

DIMENSIONAMENTO E CALIBRAÇÃO DE SUSPENSÃO TIPO DUPLO A PARA VEÍCULO MINI BAJA

Vinicius Augusto da Silva Costa

vinie.costa@gmail.com

Resumo. Este trabalho visa à elaboração de um conjunto de rotinas de dimensionamento geométrico e calibração de componentes integrantes de uma suspensão tipo duplo A (“double-wishbone”), podendo ser utilizado em diversos tipos de aplicação. Como exemplo, é ilustrada a utilização do conjunto de rotinas no caso de um veículo “fora de estrada” do tipo Mini Baja. O dimensionamento inicia-se na definição de características do sistema de suspensão desejado, tais como máxima variação de bitola e cambagem, e fornece a geometria otimizada visando à menor altura do centro de rolagem instantânea em relação ao solo, as constantes de rigidez e amortecimento do sistema, a máxima velocidade que o sistema suporta ao contornar uma curva de raio constante sem tomar ou perder aderência, as curvas de rigidez e amortecimento do conjunto mola+amortecedor introduzidos no sistema de modo a fornecer as características desejadas e o dimensionamento do elemento mola. Nesse intuito são utilizados algoritmos de otimização que suportam funções e restrições não lineares. Esse conjunto de rotinas é desenvolvido partindo-se das teorias de dinâmica veicular e elementos de máquina, de maneira a possibilitar uma maior compreensão e otimização do referido sistema, fornecendo as informações necessárias para o início da viabilização física do mesmo.

Palavras chave: suspensão, mini baja, otimização.

1. Introdução

Este trabalho apresenta um conjunto de rotinas de desenvolvimento de um sistema de suspensão largamente utilizado na indústria automobilística e que apresenta vantagens claras sobre os outros sistemas, como robustez e possibilidade de ajustes finos de regulagem, e algumas desvantagens relevantes, como maior massa global e redundância de elementos. Esse sistema de suspensão é chamado de duplo “A” (“double-wishbone”) e é utilizado em diversos tipos de veículos, incluindo a grande maioria dos veículos de competição ou alto desempenho e dos fora-de-estrada (“off-road”).

A escolha pelo sistema de suspensão duplo “A” se deu devido às grandes vantagens apresentadas por esse tipo de suspensão em relação às outras em aplicações onde se exige alto desempenho, como a maior robustez, facilidade de regulagens e obtenção de propriedades geométricas, funcionamento mais homogêneo e maior possibilidade de acertos refinados.

O trabalho trata, em sua primeira parte, da obtenção dos parâmetros básicos do sistema de suspensão a partir de propriedades identificadas e pré-determinadas. Os chamados parâmetros básicos são a geometria do sistema, a definição de suas constantes de rigidez e amortecimento, o posicionamento do conjunto mola/amortecedor, que fornece as propriedades de rigidez e amortecimento ao sistema, e o dimensionamento desse conjunto.

Esse conjunto de informações constitui o ponto de partida para a análise da iteração do sistema de suspensão desenvolvido com os outros subsistemas (direção, conjunto de rodas, freios, etc.) do veículo a ser criado, e também a viabilização física do sistema de suspensão obtido.

Em sua segunda parte, o trabalho apresenta uma análise do sistema de suspensão desenvolvido, através do software de simulação Adams. Esse processo tem como resultado a verificação virtual do atendimento às necessidades primárias por parte do sistema de suspensão obtido, comprovando assim, parcialmente, a efetividade do processo nesse trabalho descrito.

2. Características buscadas no desenvolvimento

Os objetivos buscados na definição de um sistema de suspensão devem condizer com o desempenho requerido pelo veículo a que vai ser aplicado. Sendo assim, a suspensão a ser utilizada em um veículo de competição, mais especificamente um veículo do tipo mini baja, deve apresentar características específicas listadas a seguir:

- Curso útil alongado;
- Pequena variação de Cambagem e Bitola ao longo do curso de trabalho;
- Característica sobreesterçante;
- Cargas fletoras reduzidas nos elementos de ligação e braços;
- Transferência de carga em curvas otimizada;
- Cargas transferidas do solo à estrutura e ao piloto reduzidas;
- Massa global reduzida;
- Elementos robustos e resistentes.

Dessa forma, todo o desenvolvimento do sistema de suspensão será dirigido à obtenção dessas características.

