

4

ANÁLISE ESTÁTICA

Nos capítulos anteriores, foi realizado um primeiro esboço da geometria do veículo e foram relacionados os parâmetros que este deverá atender. No presente capítulo, serão verificados os procedimentos para a análise estática da suspensão e de seus componentes.

Na análise estática são realizados os dimensionamentos iniciais de molas, juntas, coxins, buchas e demais componentes que serão empregados na suspensão, de acordo com o(s) tipo(s) de suspensão selecionado(s), tais como bandejas, manga de eixo, braços articulados entre outros. Para o correto dimensionamento, deve-se primeiramente colher informações à respeito da distribuição de peso do veículo sobre os pontos de apoio da suspensão. Em seguida, serão determinadas as posições das molas e estimados seus coeficientes de rigidez.

4.1

Distribuição do peso

O peso do veículo é dividido entre as rodas que estão em contato com o solo. Portanto, a equipe responsável pelo conjunto de força do veículo deve verificar que o peso bruto total (PBT) é dividido, igualmente ou em frações, pelo número de eixos de tração existentes, de forma que estes não ultrapassem o limite de carga permitido para sua utilização. Deve ser realizado um levantamento do PBT do veículo e feita esta verificação envolvendo principalmente as áreas de trem de força, design, suspensão e as demais cujas peças precisem ser mudadas de posição, de forma a adequar a distribuição de peso.

Para a análise da distribuição do peso, primeiro deve ser identificado o “peso em ordem de marcha”. No caso de veículos com dois eixos, a divisão das cargas ocorre entre as rodas dos eixos dianteiro e traseiro. Esta divisão deve ser apresentada durante o projeto conceitual e estar limitada em termos percentuais

entre os eixos. O ideal teórico é que essa distribuição seja em torno de 50%-50% entre os eixos, mas existem casos em que a posição do motor e demais componentes do veículo impõem a condição inicial diferente tal como, 60% no eixo dianteiro e 40% no eixo traseiro. Depois de colocada a carga, estes valores podem chegar ao inverso (40% na dianteira-60% na traseira) se a mesma for colocada carga no eixo traseiro do veículo, o que ocorre tipicamente em um sedan.

A distribuição do peso pode ser obtida inicialmente pela localização das peças e mecanismos considerados de maior peso que serão empregados na massa suspensa do veículo. Depois de localizadas, estas peças devem ser relacionadas através de uma tabela constando seus pesos, localizados em seus centros de gravidade (CG), e a localização destes CGs em referência a uma coordenada cartesiana. Para tal, deve-se escolher um sistema de coordenada a ser adotado, conforme a figura 4.01, podendo considerar a roda traseira esquerda como a origem, no caso da norma SAE ou a direita nos casos das normas ISO e DIN. É ideal que todas as equipes do projeto do veículo utilizem o mesmo sistema para a futura troca de informações.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0421092/CA

	<p>Norma SAE J670</p>
	<p>Normas ISO4130 e DIN70000.</p>

Figura 4.01 - Sistema de coordenadas segundo as normas.

Primeiramente deve ser calculada a posição do CG do veículo pelo equilíbrio de forças e momentos:

$$\text{Forças:} \quad P = P_1 + P_2 + P_3 + \dots + P_n$$

$$\text{Momentos:} \quad P.r(x) = P_1.r_1(x) + P_2.r_2(x) + \dots + P_n.r_n(x)$$

$$P.r(y) = P_1.r_1(y) + P_2.r_2(y) + \dots + P_n.r_n(y)$$

Determinar o centro de gravidade CG do veículo na posição $r_{(x,y)} = (r_{(x)}, r_{(y)})$

A relação de componentes típicos de um veículo pode ser visualizada na tabela 4.01. O raio de giração é obtido em relação à coordenada cartesiana escolhida.

