

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

Departamento de Engenharia Mecânica

Projeto Mecânico

ABSORVEDOR DE COLISÕES

autor: Rubens Takashi Tamura

orientador: Prof. Omar Moore de Madureira

1988

Sumário

Atualmente ocorrem no mundo uma quantidade imensa de acidentes veiculares, particularmente os acidentes a baixa velocidade e em trânsito urbano.

Este trabalho apresenta o projeto básico de um dispositivo que absorve pequenas colisões.

Foram considerados vários tipos desses dispositivos, como; cilindros pneumáticos, lâminas integralmente de polímeros com alto grau de amortecimento, cilindros de polímeros no lugar de pneumáticos, sistema mola/amortecedor e a combinação dessas soluções entre si.

A escolha final recaiu sobre um sistema mola/amortecedor com os devidos critérios, principalmente com relação a custo/benefício.

Este sistema tem a vantagem ainda de utilizar peças que são comumente utilizadas em suspensões veiculares.

Para avaliar esse sistema foi feito um modelamento matemático e várias análises como a sensibilidade, a compatibilidade e a estabilidade.

A partir dessas análises foi feita a otimização e possíveis simplificações.

O modelamento matemático segue basicamente as equações diferenciais de segunda ordem de um sistema mola, massa e amortecedor, cuja resolução foi facilitada através das transformadas de Laplace.

A análise da sensibilidade também foi feita com base nos modelos matemáticos. Consiste em variar os seus parâmetros, analisar a saída e quantificar essa variação. No caso, temos os três parâmetros inerentes ao sistema, que são a rigidez da mola, o grau de amortecimento e a massa do sistema. As variações estão quantificadas nos gráficos.

Podemos ver que a variação do grau de amortecimento afeta muito a saída o que não acontece com a rigidez. As saídas são a velocidade de retorno, quando o para-choque não atua mais, o curso do absorvedor e a aceleração máxima negativa produzida.

Nesse item foi analisado também a própria mola, variando o seu diâmetro, o raio e o número de espiras que tem como saída a sua rigidez.

Na análise de compatibilidade foi apenas a adequação física do sistema/veículo.

Na análise de estabilidade verificamos o comportamento do sistema a variáveis de entrada indesejáveis como a colisão não frontal e velocidades muito além da prevista.

Concluimos que a velocidade máxima transversal que o sistema suporta é em torno de 15% da velocidade frontal.

Quanto a grandes velocidades, o sistema absorve mais energia com o aumento da velocidade, mas não o suficiente para não deformar o veículo. A 30 m/s (108 km/h) por exemplo, absorve apenas 10% da energia; o restante será absorvido na deformação do veículo.

Nessa velocidade, a aceleração também é violenta, em torno de 30g, fatal para os ocupantes.

A otimização do projeto nos mostra que em condições de amortecimento crítico, cuja velocidade de retorno é nula, a velocidade máxima fica em torno de 2 m/s, pois nos dá uma aceleração aceitável ao corpo humano de 2g, numa deformação de 0,15 m que é a própria profundidade do para-choques.

As previsões para o futuro são que o absorvedor permaneça bastante tempo, pois sua concepção é universal, além do produto em si ter uma durabilidade tanto quanto ao do próprio veículo.

Os testes e ensaios podem ser montados em um banco de provas com instrumentação adequada. A instrumentação consiste de acelerômetros, condicionadores de sinais, um osciloscópio e um registrador gráfico.

Com esta própria bancada podemos fazer testes de durabilidade, repetindo o processo várias vezes.

Conclui-se que o projeto é conveniente e viável, principalmente devido a relação custo/benefício, tanto é que está disponível em veículo de série em países mais adiantados.

Agradecimentos

Agradecimentos ao Prof. Omar pela sua inestimável dedicação e orientação, sem o qual este trabalho não seria produzido.

Agradeço também a todos os amigos e colegas que me ajudaram a fazer este trabalho.

índice dos capítulos e anexos

Assunto	página
Sumário	I
índice dos capítulos e anexos	IV
1. Estudo de viabilidade	01
1.1 Estabelecimento de necessidade	01
1.2 Formulação do projeto	04
1.3 Síntese das possíveis soluções	07
1.4 Exeqüibilidade física	09
1.5 Viabilidade econômica	12
1.6 Viabilidade financeira	16
2. Projeto básico	17
2.1 A escolha da melhor solução	17
2.2 Os modelos matemáticos	20
2.3 Análise de sensibilidade	23
2.4 Análise de compatibilidade	25
2.5 Análise de estabilidade	27
2.6 A otimização formal	29
2.7 As previsões para o futuro	30
2.8 Os ensaios e testes dos protótipos	31
2.9 simplificação do projeto	33
Bibliografia	34
Anexos	35

1 ESTUDO DE VIABILIDADE

1.1 Estabelecimento de necessidade

Recentemente o automóvel completou um século. Nos primeiros anos, as velocidades desenvolvidas eram muito baixas, e a escala de utilização, mínima.

A evolução, através de constante aplicação de tecnologia, trouxe consigo melhores desempenhos pelo aumento das velocidades e também no conforto dos passageiros. Esse aumento de desempenho veio acompanhado de alguma melhoria de segurança, ativa e passiva, mas não suficiente.

Atualmente ocorrem no mundo uma quantidade imensa de acidentes veiculares, particularmente no Brasil, em termos absolutos e relativos, recordista mundial. Para se ter uma noção quantitativa, vamos a alguns dados estatísticos.

Com cerca de 10,5 milhões de veículos em circulação o Brasil tem 20 mil mortos por ano em acidentes de trânsito embora tenha apenas 2,6% do total de veículos no mundo, temos 10% das 200 mil mortes anuais do trânsito mundial.

Em valor, computando-se o que um indivíduo médio produz durante a vida, mais os danos materiais, essas mortes representam a soma de US\$ 200 milhões por ano.

A insegurança no trânsito é ainda melhor demonstrado pelos índices de mortos em relação ao número de veículos em 1985. O Brasil tinha 25,9 mortos por ano para cada 10 mil veículos enquanto a Alemanha tinha 7,6; a França 7,3; a Inglaterra 4,1; o Japão 3,8 e os E.U.A. 3,3.

Os culpados? A via, o homem e o veículo.

E o país tem carências graves em todas: rodovias inseguras, motoristas inseguros (mal educados, mal ensinados, tecnicamente incompetentes) e carros inseguros (mal construídos, mal conservados, mal consertados).

Embora não consigamos eliminar todas as causas de acidentes por inteiro, pelo menos poderíamos diminuir ou reduzi-los.

Mas o homem é o principal responsável, chegando a provocar 75% do total; as falhas do veículo têm 12%, as falhas nas estradas tem 6% da responsabilidade e há outras causas menos conhecidas.

Se for considerada a participação do motorista nas falhas atribuídas ao veículo por deixar de fazer vistoria e manutenção adequada antes de entrar na estrada a porcentagem da responsabilidade sobe para 90%.

