor de referência de *2.935 N.m/grau*, representado pela linha pontilhada no centro do gráfico.

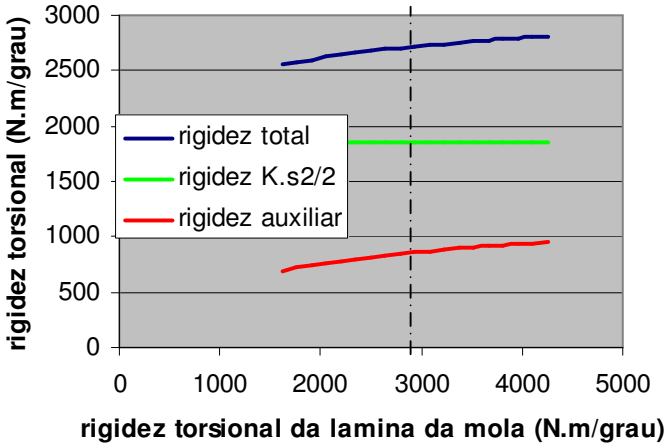


Fig. 4.2. Influência da rigidez torsional da lâmina da mola

A rigidez torsional do eixo, como sendo um valor muitas vezes maior que a rigidez torsional da mola e a rigidez cônica da bucha, não exerce grandes alterações na rigidez auxiliar à rolagem, quando seus valores são reduzidos na faixa de +/- 45%. Por exemplo, quando aumentamos a rigidez do eixo em 45%, conseguimos uma contribuição de 2% na rigidez auxiliar e menos de 1% na rigidez total à rolagem. Da mesma forma, quando reduzimos a rigidez torsional da viga em 45%, contribuímos com uma redução de 5% na rigidez auxiliar e 1.5% na rigidez total à rolagem da suspensão mecânica dianteira. A fig. 4.3, mostra estas pequenas alterações de rigidezes com uma grande alteração de rigidez torsional da viga do eixo. A reta pontilhada mostra o valor de referência de *13.949 N.m/grau*.

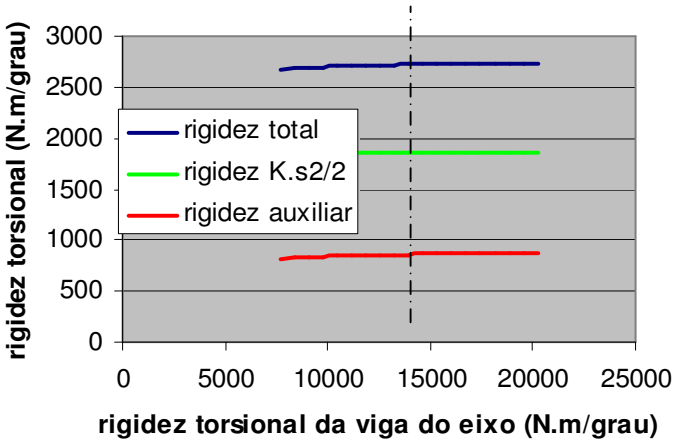


Fig. 4.3. Influência da rigidez torsional da viga do eixo

Através das discussões acerca da influência de cada componente na rigidez auxiliar à rolagem, fica claro, que o elemento que tem maior impacto na mudança dos valores de rigidez à rolagem, é justamente, o componente com menor rigidez, neste caso particular, a bucha e sua rigidez cônica à rolagem.

Os valores e cálculos apontados neste trabalho podem ser tratados como referência. Com este formulário, além das variáveis de rigidez vertical das molas e espaçamento entre as molas citadas em WINKLER *et all* (2000), o projetista de suspensões poderá alterar outros parâmetros. A metodologia apresentada neste trabalho, também permite que possamos alterar os valores de rigidezes de bucha, mola, eixo e verificar o melhor compromisso do espaço disponível e os valores de conforto desejáveis.