Componente	Peso (Kg)	Localização do CG	Raio de giração (m)
Motor e agregados	P_1	$(x, y)_1$	
Caixa de transmissão	P_2	$(x, y)_2$	
Caixa de transferência (caso 4x4)	P_3	$(x, y)_3$	
Carroceria	P_4	$(x, y)_4$	
...	P_n	$(x, y)_n$	
MASSA SUSPENSA	P	$(x, y)_{CG}$	

Tabela 4.01: Relação de componentes

Em seguida são utilizados os valores da distância entre-eixos e das bitolas dianteira e traseira para determinar a referência do centro de contato de cada pneu com o solo em relação à origem do sistema de coordenadas empregado. (Tabela 4.02)

Bitola dianteira	(em metros)
Bitola traseira	(em metros)
Entre-eixo	(em metros)

Tabela 4.02 – Valores de referência.

Desta referência, são calculados os equilíbrios de forças e momentos relativos às rodas.

Determinar as forças atuantes pela massa suspensa em relação a cada roda do veículo, levando-se em consideração que o momento estático é nulo e a posição das rodas em relação ao centro de massa é conhecida:

$$\text{Forças:} \quad P_{DE} + P_{DD} + P_{TE} + P_{TD} = P$$

$$\text{Momentos:} \quad P_{DE} \cdot r_{DE}(x) + P_{DD} \cdot r_{DD}(x) + P_{TE} \cdot r_{TE}(x) + P_{TD} \cdot r_{TD}(x) = 0$$

$$P_{DE} \cdot r_{DE}(y) + P_{DD} \cdot r_{DD}(y) + P_{TE} \cdot r_{TE}(y) + P_{TD} \cdot r_{TD}(y) = 0$$

$$P_{DE} \cdot r_{DE}(x) + P_{DD} \cdot r_{DD}(x) = P \cdot a$$

$$P_{TE} \cdot r_{TE}(x) + P_{TD} \cdot r_{TD}(x) = P \cdot b$$

onde a e b são respectivamente a distância do centro de massa do veículo ao eixo traseiro e dianteiro, respectivamente, ao longo do eixo x.

Outro procedimento normalmente empregado é a colocação destes componentes em programa de desenho 3D de forma que estes cálculos sejam executados com maior agilidade, após os componentes serem organizados no veículo virtual – [18].

Como resultado, obtemos a distribuição da massa suspensa dividida pelas rodas do veículo. A esta distribuição podemos ainda incluir a carga desempenhada pelos passageiros e bagagem de forma a termos como perspectiva de coeficiente de mola uma função tal como a mostrada na figura 4.02, onde todas as cargas impostas ao veículo estejam dentro da faixa de utilização da mola.