Dos acidentes, grande parte resulta dos choques frontais veículo/veículo ou veículo/barreira como paredes, muros, postes e árvores.

Nestes acidentes, o corpo dos ocupantes, projetado para a frente com grande aceleração (20 a 40 g), se não estiver usando um cinto de segurança, é detido em sua trajetória pela primeira barreira resistente que encontra pela frente: o volante da direção, o painel de instrumentos ou o para-brisa.

De qualquer forma, se a vítima não estiver entre os 15% que morrem no local e nem entre os 20% que morrem no primeiro mês de hospitalização, certamente guardará os traumas físicos e ou/psíquicos.

A maioria dos casos de deformidades adquiridos situa-se na cabeça com 58,5%. As demais lesões ocorrem nos membros superiores: 33,7%; membros inferiores: 31,4%; tórax: 20,8% e consequências como problemas de respiração: 18,9%; estado de coma: 18,6%; hemorragias externas significativas: 11%.

De modo geral, as deformidades da face podem ser superficiais ou profundas e localizadas ou generalizadas, de acordo com o tipo de impacto, ocorrem com mais frequência nas seguintes regiões:

- terço médio da face - compreendendo os ossos nasais, malar e maxilar superior.
- terço inferior - mandíbula e parte do maxilar superior; e
- terço superior - frontal.

Apesar dessa divisão, os médicos alertam para o fato de que há ossos comuns ao crânio e a face e se um impacto pode não deixar um trauma visível, pode muito bem comprometer o cérebro.

Até o momento nos referimos a acidentes graves, mas é difícil quantificar quando se fala nas pequenas colisões, já que a grande maioria não é registrada.

Se estimarmos que 80% da frota tenha no mínimo uma pequena colisão em um ano, chegamos a 8 milhões anuais e admitindo um custo de reparação médio de US\$ 10, teremos US\$ 80 milhões, o que em termos financeiros é comparável ao das colisões graves.

Os veículos modernos dispõem hoje de uma boa quantidade de dispositivos de segurança, ativos e passivos.

Das ativas podemos citar:

Freios anti-travantes;

Suspensões mais estáveis;

Luzes adicionais de sinalização;

Farol de neblina.

Dos dispositivos de segurança passivos:

Cinto de segurança de 2, 3 e até 4 pontos como as de competição ou os especiais;

Saco de ar inflável instantaneamente, já sendo utilizado em carros da Daimler-Benz;

Estrutura deformável, absorvendo a energia do impacto;

Espelho retrovisor destacável;

Para-brisa laminado, que sobram ilhas de visibilidade ao ser quebrado,

Para-choques absorventes de energia em uso nos E.U.A.;

Sabemos que embora importantes, estes dispositivos trazem alguns inconvenientes como maior peso e volume final, logo maior consumo e preço, alguns componentes incomodam os ocupantes como o caso do cinto. Outros tem ma aparência como um para-choque enorme mas seguro e o consumidor compra algo que funcione, pelo menos aparentemente, pois os dispositivos normalmente são passivos em uso.

Em vista do acima exposto, este trabalho propõe um absorvedor de impacto a baixa velocidade.

O impacto a ser absorvido é frontal, que pode ser com um obstáculo rígido parado ou de um outro veículo idêntico, de mesma velocidade e de sentidos opostos.

A escolha dessas particularidades se deve ao fato de que os acidentes a baixa velocidade ocorre em grande parte no trânsito urbano em grande frequência, e que mesmo causando danos em geral somente ao veículo, pode ser evitado através do dispositivo.

1.2 Formulação do projeto

Especificações técnicas

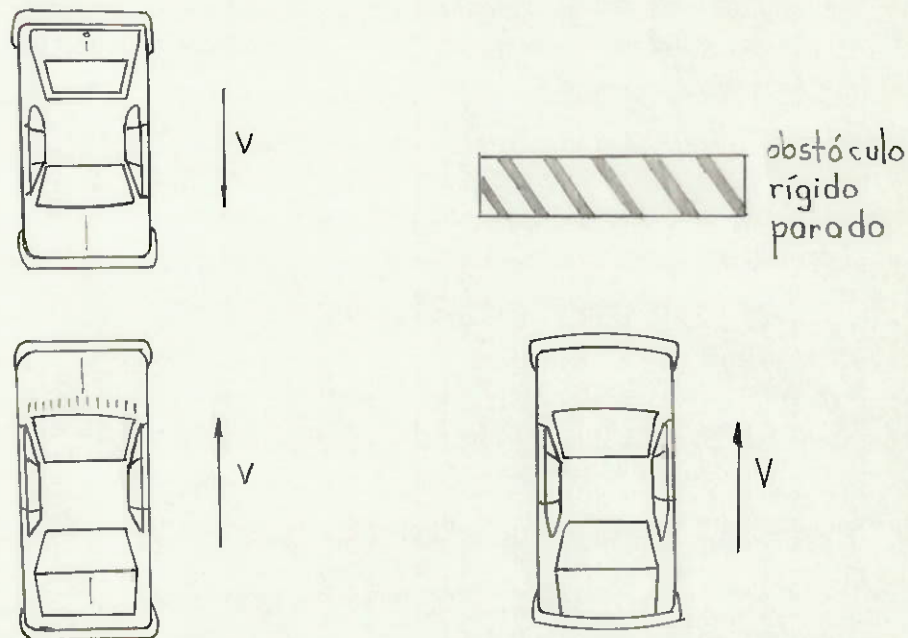
1.2.1 Especificações funcionais

Desempenho/segurança

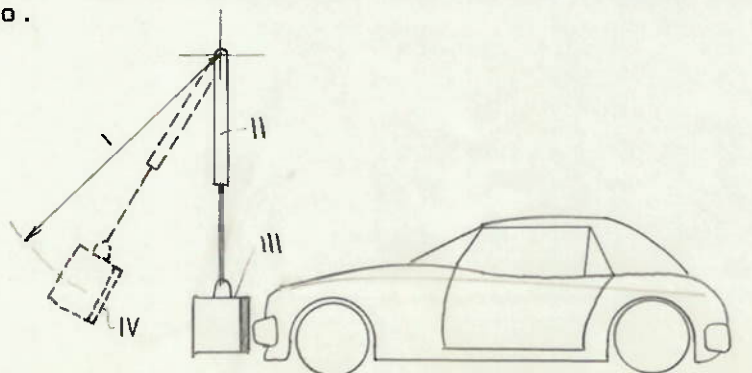
O absorvedor de choques (AC) deve absorver o choque do veículo ao obstáculo de uma velocidade de $7,2 \text{ km/h}$, $= 2 \text{ m/s}$, cujo peso bruto do veículo seja de 1500 kgf no máximo, onde a energia absorvida é de 3 kJ .