3. Desenvolvimento

3.1. Definição de parâmetros

Os parâmetros de entrada são as características pré-determinadas em projeto às quais o sistema de suspensão a ser obtido deverá satisfazer. Esses parâmetros servirão de referência e restrição na rotina de dimensionamento e calibração do sistema buscado. Já os dados de saída, ou respostas do dimensionamento, descrevem o mesmo com todas as características necessárias para o início de sua viabilização física. Os parâmetros do dimensionamento são ilustrados na Tab. (1) a seguir.

Tabela 1: Parâmetros de entrada (esquerda) e de saída (direita) do dimensionamento

Símbolo	Descrição (entrada)	Símbolo	Descrição (saída)
M	Massa total do veículo	A	Ponto braço superior estrutura
M_s	Massa suspensa do veículo	B	Ponto braço superior manga de eixo
B_t	Bitola	C	Ponto braço inferior estrutura
D_p	Diâmetro do conjunto roda+pneu	D	Ponto braço inferior manga de eixo
L_p	Largura do pneu	K_r	Rigidez na roda
L_s	Curso de deflexão estática	C_r	Amortecimento na roda
L_c	Curso de deflexão máxima (compressão)	K_c	Curva de rigidez na mola
f_d	Fator de distribuição de massa (dianteiro/traseiro)	C_c	Curva de amortecimento no amortecedor
ζ	Taxa de amortecimento	v_{max}	Velocidade máxima em curva
ΔB_t	Varição máxima de bitola		
ΔC_t	Varição máxima de cambagem		

3.2. Geometria

Nessa etapa do desenvolvimento visa-se à determinação da geometria do sistema de suspensão, ou seja, dos pontos de início e fim dos braços de suspensão que farão a ligação entre a estrutura e o conjunto de roda.

Para tanto, é utilizado o modelo de um quarto de carro, que será espelhado para o lado oposto de modo a obter-se o sistema de suspensão equivalente a um eixo do veículo (dianteiro ou traseiro).

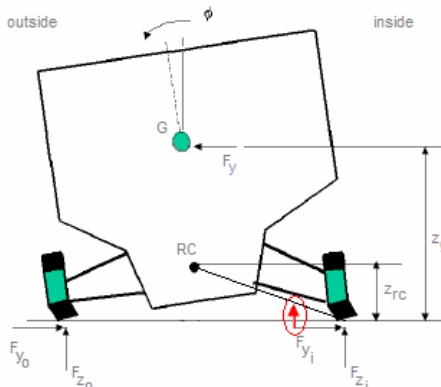
Os pontos do sistema de suspensão devem ser tais que possibilitem a utilização do curso útil de suspensão pré-determinado em projeto e também que satisfaça as restrições de características geométricas desejadas. As características geométricas presentes nas restrições são a variação de cambagem e a variação de bitola ao longo do curso útil do sistema de suspensão.

A variação de cambagem deve ser menor que a informada como dado de entrada no início do desenvolvimento, assim como a variação de bitola, a fim de garantir um funcionamento homogêneo e sem grandes variações de condição em todo o curso útil do sistema de suspensão, tornando assim o veículo mais previsível e sem variações bruscas de comportamento.

A característica a ser minimizada nessa etapa a fim de se obter a melhor geometria possível para o sistema é a altura do centro de rolagem geométrica, ponto este em torno do qual todo o sistema de suspensão gira, quando em condição de trabalho.

A razão pela qual a melhor geometria deve apresentar a menor altura do centro de rolagem geométrico pode ser ilustrada na Fig. (1) que mostra a decomposição da força lateral de reação do pneu causada pela entrada do veículo em curva.

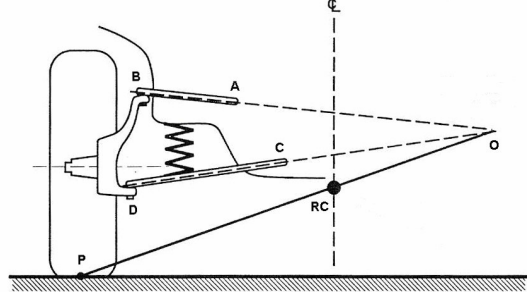
Figura 1: Ilustração do efeito jacking



Como se pode observar, quanto mais alto o centro de rolagem geométrica, maior é a componente da força lateral que auxilia na elevação da roda interna, o que ajuda no tombamento do veículo. Esse efeito é chamado de "jacking". Quanto mais baixo o centro de rolagem geométrica, menor essa componente e melhor o contato do pneu com o solo. Pode-se inclusive chegar a uma condição em que essa componente da força lateral auxilie no contato do pneu com o solo, a qual corresponde a um centro de rolagem geométrico abaixo do solo.