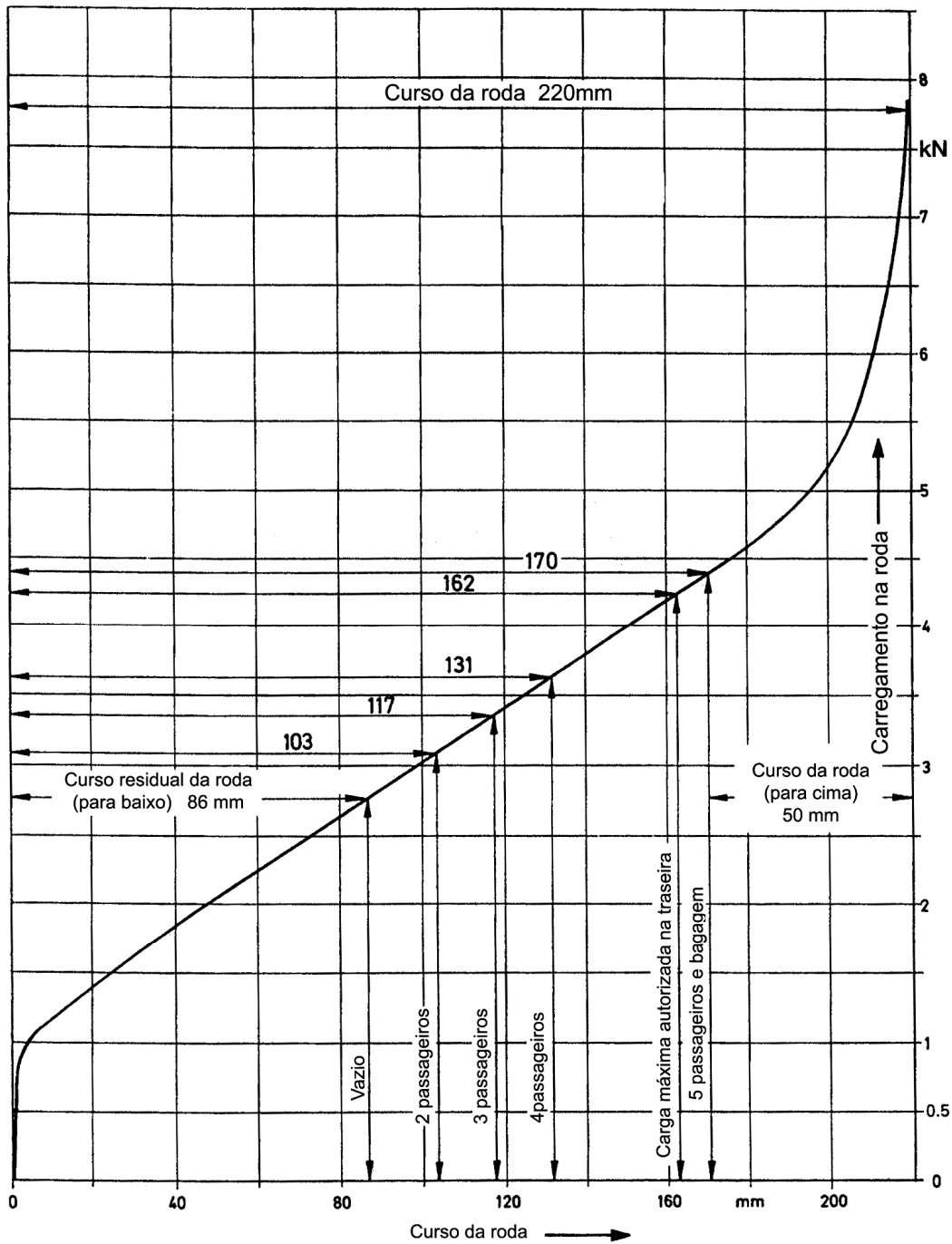


Figura 4.02 - Aplicações de carga ao veículo para dimensionamento das molas

Com base nestas informações podemos estabelecer a ordem de grandeza das forças envolvidas com os componentes da suspensão e assim realizar o dimensionamento destes componentes. Nesta fase são verificadas tabelas de fabricantes de buchas, juntas (esféricas, de revolução), de rolamentos, gaxetas,

coifas, entre outros, e são selecionados os possíveis componentes que serão usados. É ainda identificada a necessidade de fabricação de novos componentes. Estes têm seu esboço desenhado e serão futuramente otimizados no decorrer do projeto.

4.2 – Posição e inclinação da mola e do amortecedor

A posição da mola pode ser determinada antes ou após a obtenção da distribuição de massas em carregamento estático. Mas é preferível que seja realizada antes do cálculo inicial de seu dimensionamento.

No caso da suspensão McPherson este problema é solucionado em conjunto com a determinação da inclinação do pino mestre. Nos outros casos, o critério de posicionamento é totalmente independente dos ângulos característicos. A figura 4.03 mostra posicionamentos de molas para diversos tipos de suspensão.