Estimando o tempo médio da colisão da ordem de $0,3 \text{ s}$, a potência média é de $50 \text{ kJ/s} = 50 \text{ kW}$.

No caso dos dois carros a $7,2 \text{ km/h}$, a velocidade equivale a $14,4 \text{ km/h}$ e a energia absorvida é 6 kJ ou 10 kW de potência média.



O AC deve garantir que não ocorra qualquer tipo de dano, tanto ao veículo quanto aos ocupantes e deverá passar nos testes de para-choques da SAE conforme esquema abaixo. Os detalhes estão na norma J980a no apêndice do trabalho.



I. Pêndulo de comprimento $L = 3,35 \text{ m}$

II. Ajustável

III. Peso de 180 kgf

IV. Superfície de impacto

$\theta = \cos^{-1}(1 - (0,4 \cdot v^2)/L)$, v em mph

Os dados são conforme norma SAE J980a.

1.2.2 Especificações operacionais

Durabilidade

O AC devesse ter vida útil idêntica ao do próprio veículo, em torno de 10 anos.

Confiabilidade

O AC não pode falhar no momento de sua utilização efetiva, pois um dispositivo seguro é confiável e vice-versa.

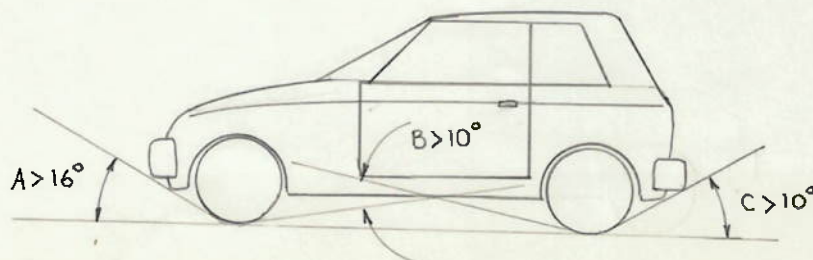
Mantenebilidade

Deve exigir o mínimo possível, um intervalo razoável de manutenção preventiva, bastando por parte do consumidor apenas uma verificação visual. O material ou o seu revestimento não deverão permitir acúmulo, infiltração ou impregnação de sujeira e todos os pontos tendo fácil acesso para limpeza, além de ser intercambiável e proporcionar montagem/desmontagem simples sem uso de soldas.

1.2.3 Especificações construtivas

Arranjo

O AC deverá estar na linha horizontal que passe pelo centro de gravidade do veículo, ser simétrico e ser instalada em ambas as extremidades, protegidos contra corrosão e eventualmente, alojar componentes elétricos. Há ainda os ângulos da posição dos ACs conforme SAE J689. Ver esquema seguinte.



O dispositivo dianteiro disporá de um portaplacas numa região resguardada aos choques.

As fixações serão feitas por suportes unidas adequadamente sobre as estruturas.

Materiais

Os materiais devem ter alto coeficiente de absorção de energia e com grande deformação relativa. Caso dos polímeros e alguns metais.

Dimensões

Comprimento máximo: a largura frontal útil do veículo mais 10% dessa largura.

Largura: de 80 a 150 mm.

Profundidade: idêntico a largura, sem incluir eventual dispositivo interno como reforço, amortecedor interno.

Peso: o mínimo possível, não ultrapassando 3% do peso bruto do veículo.

Aparência

Deverá ter formas sem cantos vivos ou saliências, pelo menos a nível visual estético.

O acabamento externo deverá ser compatível ao do veículo utilizado e construído de uma única peça.

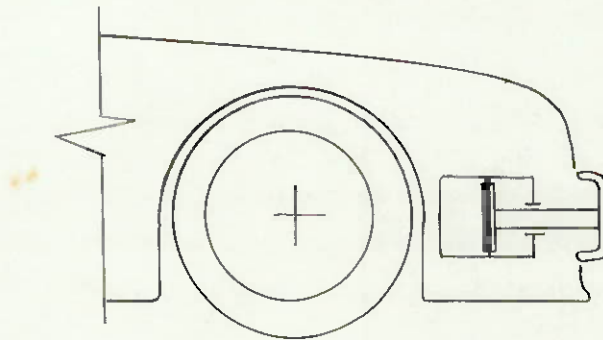
A forma deverá ter curvas suaves, oferecendo mínima resistência aerodinâmica. Junto a isso, ter um aspecto estético agradável e que inspire confiança ao consumidor.

1.3 Síntese das possíveis soluções

Solução 1

Cilindros pneumáticos

Estes são ancorados ao chassi, em cada lado e fixados ao para-choque, que pode ser o original, fazendo apenas uma espécie de adaptação. O efeito é semelhante ao do saco-de-ar.



Solução 2

Cilindros de borracha ou plástico

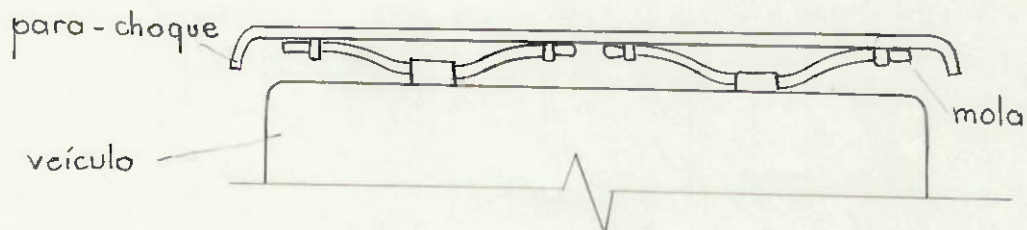
Idêntico a solução 1, onde no lugar do êmbolo temos uma peça de forma especial à base de elastômero.

Solução 3

Conjunto mola/amortecedor

Sua instalação também é similar ao conjunto mola/amortecedor de uma suspensão veicular convencional.

Em torno de 1 915 haviam veículos com para-choques, semelhantes a feixes de molas como esquema abaixo.



Solução 4

Para-choques totalmente de elastômeros ou materiais expandidos como o poliuretano expandido.

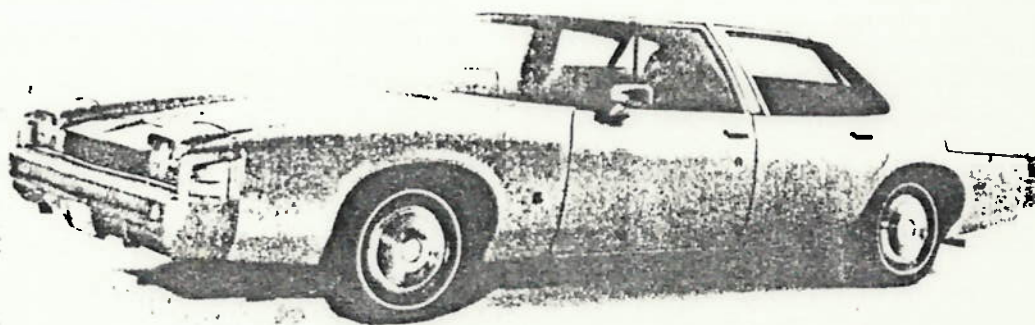
Solução 5

Pode ser feita uma combinação de todas as soluções anteriores.