Softwares modernos de engenharia como o ADAMS, podem através de modelamento das peças constituintes de uma suspensão, verificar todos os valores relacionados e calculados neste trabalho, porém, na maioria dos casos de conceituação de um veículo, a estação de computador com este programa específico está com pouca disponibilidade de horas, então, o engenheiro precisa de valores indicativos para seguir com o projeto do veículo inteiro, com um menor custo e maior rapidez. Um dos objetivos deste trabalho é justamente dar esta indicação de valores com boa precisão, baixo custo e menor tempo do que atualmente utilizado.

A prática do mercado brasileiro para veículos pesados é utilizar barras estabilizadoras na suspensão dianteira para aumentar a rigidez à rolagem do veículo, e, portanto, diminuir o ângulo de rolagem do veículo em curvas (BARAK, 2002a). Através da metodologia aplicada neste trabalho, poderá o projetista, utilizar mais variáveis para determinar a rigidez à rolagem, portanto ter mais flexibilidade da determinação dos diversos componentes da suspensão, e até mesmo, eliminar o uso da barra estabilizadora, fazendo uso de desenhos de molas rígidas a torção, sem comprometer o conforto e buchas com rigidezes cônicas maiores sem o prejuízo de filtras as altas freqüências de entrada na suspensão.

5. CONCLUSÃO

Com este trabalho podemos comprovar a relevante influência da rigidez auxiliar a rolagem no cálculo da rigidez total à rolagem. Quando adicionamos a participação da torção das molas e da viga do eixo dianteiro, bem como, a rigidez cônica das buchas da suspensão, conseguimos aumentar a exatidão do cálculo da rigidez total à rolagem.

A nova metodologia, apresentada no capítulo 3, obteve um resultado de 30% de rigidez auxiliar comparada a rigidez total à rolagem desta suspensão estudada. Até então, os valores publicados indicavam um número em torno de 20 a 40% sem detalhar analiticamente os efeitos que contribuíam para esta rigidez auxiliar.

A rigidez total à rolagem, que é a soma da rigidez auxiliar à rolagem, obtida pelo modelo analítico sugerido e a contribuição da rigidez vertical das molas e o espaçamento entre as mesmas, também foi melhor explicado. Com a consideração dos efeitos de torção dos componentes de uma suspensão dianteira mecânica de veículo pesado, obteve-se um valor de 93% comparado ao valor total medido em bancada de teste. Pela literatura atual, verificada no capítulo 2, o valor que poderia se calcular seria de apenas 64% da rigidez total à rolagem medida.

Analisando os valores obtidos pelo método apresentado de 93% da rigidez real a rolagem, comparados aos atuais 64% obtidos pela literatura existente, obtemos uma melhor exatidão no valor de cálculo da rigidez total à rolagem. A diferença de 29 pontos percentuais, entre os dois métodos, tem importante significado no controle dos parâmetros determinantes da rigidez total à rolagem.

A metodologia apresentada neste trabalho quando aplicada na conceituação de uma suspensão mecânica, pode facilitar o domínio das diferentes variáveis da rigidez à rolagem da suspensão. A introdução dos efeitos de torção da mola e da viga, bem como, a rigidez cônica da bucha são fatores relevantes a serem considerados no projeto da suspensão, além de suas características usuais.

O projetista de suspensão poderá utilizar, além dos parâmetros já considerados, as contribuições da bucha, mola e eixo na determinação da rigidez à rolagem. Por exemplo, podemos utilizar desenhos de buchas de suspensões altamente rígidas à torção cônica, sem alterar as características de rigidez vertical importantes para o conforto da suspensão. As molas, por sua vez, podem possuir perfil adequado para terem baixa rigidez vertical, relacionado ao conforto, porém com alta rigidez à torção.

Aplicando as considerações propostas por este trabalho, problemas relacionados à torção das molas no trabalho da suspensão, poderão ser melhor analisados. Os feixes de molas para veículos comerciais, que adotam

este tipo de suspensão mecânica, podem ser desenhados considerando as tensões oriundas dos movimentos de rolagem da suspensão. Assim, problemas de quebra das lâminas de molas poderão ser minimizados.