Sendo assim, a Fig. (2) apresenta a nomenclatura básica a ser utilizada na modelagem a seguir.

Figura 2: Modelo de suspensão duplo "A" utilizado



A função a ser minimizada é a que descreve a altura do centro de rolagem geométrica, ilustrada pela Eq. (1):

$$z_{RC} = z_O \left(1 + \frac{y_O}{y_P - y_O} \right) \quad (1)$$

onde

$$z_O = \frac{y_C - y_A + \frac{z_A}{\delta_a} - \frac{z_C}{\delta_b}}{\frac{1}{\delta_a} - \frac{1}{\delta_b}} \quad (2)$$

$$y_O = \frac{z_C - z_A + \delta_a y_A - \delta_b y_C}{\delta_a - \delta_b} \quad (3)$$

$$\delta_a = \frac{z_B - z_A}{y_B - y_A} \quad (4)$$

$$\delta_b = \frac{z_D - z_C}{y_D - y_C} \quad (5)$$

$$y_P = \frac{y_B + y_D}{2} + \frac{L_p}{2} = \frac{B_t}{2} \quad (6)$$

$$z_P = \frac{z_B + z_D}{2} - \frac{D_p}{2} = 0 \quad (7)$$

com restrições quanto à variação de Cambagem:

$$\Delta C_{b,C} \geq \arctan \left(\frac{y_{D'} - y_{B'}}{z_{D'} - z_{B'}} \right) - \arctan \left(\frac{y_D - y_B}{z_D - z_B} \right) \quad (8)$$

onde $z_{B'} = z_B + L_C$ (9)

$$\Delta C_{b,E} \geq \arctan \left(\frac{y_{D''} - y_{B''}}{z_{D''} - z_{B''}} \right) - \arctan \left(\frac{y_D - y_B}{z_D - z_B} \right) \quad (10)$$

onde $z_{B''} = z_B - L_E$ (11)

à variação de Bitola:

$$\Delta B_{t,C} \geq \frac{1}{2} (y_{B'} + y_{D'} - y_B - y_D) + \frac{L_p}{2} (1 - \cos \Delta C_{b,C}) - \frac{D_p}{2} \sin \Delta C_{b,C} \quad (12)$$

$$\Delta B_{t,E} \geq \frac{1}{2}(y_{B''} + y_{D''} - y_B - y_D) + \frac{L_p}{2}(1 - \cos \Delta C_{b,E}) - \frac{D_p}{2} \sin \Delta C_{b,E} \quad (13)$$

à conservação do tamanho das bandejas e da manga de eixo em deflexão estática, compressão e extensão:

$$\sqrt{(y_B - y_A)^2 + (z_B - z_A)^2} = \sqrt{(y_{B'} - y_A)^2 + (z_{B'} - z_A)^2} = \sqrt{(y_{B''} - y_A)^2 + (z_{B''} - z_A)^2} \quad (14)$$

$$\sqrt{(y_D - y_C)^2 + (z_D - z_C)^2} = \sqrt{(y_{D'} - y_C)^2 + (z_{D'} - z_C)^2} = \sqrt{(y_{D''} - y_C)^2 + (z_{D''} - z_C)^2} \quad (15)$$

$$\sqrt{(y_B - y_D)^2 + (z_B - z_D)^2} = \sqrt{(y_{B'} - y_{D'})^2 + (z_{B'} - z_{D'})^2} = \sqrt{(y_{B''} - y_{D''})^2 + (z_{B''} - z_{D''})^2} \quad (16)$$

e também ao fato de a extremidade da bandeja superior não poder, na deflexão estática, estar mais externa ao veículo que a extremidade da bandeja inferior, o que poderia acarretar sérios problemas no sistema de direção.

$$y_B < y_D \quad (17)$$

Com a utilização da rotina de otimização fmincon, que se baseia no algoritmo de programação sequencial quadrática (SQP) utilizando multiplicadores de Lagrange, do software Matlab para solução do problema descrito, pode-se chegar aos pontos A, B, C, D, B', D', B'' e D'' que atendam às restrições e apresentem a altura do centro de rolagem geométrica mínima.