- solução 4 + (solução 1 ou solução 2 ou solução 3)
- solução 3 + solução 2
- solução 1 + solução 2
- solução 3 + solução 1

1.4 Exeqüibilidade física

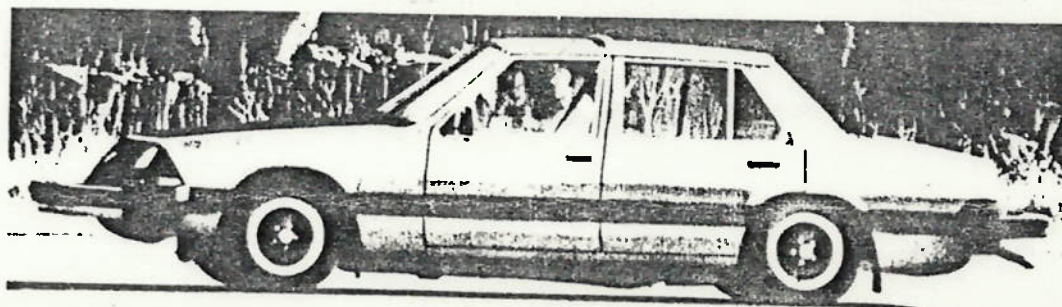
Todas as soluções são prática e fisicamente construíveis, portanto tecnicamente viáveis. Identifiquemos algumas das soluções existentes no mercado internacional.



Este modelo da GM tem pára-choques retráteis e não apresenta as tradicionais colunas de pára-brisa, para facilitar a visão do motorista. Internamente, o problema ainda é conciliar a segurança à necessidade de espaço. O volante é retrátil e, na frente e atrás, os painéis absorvem os impactos.



A carroceria do carro de segurança desenvolvido pela Volkswagen tem travessas estruturais laterais que protegem e absorvem os impactos, e os pára-choques dianteiro e traseiro são feitos com material de alta resistência.



O mesmo se aplica quanto a operacionalidade.

Para se obter uma idéia quantitativa, convém fazer aqui uma verificação.

A energia cinética do veículo é dado por:

$$E = (m.v^2)/2 = (1500.2^2)/2 = 3 \text{ kJ.}$$

Na aceleração, temos que impor uma limitação, tal que os ocupantes do veículo suportem sem sofrer golpes violentos e possam provocar lesões. Um bom parâmetro é a desaceleração de uma frenagem. Segundo testes de revistas especializadas, os freios travados fornecem uma desaceleração média de 1,0g.. Podemos no nosso caso estender um pouco mais esse valor, em torno de 2,0g., ainda mais porque essa desaceleração será suportada em um espaço muito curto.

Admitindo uma deformação de 0,15 m e igualando a energia cinética e potencial da mola, temos $(k.x^2)/2 = (m.v^2)/2$

$$k_{\text{medio}} = m.(v/x)^2 = 750.(2/0,15)^2 = 1,33.10^5 \text{ N/m.}$$

O que é uma rigidez bastante alta, como já era de se esperar.

Vamos fazer então, uma análise das soluções propostas.

Solução 1

- Os cilindros pneumáticos são fabricados em vários tipos e tamanhos.
- A ancoragem destes podem ser feitas no chassi ou no monobloco.
- Pode ser controlado por válvulas com comando elétrico, mecânico ou eletromecânico.
- O para-choque pode ser o próprio original, bastando que seja fixado haste do cilindro

Solução 2

- Precisaria se fazer um invólucro para o tarugo, e no seu interior, uma haste que fixe o para-choque.
- A fabricação do tarugo em si, não há maiores problemas. Inclusive há vários tipos de materiais dessa categoria.

Solução 3

É um conjunto amplamente conhecido, podendo até, se for o caso, de se fazer uma adaptação de um conjunto completo de uma suspensão ao para-choque, sendo a única diferença é que esta atua da direção horizontal.

Solução 4

A sua construção é bastante simples, onde a parte mais complicada é a confecção do molde. O resto é apenas a injeção do material plástico.

Solução 5

Como as 4 soluções anteriores são fisicamente viáveis, estas soluções também o são.

1.5 Viabilidade econômica

Neste item temos que levar em conta três pontos de vista que são: o do consumidor, o do fabricante que seria de autopeças e o das montadoras de veículos.

a. Usuário do veículo

Como o veículo é um produto de consumo, fica difícil avaliar o seu valor econômico. Mais difícil ainda a avaliação do valor econômico de um subsistema como o absorvedor de choques.

Podemos, no entanto, determinar qualitativamente, as características favoráveis e desfavoráveis pelo qual mais se sentirá afetado.

A segurança, por exemplo, muito poucas pessoas levam em consideração esse item. Os aperfeiçoamentos propostos lhe conferem mais segurança passiva. Infelizmente, a grande maioria não está atento a essa característica. Seguindo esse raciocínio a vantagem dos equipamentos é que como visto anteriormente, exige pouca manutenção.

A relação custo/benefício poderia ser medida através do custo de compra embutido no veículo ou então no custo apenas do próprio absorvedor de choques em si e o benefício pode ser medido através do prejuízo causado pelo impacto nas condições previstas nesse trabalho.

O custo da mão-de-obra de funilaria é atualmente, 1,4 OTN/h, segundo tabelas da SINDIREPA. (Sindicato da Reparação de Veículos).

Deve-se proceder ainda a própria troca do para-choques, que na média custa 3,0 OTN, já que a maioria dos para-choques ainda é de metal e seu serviço de funilaria não compensa economicamente devido a várias horas de mão-de-obra.

Supondo uma mão-de-obra de uma hora para pintura e mais uma hora para funilaria do veículo e também a troca da peça, temos $1,4 + 2,0 + 3,0 = 6,4$ OTN. Não é levado em conta o tempo perdido, não está no seguro, a ocorrência policial, que no caso é até desnecessário, e os aborrecimentos.

Mas se o usuário é submetido a pagar 6,4 OTN, um equipamento a esse custo é bastante atraente, pois só se paga uma vez e conforme o projeto, podendo suportar as colisões nas dadas condições.

Nesse caso, a relação custo/benefício é de uma unidade, mas se houver mais colisões, a relação é sempre menor.

Agora se o equipamento já vier instalado pela montadora, o seu custo se dilui no próprio veículo, ainda mais se enfatizarmos que o equipamento custa 3,64 OTN/1 730 OTN = 0,2% em relação ao preço de um veículo novo. Para a maioria esse número é irrisório e não se levou em conta a economia de escala e o preço de custo do fabricante e um recurso de mercadologia alardeando que com essa porcentagem irrisória, se ganha bastante segurança como se fosse um produto revolucionário.

b. Fabricante do equipamento

O fabricante suposto, no caso, é um de autopeças. Para vender esse equipamento ele tem três opções: vendê-lo diretamente ao consumidor, como Indústria & Comércio, lojas, representantes; diretamente às montadoras ou ambas as opções.