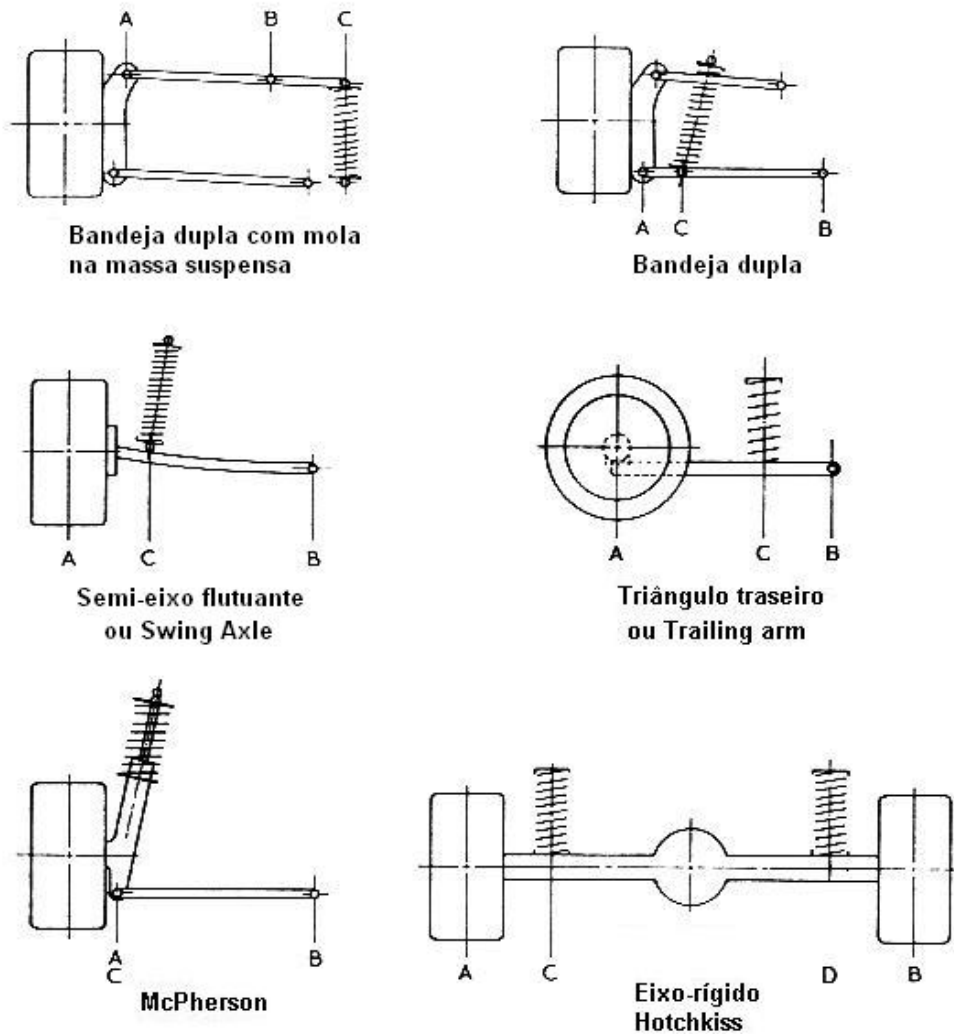


Figura 4.03 – Possibilidades de posicionamento da mola para diversos tipos de suspensão – [20].

De acordo com a figura 4.03, a força de alavanca ou *Suspension Leverage* (SL) pode ser calculada em cada caso como:

$$SL = \frac{AB}{CB}$$

Com exceção do caso do eixo rígido no qual $SL = \frac{AB}{(CB + DB)} = 1$.

Deve-se ter em mente que existem três coeficientes a serem verificados no posicionamento das molas:

1º - Coeficiente de rigidez da mola – *coil rate* (K)

2º - Coeficiente de rigidez efetivo da mola – fitted rate (FR)

3º - Coeficiente de rigidez da mola atuando na roda – *wheel rate* (WR)

O coeficiente de rigidez da mola atuando na roda é obtido do seguinte cálculo:

$$FR = \frac{K}{SL} \quad \text{e} \quad WR = \frac{K}{SL^2}.$$

A inclinação da mola em um ângulo teta (θ) conforme mostrado na figura 4.04, causa a separação da força aplicada na mola em duas componentes, sendo uma vertical e a outra lateral.