Trabalhos posteriores poderão ser realizados analisando os efeitos da carga vertical, rotação e rigidez torsional do jumelo e o atrito entre as lâminas de mola. A carga vertical poderá contribuir na rigidez a rolagem pelo fato de alterar a rigidez cônica da bucha da suspensão. As molas também podem alterar sua característica de rigidez à torção em função da carga vertical. O jumelo traseiro da suspensão também tem importância na rigidez à rolagem, se considerado como elemento elástico a torção e os movimentos de translação devido aos movimentos longitudinais do feixe de mola.

Este trabalho apresentou um novo caminho para a determinação da rigidez total à rolagem. Pelos parâmetros de torção da mola, eixo e buchas oriundos da rolagem do veículo em curvas, os cálculos da suspensão poderão ser mais abrangentes. Porém, outros efeitos deverão ser melhor analisados para obtermos o exato valor calculado para a rigidez total à rolagem de uma suspensão dianteira mecânica.

6. LISTA DE REFERENCIAS

ASSOCIACÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 9180:** Feixe de molas para veículos rodoviários. Rio de Janeiro, 1985.

BARAK, P. **Chassis & Suspension Components Design for Passenger Car & Light Trucks – SAE Seminars International.** [S.l.:s.n.], 2002a. part 1. 137 p.

BARAK, P. **Chassis & Suspension Components Design for Passenger Car & Light Trucks – SAE Seminars International.** [S.l.:s.n.], 2002b. part 2. 151 p.

BLUNDELL, M.; HARTY, D. **The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics**. Pensylvania: SAE International, 2004. 422 p.

CAMBIAGHI, D.; MANZO, L.; VETTURI, D. Racecar Active Suspension: Hints on a Quarter Car Model**.** In: NINTH WORLD CONGRESS ON THE THEORY OF MACHINES AND MECHANISMS. 1995. Milan.

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

HIBBELER,R. **Resistência dos Materiais.** 3. ed. Rio de Janeiro: Editora LTC, 2000. 621 p.

HEIMBECHER, J. **Suspension Geometry and Design**. Detroit: DaimlerChrysler, 1998.
254 p.

LEDESMA, R; SHIH, S. Heavy and Medium Duty Vehicle Suspension-Related Performance Issues and Effective Analytical Models for System Design Guide. In: 2º COLOQUIUM INTERNACIONAL DE SUSPENSÕES. 2002. Caxias do Sul.

LEFREVE, W. **Truck Ride Guide.** Detroit: Rockwell-Standard Corporation, 1967. 71 p.

LEITHOLD, L. **O Cálculo com Geometria Analítica.** 3. ed. São Paulo: Harbra, 1994. 685 p.

MADUREIRA, O. **Suspensão e Conforto**. São Paulo: PROMEC, 1998. 64 p.

MECHANICAL SIMULATION CORPORATION. **TruckSim User Manual**. Ann Arbor, 2002.

MEIROVITCH, L. **Analythical Methods in Vibrations.** New York: Macmillan Publishing Co., 2000. 555 p.

MICROSOFT Excel for Windows XP: office excel 2003: Microsoft Corporation, 2003.

MILLIKEN, W.; MILLIKEN, D. **Chassis Design: Principles and Analysis:** based on previously unpublished technical notes by Maurice Olley. Pensylvania: Society of Automotive Engineers, 2002. 637 p.

NEWTON, K.; STEEDS, W.; GARRET, T. **The Motor Vehicle**. 12th ed. Great Britain: SAE International, 1996. 999 p.

PTC Pro Engineer, release 2001: computer aided drawing. Parametric Technology Corporation, 1998-2001.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. **SAE J670e:** Vehicle Dynamics Terminology. Pensylvania: SAE Iinternational, 1976.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. **SAE HS J788:** Manual on Design and Application of Leaf Springs**.** 4th ed. Pensylvania: SAE International, 1982. 122 p.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. **SAE J1574:** Measurement of vehicle and suspension parameters for directional control studies**.** Pensylvania: SAE International, 1994. 78 p.