A venda direta ao consumidor exige maiores cuidados pois deve ser muito flexível quanto ao preço do produto e não deve ultrapassar em muito o valor estipulado no item anterior que é em torno de 3,64 OTN.

Quanto a venda direta a montadora, o controle desta é muito pesada, muitas vezes o controle passa até pela parte da qualidade do produto e do projeto.

Conclui-se então que para uma empresa que inicia e é pequena, é melhor começar vendendo para montadora, embora esta exerça maior controle, há um melhor direcionamento até certo ponto benéfico, até que se torne uma empresa de porte razoável e crie uma certa autonomia, e iniciar ao mesmo tempo, vendas diretas ao consumidor.

Outro fator que leva em conta é a instalação em veículos não novos, pois num veículo de 10 anos de uso, o custo relativo tem maior peso e o usuário reluta em investir em veículos antigos.

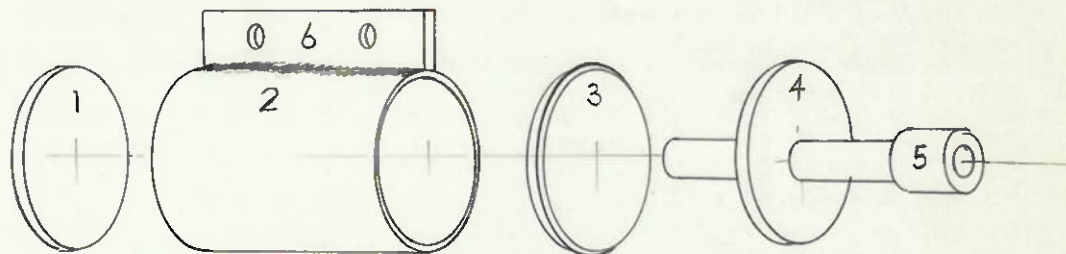
O custo se resume basicamente a matéria-prima, mão-de-obra e energia. As soluções propostas são de operações simples originando produtos com baixos custos, logo são perfeitamente exeqüíveis em uma oficina mecânica comum como tornos, fresas, prensas, morsas, máquinas de solda, furadeiras, esmeris, exceto máquina injetora de polímeros que é a que exige investimento de maior monta.

Para se ter uma base do preço final, fixemos o valor em 6,4 OTN conforme o estimado anteriormente. Dai, vamos levar em conta a parte do revendedor em 33%. Logo o preço de custo é de 4,8 OTN.

A partir daí faremos uma análise de cada solução.

Solução 1

O dispositivo basicamente consiste das peças conforme o esquema.



Abaixo é dado o nome de cada peça e as respectivas operações de usinagem.

1. Tampa: estampagem
2. Cilindro: tubo cortado e faceado com retificação interna.
3. Êmbolo: idem ao 1. com um rasgo para o ring que precisa ser torneado.
4. Tampa: idem ao 1., com um furo.
5. Haste: torneamento e rosqueamento.
6. Suporte: estampado.

A peça 1, 4 e 6 são soldadas a peça 2. Idem com 5 e 3.

Para a fabricação de 1 e 6, teremos um estampador, um torneiro e um soldador com um custo de mão-de-obra de 150 OTN/mes.

A matéria-prima e energia admitiremos como 0,3 OTN por dispositivo. A lâmina do para-choque é comprada de terceiros cujo custo é em torno de 2,4 OTN por peça.

Portanto o custo inicial unitário é de $2,4 + 2.0,3 = 3$ OTN por dispositivo.

A equação de custo é:

$C = 150 + 3.P$, onde P é o número de dispositivos.

A receita é de $R = 4,8.P$

Para ser viável economicamente, $R > C$, ou seja;

$$4,8.P + 150 > 3.P \quad P > 83 \text{ disp. / mês.}$$

Solução 2

É bastante semelhante a solução 1, onde teremos a mesma ordem de grandeza.

Solução 3

Tanto a mola e o amortecedor são comprados prontos de terceiros. O custo então se resume ao custo das peças e a mão-de-obra de um montador ou mecânico comum.

Estimando o salário do mecânico em 60 OTN, o amortecedor, de dimensões semelhantes as de um motocicleta por 1,5 OTN o par, as molas também de motocicleta por 1,0 OTN o par e o para-choque por 2,4 OTN por peça, temos:

$$C = 60 + 4,7.P$$

$$R = 4,8.P$$

$$4,8.P > 4,7.P + 60 \quad P > 600 \text{ disp. / mês.}$$

Solução 5

É a combinação das soluções anteriores.

1.6 Viabilidade financeira

O estudo da viabilidade financeira está relacionado, com o nível de investimentos necessário para a fabricação de cada solução. Admitindo então que a oficina tenha os equipamentos comuns, o investimento fica para a máquina injetora de polímeros, que no caso é somente para a solução 4.

O custo estimado da máquina injetora é de 10 mil OTN. O tempo de retorno tem de ser relativamente curto, pois como é um produto de consumo, fixaremos em 6 meses e a receita em 33% do custo final, que é de 1,6 OTN por dispositivo com uma produção de 3000 peças por mês = 4800 OTN por mês e a taxa de juros de 6% ao ano = 0,5% ao mês.

A fórmula para o tempo de retorno é, segundo a referência [2]:

$$N = \frac{\ln \left(\frac{1}{i \cdot (1 + i)^N - P/A} \right)}{\ln (1 + i)}$$

onde:

P = preço da máquina

A = receita

i = juros

Aplicando a fórmula resulta N = 13 meses, onde concluímos que financeiramente é inviável.

2. PROJETO BASICO

2.1 A escolha da melhor soluçao

Vamos escolher, entre as soluções viáveis resultantes do estudo de viabilidade, a que tem as melhores possibilidades de se obter sucesso.

Inicia-se essa fase fazendo uma comparação entre as soluções, que podem ser avaliadas através do levantamento quantitativo e qualitativo das vantagens e desvantagens de cada uma.

A avaliação é complicada, pois os critérios podem ser feitos de uma maneira relativa, e em muitos itens, as grandezas são abstratas, tornando-se subjetivas.

Quantificaremos o acima exposto em uma matriz de avaliação.

As quatro soluções são analisadas com base em propriedades que são necessárias e suficientes para a escolha da melhor solução, que são citados a seguir.

Notar que todas as soluções viáveis atendem as especificações.

- Capacidade de absorver a energia do impacto, desempenho.
- Manutenção do equipamento: a quantidade de peças sujeitas a manutenção e a facilidade com que a manutenção possa ser feita.
- Efeito de apresentação: qualidade estética capaz de não causar má impressão.
- Espaço ocupado.
- Peso.
- Facilidade de fabricação.
- Durabilidade.
- Preço.