3.3. Definição de constantes

Nessa etapa são definidas as constantes que dão as características dinâmicas ao sistema de suspensão desenvolvido, sendo a rigidez, o amortecimento e a frequência do mesmo expressos pelas Eq. (18), Eq. (19) e Eq. (20), respectivamente, extraídas de [1] para o modelo de um quarto de carro ilustrado na Fig. (2).

$$K_r = \frac{M_s f_d g}{2L_E} \quad (18)$$

$$C_r = 2\zeta \sqrt{K_r \left(\frac{M_s f_d g}{2} \right)} \quad (19)$$

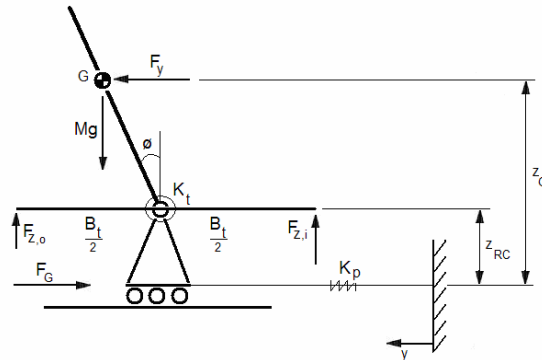
$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2 \cdot K_r}{M_s f_d}} \quad (20)$$

Vale salientar que esses valores são aqueles requeridos do ponto de contato do pneu com o solo, sendo as constantes do conjunto mola/amortecedor, introduzido no sistema, calculadas posteriormente.

3.4. Velocidade máxima em curva

A análise a ser feita nessa etapa consiste na averiguação da máxima velocidade possível que o veículo com as características obtidas nas seções 3.2 e 3.3 executa uma curva de raio constante R, sem tombar ou perder aderência lateral. Para determinar as funções dessa análise, é utilizada a nomenclatura e o modelo ilustrados na Fig. (3).

Figura 3: Modelo utilizado para transferência de carga



No cálculo da velocidade máxima admite-se que, no limite, a força normal presente na roda interna se anula, ou seja, $F_{y,i} = 0$, o que se mostra uma hipótese razoável à medida que, na iminência de tombar, a roda interna perde contato com o solo.

A partir do modelo utilizado temos:

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow F_G + K_p \Delta y - F_Y = 0 \Rightarrow F_G = F_Y - K_p \Delta y \quad (21)$$

$$\sum F_z = 0 \Rightarrow F_{z,o} + F_{z,i} - Mg = 0 \Rightarrow Mg = F_{z,o} + F_{z,i} \Rightarrow F_{z,o} = Mg \quad (22)$$

$$F_G = (F_{z,i} + F_{z,o}) \mu_G \Rightarrow F_G = F_{z,o} \cdot \mu_G \quad (23)$$

$$\sum M_{RC} = 0 \Rightarrow F_Y (z_G - z_{RC}) + Mg (z_G - z_{RC}) \operatorname{tg} \phi - K_t \phi - \frac{F_{z,o} B_t}{2} + \frac{F_{z,i} B_t}{2} + F_G z_{RC} + K_p \Delta y \cdot z_{RC} = 0$$

$$\Rightarrow F_Y z_G + Mg (z_G - z_{RC}) \operatorname{tg} \phi - K_t \phi - Mg \frac{B_t}{2} = 0 \quad (24)$$

onde

$$F_Y = \frac{Mv^2}{R} \quad (25)$$

$$\phi = \arctan \left(\frac{2Mg}{K_r B_t} \right) \quad (26)$$

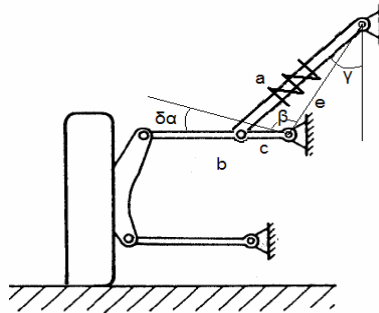
$$K_t = 2K_r B_t^2 \quad (27)$$

Dessa forma, utilizando-se as funções descritas acima e admitindo um valor determinado de R, pode-se conhecer a máxima velocidade em que o veículo é capaz de contornar essa curva com velocidade constante.

3.5 Calibração e dimensionamento de mola e amortecedor

Essa etapa corresponde à etapa final do projeto do sistema de suspensão e determina a configuração dos elementos que fornecerão a rigidez e o amortecimento necessários ao correto funcionamento do sistema. Para tanto se utiliza o modelo representado na Fig. (4) aliado a relações geométricas ao longo do curso útil da suspensão, definido à priori, para obterem-se os coeficientes de transferência das constantes de rigidez e amortecimento da roda para o conjunto mola/amortecedor.