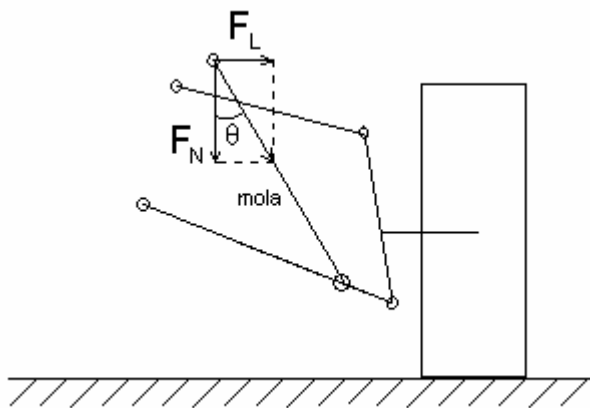


Figura 4.04: Inclinação da mola de um ângulo teta (θ).

A componente lateral praticamente não influi na sustentação da massa suspensa a não ser que haja um mecanismo que utilize esta componente tal como ocorre em muitos veículos de fórmula e esportivos.

4.3 – Dimensionamento estático da mola

Existem alguns tipos de mola normalmente empregados nos veículos. Neste estudo, serão apresentados apenas os cálculos das molas helicoidais, que são as mais usadas atualmente no projeto de automóveis.

No cálculo da mola helicoidal, principalmente se a mesma for produzida em pequena quantidade, o primeiro passo a ser realizado é contactar os fabricantes locais e verificar os arames disponíveis no mercado dando preferência aos de seção circular, os materiais e suas tensões máximas de cisalhamento e os limites de diâmetro nominal que podem ser realizados pela fábrica.

Como resultado do dimensionamento o projetista deverá ter especificado o arame a ser usado, o número de voltas, o diâmetro externo ou o nominal, o comprimento livre da mola, os acabamentos da mola e o coeficiente de rigidez. Deve ainda verificar que o limite de escoamento do material não seja atingido quando a mesma estiver comprimida ao máximo, isto é, quando atingir seu comprimento sólido.

As informações iniciais a serem obtidas dos desenhos da suspensão são o comprimento livre L_0 , o comprimento de pré-carga L_1 , o comprimento de maior deflexão L_2 , que pode ou não ser o comprimento sólido da mola L_s , e os limites de diâmetro externo que podem ser utilizados. A figura 4.06 mostra alguns dos comprimentos citados. Nesta figura, o caso no qual F é igual a zero representa o comprimento livre da mola. A mola colocada no veículo que esteja com seu peso líquido (GVW) é considerada em comprimento de pré-carga. O comprimento de maior deflexão ocorre quando a suspensão do veículo atinge seu maior curso para cima. Este curso deve ocorrer até um limite inferior à tensão de escoamento da mola de forma que ela não sofra deformação plástica durante a sua utilização. Durante o limite inferior do curso da suspensão deve-se ainda atentar para que os suportes da mola não causem entre si uma distância superior ao comprimento livre da mola, desta forma impedindo que a mesma se solte de sua posição correta.

Em seguida, deve ser escolhido o tipo de acabamento das molas entre os quatro tipos geralmente usados para molas de compressão mostrados na figura 4.05.

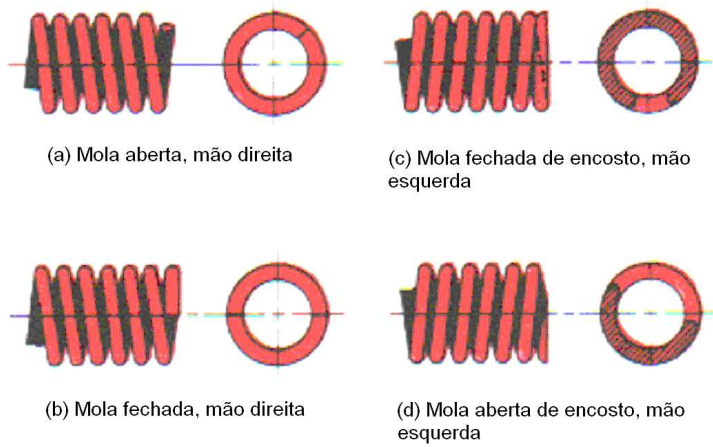


Figura 4.05 - Tipos de acabamento das molas helicoidais de compressão (Shigley) – [17]

É preferível a utilização do tipo fechada de encosto - “squared and ground” - (item c), em ambos os lados, para melhor transferência de carga.