O método é conhecido como matriz de decisão.

A cada uma delas atribuímos um peso a cada propriedade. Fixaremos peso 1 (um) a propriedade de menor importância. Este peso servindo como padrão, avaliaremos as demais com respectivos graus de qualidade.

De forma análoga, determinamos notas de zero a dez a cada uma das respectivas propriedades. A.C. sendo um produto de consumo, tem necessidades diferentes para o consumidor e o fabricante.

Teremos então que montar duas matrizes de decisão para escolha da melhor solução em cada caso, fazendo uma análise e conclusão a partir de eventuais dois resultados diferentes.

Vamos identificar as soluções, e colocando-os na tabela.

A1 : nota da solução 1, cilindro pneumático.

A2 : nota da solução 2, cilindros de borracha ou de plástico (elastômeros).

A3 : nota da solução 3, conjunto mola espiral/amortecedor hidráulico telescópico.

F : peso de cada uma das propriedades.

B1 : nota da solução 01 * peso ($A1 \times F$).

B2 : nota da solução 02 * peso ($A2 \times F$).

B3 : nota da solução 03 * peso ($A3 \times F$).

A seguir são enumerados as propriedades em cada linha das matrizes de decisão.

P1 : capacidade de absorver a energia do impacto além da mínima requerida.

P2 : manutenção.

P3 : apresentação.

P4 : espaço ocupado.

P5 : peso.

P6 : durabilidade.

P7 : preço.

P8 : número de peças.

P9 : custo da hora de mão-de-obra.

P0 : tecnologia de fabricação.

PA : máquinas utilizadas.

PB : custo de matéria-prima.

PC : custo de energia.

PD : quantidade de fornecedores.

R : resultado da somatória dos pontos.

Para o consumidor:

	A1	A2	A3	F	B1	B2	B3
P1	01	02	01	10	10	20	10
P2	04	06	05	07	28	42	35
P3	09	09	09	05	45	45	45
P4	03	05	07	04	12	20	28
P5	05	04	06	03	15	12	18
P6	05	02	04	06	30	12	24
P7	06	05	04	09	54	45	36
R					284	276	286

Para o fabricante de autopeças:

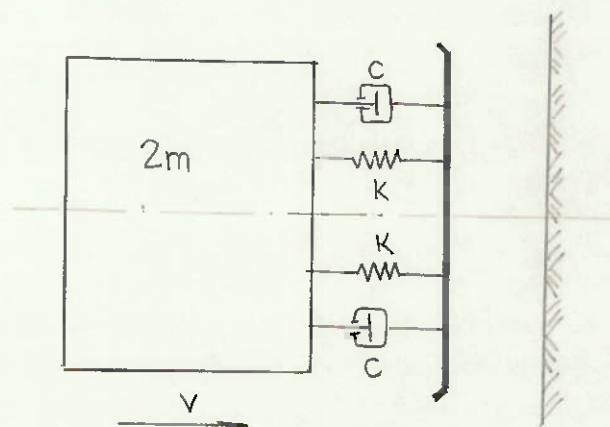
	A1	A2	A3	F	B1	B2	B3
P8	03	03	04	05	15	15	20
P9	02	03	05	09	18	27	45
P0	06	04	05	04	24	16	20
PA	03	05	07	01	03	05	07
PB	06	05	04	08	48	40	32
PC	03	05	08	07	21	35	56
PD	05	04	05	02	10	08	10
R					139	146	190

Na matriz de decisão do consumidor notamos que praticamente não há diferenças significantes entre as soluções podendo a escolha ser indistinta para as três soluções.

Na outra matriz, é mais vantajoso a fabricação da solução 3. A escolha final então é definida como sendo a solução 3.

2.2 A construção de modelos matemáticos

Para a solução escolhida, o sistema massa com 01 grau de liberdade é simulado pelo modelo matemático, que é a equação diferencial ordinária linear de segunda ordem. Abaixo está representado esquematicamente a solução.

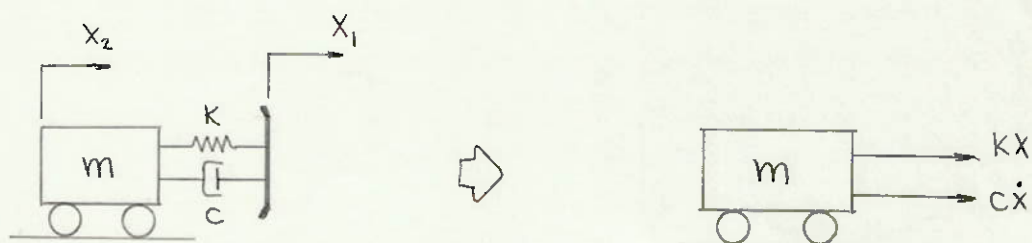


Devido a simetria do veículo e do absorvedor e à colisão frontal, podemos fazer o estudo considerando apenas um semiplano, reduzindo o problema ao exposto abaixo.

Considere agora o sistema apresentado na figura abaixo onde o para-choque está determinando um movimento com um deslocamento x_1 .

A referência para a massa, tem deste modo, uma posição tal que quando a mola está estendida e $x = 0$, o deslocamento x_2 da massa é também zero.

O para-choque sendo repentinamente acelerado, como uma colisão, a uma aceleração $\ddot{x}_1$ e somando todas as forças, temos:



No instante do contato ($t = 0$) com obstáculo rígido com $k = \infty$, $x_1 = \dot{x}_1 = \ddot{x}_1 = 0$ e a velocidade do veículo é $\dot{x}_2(0) = 2 \text{ m/s}$ que é a condição inicial do problema e $x_2 \neq 0$.

$$m \cdot \ddot{x}_2 - c \cdot \dot{x} - k \cdot x = 0$$

$$x = x_1 - x_2$$

derivando duas vezes:

$$\ddot{x}_2 = \ddot{x}_1 - \ddot{x}$$

temos

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k \cdot x = F$$

Utilizando a transformada de Laplace a equação, temos:

$$L[m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k \cdot x] = L[0]$$

$$m[s^2 X(s) - s x(0) - \dot{x}(0)] + c[s X(s) - x(0)] + k X(s) = 0$$

$$X(s) = \frac{m \cdot \dot{x}(0)}{m \cdot s^2 + c \cdot s + k}$$

$$\frac{\dot{x}(0)}{s^2 + \frac{c}{m}s + \frac{k}{m}} = \frac{A}{s - \left(-\frac{c}{2m} + j \frac{\sqrt{(\frac{c}{m})^2 - \frac{4k}{m}}}{2}\right)} + \frac{B}{s - \left(-\frac{c}{2m} - j \frac{\sqrt{(\frac{c}{m})^2 - \frac{4k}{m}}}{2}\right)}$$