Figura 4: Modelo utilizado para calibração do conjunto



A partir desse modelo, pode-se chegar aos coeficientes de transferência de força e rigidez/amortecimento da roda para o conjunto mola/amortecedor expressos pelas funções abaixo.

$$\text{Força: } i_F = \frac{\Delta F_c}{\Delta F_r} = \frac{b}{c \cdot \cos(\gamma + \delta_\gamma)} \quad (28)$$

$$\text{Rigidez/amortecimento: } i_K = \frac{K_c}{K_r} = \frac{b \sqrt{2b^2(1 - \cos \delta_\alpha)}}{c \cdot \cos(\gamma + \delta_\gamma) \left(a - \sqrt{e^2 + c^2 - 2ec \cdot \cos(\beta - \delta_\alpha)} \right)} \quad (29)$$

$$\text{onde } \delta_\gamma = \arccos \left(\frac{a^2 + e^2 + c^2 - 2ec \cdot \cos(\beta - \delta_\alpha) - 2c^2(1 - \cos \delta_\alpha)}{2a \sqrt{e^2 + c^2 - 2ec \cdot \cos(\beta - \delta_\alpha)}} \right) \quad (30)$$

Para a definição da curva de rigidez, utilizam-se os valores fornecidos pela Eq. (31) em função de δ_a .

$$F_c = i_k(\delta_\alpha) \cdot K_r \cdot \delta_a(\delta_\alpha) \quad (31)$$

Para a definição da curva de amortecimento, utilizam-se os valores fornecidos pela Eq. (32) em função de i_v , atribuindo-se valores de primeiramente 0,5 m/s e posteriormente 1 m/s de velocidade na roda para obter a curva com amplitude padrão utilizada na calibração de amortecedores na indústria (curva com amplitude de 0 a 1 m/s).

$$F_c = i_c(\delta_\alpha) \cdot C_r \cdot i_v(\delta_\alpha) \quad (32)$$

onde

$$i_v = \frac{\delta_a}{2b^2(1 - \cos \delta_\alpha)} \cdot (0,5 \text{ e } 1 \text{ m/s}) \quad (33)$$

Findada a calibração dos elementos do conjunto mola/amortecedor, pode-se passar para a construção física dos elementos em si de modo a que forneçam as curvas de amortecimento e rigidez obtidas. Neste trabalho explicita-se ainda o dimensionamento do elemento mola, utilizando-se a rotina encontrada em [3], porém modificada de modo a possibilitar a obtenção de molas helicoidais que apresentem regulagem a partir de pré-compressão ou extensão proveniente da movimentação de batentes fixados ao corpo do amortecedor. Para simplificar o dimensionamento, foi criada uma planilha no software MS-Excel, que conta com a possibilidade de otimização de modo a minimizar sua massa, atendendo a restrições determinadas.

4. Exemplo de dimensionamento e calibração de suspensão

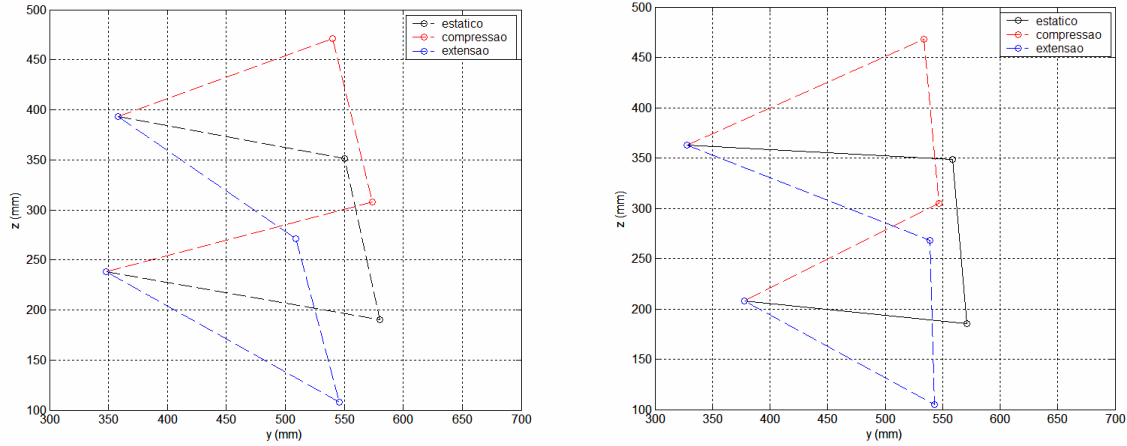
Nesta seção é utilizado o conjunto de rotinas descrito anteriormente em um exemplo prático de modo a ilustrar e evidenciar o processo de dimensionamento do sistema de suspensão dianteira de um veículo. Desse modo, as informações iniciais necessárias são dadas a seguir na Tab. (2).