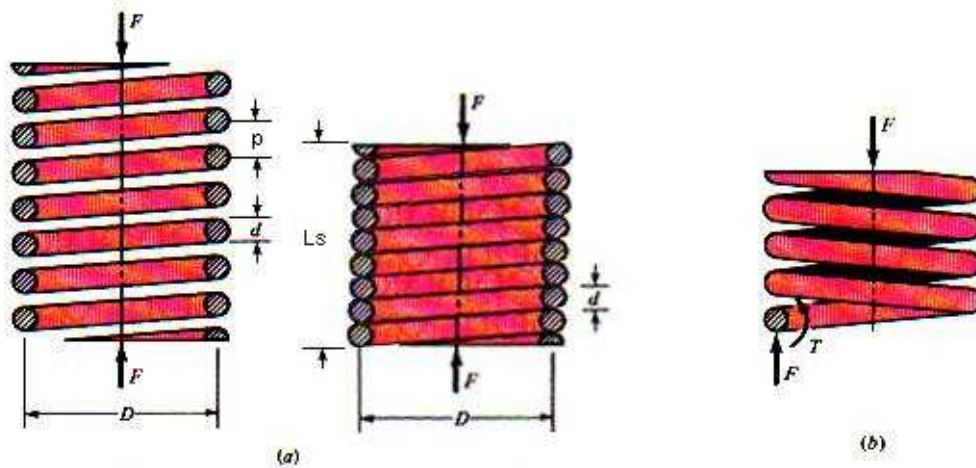


Figura 4.06 - aplicações de forças para os tipos de acabamento existentes – [17].

Neste caso, podemos utilizar como parâmetros de cálculo o número total de espiras

$$N_t = N_a + 2$$

onde N_a é o número de espiras ativas, o comprimento sólido

$$L_s = d.(N_t + 1)$$

e o comprimento livre

$$L_0 = p.N_a + 3.d \quad , \text{ onde } p = \frac{(L_0 - 3.d)}{N_a} \text{ é o passo, ou seja, a distância}$$

entre os centros das espiras sem a aplicação de forças.

A tensão de cisalhamento do material não deve ser ultrapassada. Para realizar o cálculo desta pode-se recorrer à fórmula

$$\tau = \frac{K_s 8.F.D}{\pi.d^3} \quad , \text{ onde}$$

$$K_s = \frac{(2C + 1)}{2.C} \quad \text{é o fator de correção e}$$

$$C = \frac{D}{d}$$

é o índice de mola e sua faixa de utilização normalmente está entre 6 e 12.

Depois de realizados os cálculos, o coeficiente de rigidez poderá ser utilizado como entrada para a análise dinâmica do veículo. Os resultados desta análise mostrarão o coeficiente de rigidez mais apropriado para a utilização em cada eixo do veículo. Neste caso, é inserido o novo valor do coeficiente de rigidez no dimensionamento da mola e os valores especificados no primeiro estudo serão modificados de forma a atender o gráfico do coeficiente x deslocamento da mola. Uma boa sugestão para se alterar os parâmetros é alterar primeiro o número de espiras, e em seguida o índice de mola, que consta do diâmetro do arame e do diâmetro externo, nesta ordem.

Ao terminar a especificação deve ser ainda acertado com o fabricante que o uso da mola é para suspensão automotiva, para que não seja inserido o *presseting* ou pré-deformação da mola, pois diminui a sua vida útil por fadiga.