$$A = \lim_{s \rightarrow -\frac{c}{2m} + j \frac{\sqrt{(\frac{c}{m})^2 - \frac{4k}{m}}}{2}} \left[\frac{\dot{x}(0)}{s + \frac{c}{2m} + j \frac{\sqrt{(\frac{c}{m})^2 - \frac{4k}{m}}}{2}} \right] = \frac{2 \dot{x}(0)}{2j \sqrt{(\frac{c}{m})^2 - \frac{4k}{m}}}$$

$$x(t) = \frac{2 \dot{x}(0)}{\sqrt{(\frac{c}{m})^2 - \frac{4k}{m}}} \cdot e^{-\frac{c}{2m}t} \cdot \sin\left(\frac{\sqrt{(\frac{c}{m})^2 - \frac{4k}{m}}}{2}t\right)$$

fazendo

$$L = \frac{2 \dot{x}(0)}{\sqrt{(\frac{c}{m})^2 - \frac{4k}{m}}}$$

$$M = \frac{c}{2m}$$

$$N = \frac{\sqrt{(\frac{c}{m})^2 - \frac{4k}{m}}}{2}, \text{ temos :}$$

Deslocamento máximo:

$$dx/dt = \dot{x} = 0 = -LMe^{-nt} \sin(Nt) + N \cos(Nt) Le^{-nt}$$

$$L.M.e^{-nt} \cdot \sin(N.t) = L.N.e^{-nt} \cdot \cos(N.t)$$

$$\operatorname{tg}(N.t) = N/M \Rightarrow N.t = \operatorname{arc} \operatorname{tg}(N/M)$$

$$t = \operatorname{arc} \operatorname{tg}(N/M) / N$$

$$x_{\max} = L.e^{-(M/N) \cdot \operatorname{arc} \operatorname{tg}(N/M)} \cdot \sin(\operatorname{arc} \operatorname{tg}(N/M))$$

Desaceleração máxima:

$$d^2x/dt^2 = \ddot{x} = d[-LMe^{-nt} \sin(Nt) + N \cos(Nt) Le^{-nt}] / dt$$

$$\ddot{x} = d(e^{-nt} [-L.M. \sin(N.t) + L.N. \cos(N.t)]) / dt$$

$$\ddot{x} = e^{-nt} [(LM2 - LN2) \cdot (\sin(Nt)) - 2LMN \cdot \cos(Nt)]$$

$$\ddot{x} = -2LMNe^{-nt} [(LM2 - LN2) \cdot \sin(Nt) / (-2LMN) + \cos(Nt)]$$

$$\beta = \sin^{-1}(1) = \pi/2; \quad \beta = \cos^{-1}(0) = \pi/2$$

Pela análise do esquema, podemos ver que $\ddot{x}_{\max}$ ocorre para $t = 0$.

$$\ddot{x}_{\max} = 2.L.M.N = \dot{x}(0) \cdot c / m \quad (IV)$$

No caso em que o amortecimento é crítico, temos a seguinte solução, de acordo com a referência [6]:

$$x = \dot{x}(0) \cdot t \cdot e^{-c \cdot t / 2m}$$

$$\begin{aligned} \dot{x} &= \dot{x}(0) \cdot e^{-c \cdot t / 2m} - c \cdot \dot{x}(0) \cdot t \cdot e^{-c \cdot t / 2m} / 2m = \\ &= \dot{x}(0) \cdot e^{-c \cdot t / 2m} \cdot (1 - c \cdot t / 2m) \end{aligned}$$

$$\ddot{x} = \dot{x}(0) \cdot c \cdot e^{-c \cdot t / 2m} \cdot (c \cdot t / 4m - 1) / m$$

E no caso do amortecimento ser supercrítico, de acordo com a mesma referência [6]:

$$x = (\dot{x}(0) / (r_1 - r_2)) \cdot (e^{r_1 \cdot t} - e^{r_2 \cdot t})$$

$$\dot{x} = (\dot{x}(0) / (r_1 - r_2)) \cdot (r_1 \cdot e^{r_1 \cdot t} - r_2 \cdot e^{r_2 \cdot t})$$

$$\ddot{x} = (\dot{x}(0) / (r_1 - r_2)) \cdot (r_1^2 \cdot e^{r_1 \cdot t} - r_2^2 \cdot e^{r_2 \cdot t})$$

$$\text{onde: } r_1 = (-c + (c^2 - 4.m)^{0.5}) / 2m$$

$$\text{e } r_2 = (-c - (c^2 - 4.m)^{0.5}) / 2m$$

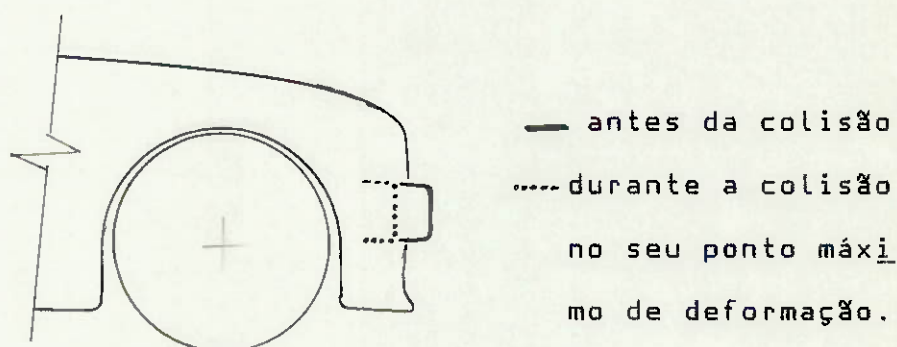
A energia que deve ser absorvida é a variação da energia cinética, onde parte é consumida no amortecedor na compressão; o que fica acumulada na mola comprimida é devolvida empurrando o veículo na posição $x = x_1$, mas parado.

2.3 A análise da sensibilidade

Estabelecido o modelo matemático para o projeto, tem-se uma série de parâmetros que relacionam as variáveis de entrada e saída.

Neste item pretende-se determinar o grau com que o funcionamento do projeto é afetado pelas variações de seus parâmetros. A partir disso veremos quais são os mais importantes, isto é, aos quais o projeto é mais sensível.

A velocidade inicial, instantes antes da colisão, foi limitada a $7,2 \text{ m/s} = 2 \text{ m/s}$ e o valor de x em torno de 100 a 150 mm, que é a profundidade média de um para-choque e que na colisão a face frontal deste fique no máximo paralelo a face frontal do veículo, sem atingir a carroceria.



A tabela de variação dos parâmetros k , c e $v(0)$ e a sua respectiva saída x , $\dot{x}$ e $\ddot{x}$ estão nos anexos.

Conforme discussões de itens anteriores, vimos que o ideal é que a velocidade de saída ou de retorno deve ser nula.

Pelo gráfico 3 e 4, concluímos que isso ocorre em zeta altos, próximos e também para velocidades iniciais e rigidez das molas menores. Fora dessas regiões, há variações muito altas.