Tabela 2: Dados de entrada do exemplo

Variável	Valor
M	230 kg
M _s	180 kg
B _t	1.260 mm
D _p	533,4 mm
L _p	130 mm
L _s	80 mm
L _c	120 mm
f _d	0,45
ζ	0,45
ΔB _t	30 mm (compressão) e 50 mm (extensão)
ΔC _t	5° (compressão) e 5° (extensão)

Para o início da determinação da geometria otimizada do sistema de suspensão, é feita a inserção dos dados iniciais na rotina de otimização geométrica e também se atribui um vetor de posições iniciais, que descreve o sistema de suspensão dianteira utilizado em um dos antigos carros da Equipe Poli de Mini Baja, como vetor de partida para os pontos A, B, B', B'', C, D, D' e D'' ilustrado na Fig. (4). Ao lado da geometria inicial, está a geometria otimizada obtida após 13 iterações da rotina de otimização geométrica que satisfaz as restrições expressas nos dados de entrada e possui a menor altura do centro de rolagem geométrico possível.

Figura 5: Geometrias inicial e otimizada do sistema de suspensão



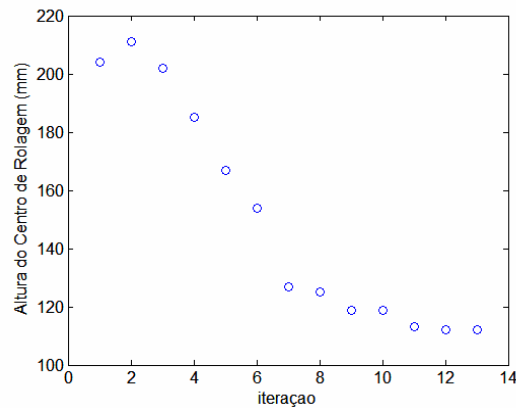
O sistema de suspensão com a geometria otimizada possui propriedades geométricas expressas pela Tab. (3), podendo ser verificado que todas as restrições foram superadas e o objetivo de minimizar a altura do centro de rolagem geométrico (“roll center”) foi atingido, partindo-se de uma altura para os dados iniciais de 121 mm para 112 mm correspondente à solução com geometria otimização.

Tabela 3: Propriedades do sistema de suspensão otimizado

Símbolo	Valor
$\Delta C_{t,c}$	- 0,10 graus
$\Delta C_{t,e}$	3,0 graus
$\Delta B_{t,c}$	-24,3 mm
$\Delta B_{t,e}$	- 37,9 mm

A evolução do algoritmo de otimização utilizado pela função *fmincon* do software “MatLab” pode ser observada através da Fig. (6), que ilustra o gráfico do valor da função objetivo (altura do ponto de rolagem geométrica) em função das iterações realizadas.

Figura 6: Progressão da rotina de otimização



Os valores das constantes de rigidez e amortecimento e a frequência natural obtidos através da formulação expressa no item 3.3 são exibidos a seguir.

$$K_r = \frac{M_s f_d g}{2L_E} = \frac{180 \cdot 0,45 \cdot 9,81}{2 \cdot 80 \cdot 10^{-3}} = 4.966 N / m \quad (34)$$

$$C_r = 2\zeta \sqrt{K_r \left(\frac{M_s f_d g}{2} \right)} = 2 \cdot 0,45 \sqrt{4.966 \cdot \left(\frac{180 \cdot 0,45 \cdot 9,81}{2} \right)} = 1.264 \text{Ns/m} \quad (35)$$

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2 \cdot K_r}{M_s f_d}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2 \cdot 4.966}{180 \cdot 0,45}} = 1,76 \text{Hz} \quad (36)$$

Vale ressaltar que o valor do amortecimento representa 45% do amortecimento crítico, adotando a hipótese presente em [6] de que os outros 55% do amortecimento crítico são fornecidos pelas articulações e outras peças móveis constituintes do sistema de suspensão.