SPIEGEL, M. L. **Manual de Fórmulas e Tabelas Matemáticas.** São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1973. 820 p.

THOMSON, W. T. **Theory of Vibrational with Applications**. 4th ed. Prentice Hall, 2001. 546 p.

TIMOSHENKO, S; GERE, J. **Mechanics of Materials**. 3rd ed. Boston: PWS-KENT Publishing Co, 1984. 384 p.

UNIVERSITY OF MICHIGAN TRANSPORTATION RESEARCH INSTITUTE. **Mechanics of Heavy-Duty Truck Systems**. Ann Arbor, 2004.

VEREIN DER DIPLOMIERTEN WOHNUNGS. **VD-WI-0013:** Subjective Evaluation of Vehicle Handling. [S.l.:s.n.], 2003. 20 p.

VEREIN DER DIPLOMIERTEN WOHNUNGS. **VD-WI-00143:** Subjective Evaluation of Ride Quality**.** [S.l.:s.n.], 2004. 16 p.

YOUNG, W.; BUDINAS, R. **Roark's Formulas for Stress and Strain.** 7th ed. New York: McGraw-Hill Book Company, 2002. 582 p.

WAHL, A. M. **Mechanical Springs.** 2nd ed. Pittsburgh: McGraw-Hill Book Company, 1993. 323 p.

WINKLER, C. B.; KARAMIHAS, S.M.; BOGARD, S.E. **Roll-Stability Performance of Heavy-Vehicle Suspensions - SAE 922426.** Pensylvania: SAE, 1992. 13 p.

WINKLER, C. B.; BLOWER, D.; ERVIN, R. D.; CHALASANI, R. M. **Rollover of Heavy Commercial Vehicles.** Pensylvania: SAE, 2000. 65 p.

WONG, J. Y. **Theory of Ground Vehicles**. 3th ed. Ottawa: John Willey & Sons, 2001.
528 p.

GLOSSARIO

Bounce: movimentos verticais da suspensão;

Caster: inclinação do pino mestre do eixo com o objetivo das rodas seguirem a direção frontal, bem como, alinhar as rodas após uma manobra automaticamente;

Coulomb friction: atrito entre as lâminas de molas de um feixe. O *coulomb friction* é responsável pelo aumento do *rate* dinâmico em baixas amplitudes e altas freqüências;

Curb side: lado do veículo apontado para o acostamento da estrada. No Brasil, o *curb side* é o lado direito do veículo, ou seja, o lado do passageiro.

Harshness: vibrações causadas por altas freqüências (25-100 Hz) percebidas pelo tato e/ou ouvido.

Histerese: fenômeno resultante do atrito interno entre as lâminas do feixe de molas. Quando a mola é solicitada em baixas amplitudes, respondem com uma rigidez significativamente superior ao valor de projeto.

Pitch: movimento do veículo que comprime as molas dianteiras e estende as molas traseiras e vice-versa (mergulho). Podemos associar o movimento a uma freqüência de pitch;

Roll: movimento do veículo onde as molas de um lado comprimem e as do outro lado estendem, devido a transferência de peso da massa suspensa para um dos lados.

Roll Stiffness: rigidez à rolagem de um veículo ou uma suspensão, devido a manobras ou passagem por obstáculos verticais;

Softwares: programas de computador;

Spring rate: taxa de deflexão vertical da molas versus a quantidade de carga. Em outras palavras, a carga necessária para defletir uma mola à uma determinada distância;

***Taper-leaf**:* lâmina de mola forjado ou laminada na forma de uma parábola, com o objetivo de melhor utilizar o material, distribuindo as tensões de trabalho ao longo da lâmina da mola;

Turn Key: sistemas automotivos testados e homologados que estão prontos para o uso nos veículos;

UMTRI: University of Michigan Transportation Research Institute;

Yaw: rotação da massa do veículo em torno do eixo vertical, situado no centro de gravidade do mesmo;