O valor da velocidade máxima suportada pelo sistema de suspensão otimizado em uma curva de raio constante de 4000 mm sem apresentar tombamento ou perda de aderência lateral é dado pela Eq. (37) a seguir.

$$\begin{aligned} F_Y z_G + Mg(z_G - z_{RC}) \operatorname{tg} \phi - K_t \phi - Mg \frac{B_t}{2} &= 0 \Rightarrow \\ \Rightarrow \frac{230 \cdot v^2}{4} - 0,6 + 230 \cdot 9,81 \cdot (0,6 - 0,112) \cdot \operatorname{tg}(0,625) - 3942 \cdot 0,625 - 230 \cdot 9,81 \left(\frac{1,26}{2} \right) &= 0 \\ \Rightarrow v &= 9,46 \text{m/s} \end{aligned} \quad (37)$$

As curvas de rigidez e amortecimento do conjunto mola/amortecedor, com posicionamento segundo a Fig. (6), podem ser observadas na Fig. (7), para uma condição de fixação inferior do conjunto a 60 mm de distância da extremidade da bandeja superior e com comprimento livre de 413 mm.

Figura 7: Posicionamento do conjunto mola/amortecedor

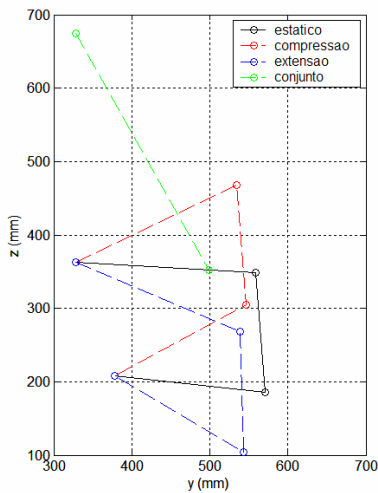
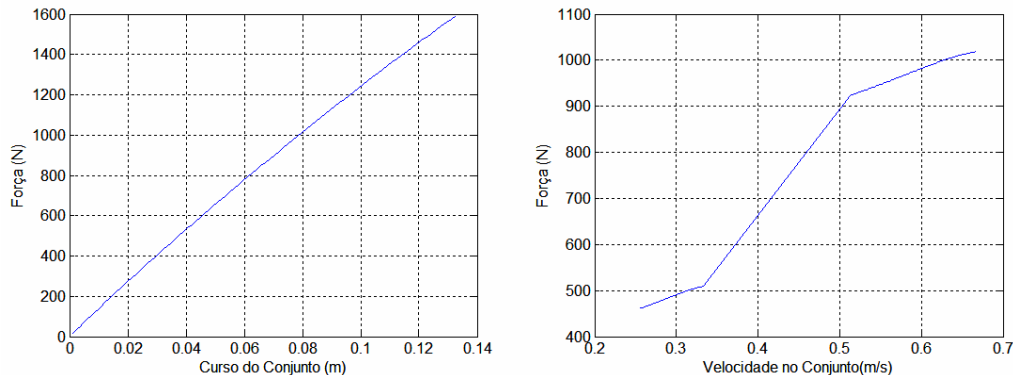


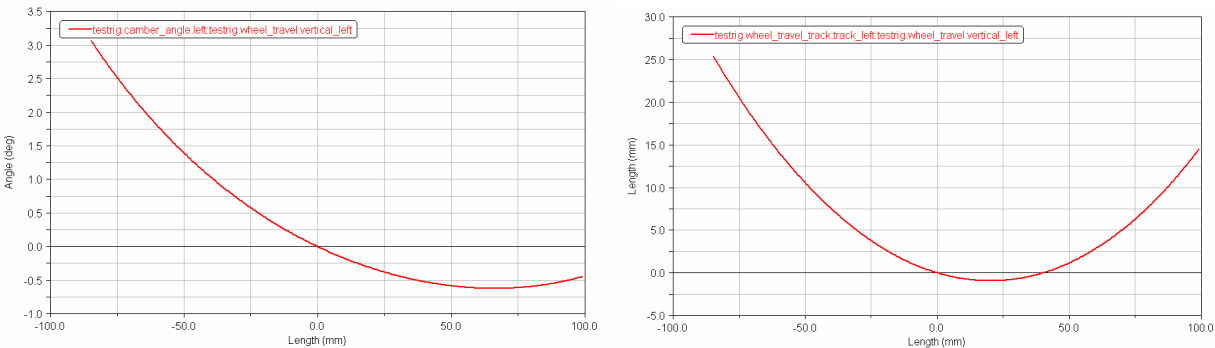
Figura 8: Curvas de rigidez e amortecimento no conjunto



Obtidas as características geométricas e as constantes dinâmicas do sistema de suspensão desenvolvido neste exemplo, pode-se fazer o caminho inverso e introduzir as informações obtidas sobre esse sistema de suspensão no software de análise CAE Adams, de modo a validar a eficácia do conjunto de rotinas desenvolvido neste trabalho.

Os resultados para variação de cambagem e bitola ao longo do curso útil do sistema de suspensão são ilustrados na Fig. (8) e são condizentes com os máximos valores determinados pela rotina de dimensionamento apresentada neste trabalho, ou seja, em compressão de -0,104 graus e -24,3 mm e em extensão de 3,0 graus e -37,9 mm, respectivamente.

Figura 9: Curvas de variação de cambagem e bitola ao longo do curso



5. Conclusão

Este trabalho teve como objetivo a apresentação de um conjunto de rotinas de dimensionamento para um sistema de suspensão duplo “A” (“double wishbone”) baseado no fornecimento de características relevantes ao desempenho do veículo, como máxima variação de cambagem e bitola, entre outros.

O conjunto de rotinas apresentado neste trabalho se mostrou consistente à medida que levou em consideração as não linearidades envolvidas na otimização da geometria de suspensão em busca do menor centro de rolagem geométrica, e da calibração do sistema de suspensão obtida através das curvas de rigidez e amortecimento ao longo do curso útil.

No exemplo de cálculo apresentado por este trabalho, a rotina de otimização da geometria descrita obteve uma redução de 9 mm na altura do centro de rolagem geométrico do sistema de suspensão, partindo de uma geometria inicial já considerada otimizada e atendendo às restrições impostas. Esse fato demonstra a eficiência do modelo adotado e da rotina de otimização empregados neste trabalho.

A eficiência da rotina de otimização geométrica adotada neste trabalho foi comprovada também pela verificação do atendimento às restrições pré-determinadas ao introduzir-se a geometria obtida no software de análise Adams, demonstrando assim, através de um software reconhecido no mercado em geral, que este trabalho obteve êxito em sua proposição.

Pode-se constatar também a influência exercida pelo curso útil de suspensão, quando alongado, sobre a calibração dos elementos mola e amortecedor, chegando-se a variações citadas de até 15% em relação à calibração feita através da linearização dos coeficientes que transportam valores de rigidez e amortecimento do ponto de contato do pneu com o solo para o conjunto mola/amortecedor utilizado.

As maiores dificuldades enfrentadas na composição deste trabalho foram a obtenção e adequação ao problema de um algoritmo de otimização eficiente, devido à completa não-linearidade da função objetivo e das restrições, e a busca de uma rotina de cálculo de molas de rigidez não-linear, esta última sem êxito, sendo utilizada neste trabalho uma rotina de dimensionamento de mola linear, o que se mostrou extremamente razoável pela possibilidade de otimização em função da redução de massa e pelo fato de a curva de rigidez obtida no exemplo de cálculo ser aproximadamente linear.

6. Referências

1. Gillespie, Thomas D., 1992, “Fundamentals of Vehicle Dynamics”, United States of America.
2. Reimpell, J. and Stoll, H., 1996, “The Automotive Chassis: Engineering Principles”, Great Britain.
3. Norton, R. L., 2004, “Projeto de Máquinas”, 2ª ed., Porto Alegre.
4. Vierck, R. K. Vibration Analysis, 1974.
5. Hartog, D. Vibrações em sistema Mecânicos, Edgard Blucher, 1972.
6. Costa Neto, A. Dinâmica Veicular, SAE Brasil, 2006.
7. Fenton, J. Handbook of Automotive Powertrains and Chassis Design, London, 1998.
8. Madureira, O. M., Curso: Suspensão e Conforto, TSystem, 2001.

DIMENSIONING AND CALIBRATION OF DOUBLE-WISHBONE SUSPENSION FOR MINI BAJA VEHICLE

Vinicius Augusto da Silva Costa

vinie.costa@gmail.com

***Abstract.** This paper proposes a group of routines for geometric dimensioning and calibration of the components in the double-wishbone suspension system. The routines can be used in several kinds of application and, as an example, it is shown the use of them to develop a Mini Baja off-road vehicle suspension system. The dimensioning starts with the definition of characteristics for the desired suspension system, as the maximum variation for the track width and camber of the vehicle, and returns the optimized geometry with the lowest roll center height, the stiffness and damping constants of the system, the maximum speed the system can turn a constant radius corner, the stiffness and damping curves for the spring and damper, and the dimensioned spring. To achieve these goals, it is used optimization algorithms which deal with nonlinear functions and constraints. The group of routines is developed using the vehicle dynamics and machine elements theories to obtain a better comprehension and optimization of the mentioned suspension system, supplying the needed information to start its physic construction.*

Key words: suspension, mini baja, optimization.