Dos gráficos 1 e 2, concluímos que quanto menor a velocidade inicial e quanto maior a rigidez da mola e o coeficiente de amortecimento, menor a deformação, que seria o caso ideal. Fora dessas regiões, ocorre também variações muito altas. Nesse caso, com menores deformações, temos maiores acelerações, que foram limitados em $20 \text{ m/s}^2 = 2g$. Logo temos que otimizar esses valores, cuja análise será vista no item correspondente.

Não foi necessário também a análise gráfica da aceleração, pois a aceleração máxima, que nos interessa, varia linearmente com o coeficiente de amortecimento e com a velocidade inicial.

Numa mola, a rigidez da mola é dada por

$$k = G.d^4 / (64.n.R^3) \text{ onde:}$$

G : módulo de elasticidade em torção

d : diâmetro do fio da espira

n : número de espiras

R : raio da espira

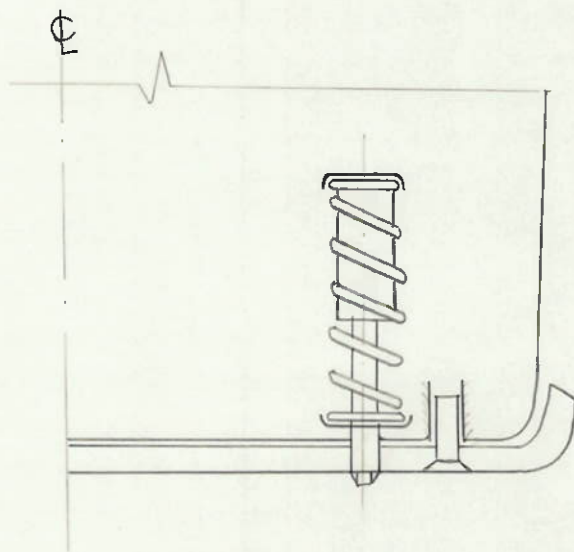
Da fórmula notamos que se diminuirmos o valor de n e de R diminuiremos a massa total da mola e consequentemente o seu custo, embora d varie a quarta potência, onde k se torna bastante sensível a essa variável.

2.4 Análise de compatibilidade

O conjunto deste absorvedor de colisões é constituído dos seguintes subconjuntos: a mola, o amortecedor e a lâmina do para-choques.

Todo o conjunto deve ser montado conforme o esquema abaixo.

Esse tipo de montagem procura ser o mais compacto possível e exigindo menos pontos de fixação, pois uma outra forma de montagem, por exemplo, o amortecedor poderia ser montado ao lado da mola ao invés da parte de dentro dela.



O movimento do para-choque é guiado através de pino fixado ao para-choque e um tubo fixado ao veículo, que pode ser na carroceria ou no chassi. O pino então, percorrerá através do tubo.

O conjunto todo é fixado ao chassi do veículo. Admitiremos que o chassi resista aos esforços transmitidos pelo conjunto.

A mola e amortecedor também tem espaço físico limitado, principalmente no sentido longitudinal. O comprimento disponível fica entre a face frontal da carroceria do veículo e a caixa de rodas ou dependendo da posição, em alguns pontos do motor ou dos elementos da suspensão. Alguns detalhes podem ser vistos no desenho em anexo.

Em média, esse espaço tem em torno de 300 a 350 mm em que também é uma medida média das molas e dos amortecedores comuns, inclusive o nosso caso.

Para efeito de cálculo, dimensionaremos a mola a partir das medidas básicas do amortecedor.

Do desenho do amortecedor em anexo, na escala 1:2, o diâmetro médio da mola é de 2.55 mm ou 110 mm.

Das tabelas da referência [1], pag. 35 e dos valores da tabela da análise de sensibilidade, temos:

$$k = G.d^4 / (64.n.R^3) \text{ onde:}$$

d : diâmetro do arame

G : módulo de elasticidade em torção

n : número de espiras da mola

R : raio da espira

isolando d temos:

$$d = (64.k.n.R^3/G)^{1/4}$$

$$p/G = 8\,250 \text{ kgf/mm} \quad (\text{aços para mola})$$

$$n = 5 \text{ espiras}$$

$$r = 40 \text{ mm}$$

$$k = 1,88 \text{ kgf/mm}$$

$$d = (64.1,88.5.40^3/8\,250)^{1/4} = 8,3 \text{ mm.}$$

A altura livre da mola no mínimo é:

$$H = n.d + \text{curso} = 5.8,3 + 150 = 192 \text{ mm}$$

2.5 Análise de estabilidade

O funcionamento do projeto, muito provavelmente, será afetado pelas alterações da variável de entrada. O sistema então, deverá responder de maneira aceitável as estas variações acidentais, voltando ao seu equilíbrio, ou minimizando as consequências.

A análise de estabilidade consiste em estabelecer os limites aceitáveis das respostas destas perturbações fazendo uma estimativa dos riscos, tanto das entradas previstas como imprevistas ou evitar ao máximo possível as variações dessas entradas, estabelecendo faixas dos parâmetros do projeto para a estabilidade.

No caso, a entrada velocidade pode sofrer uma variação muito grande, tanto em módulo quanto em direção embora o sentido seja único.

Da equação $E_a = m.v.^2/2$, a energia absorvida é proporcional ao quadrado da velocidade, que também é uma função crescente a partir de $v = 0$. Isto significa que se duplicarmos a velocidade, o dispositivo terá que absorver o quádruplo de energia.

Para termos uma idéia quantitativa, podemos determinar quanta energia é absorvida pelo dispositivo.

$$E_a = (1500.2^2)/2 = 3 \text{ kJ.}$$

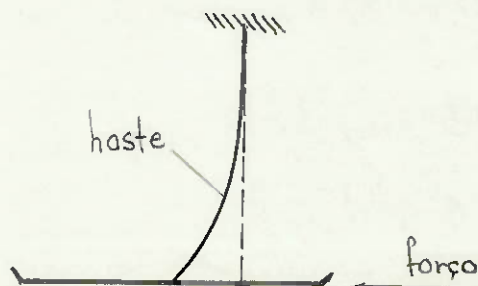
Essa é a energia que "alivia" a estrutura do veículo.

Fazendo os cálculos a velocidades maiores e admitindo que a energia seja dissipada somente pelo amortecedor até o fim de seu curso e levando em conta que o amortecimento é crítico, e que a própria estrutura absorverá uma boa parte restante da energia, o veículo ficará destruído, incluindo os passageiros. Para se ter uma noção quantitativa do exposto, veja os cálculos nos anexos.

A velocidade também tem direção, que não pode ser muito diferente da direção do eixo longitudinal do veículo, caso contrário ocorrem deformações indesejáveis.

O elemento mais crítico é a haste do amortecedor. Da fixação da lâmina do para-choque a face anterior do cilindro do amortecedor temos o próprio curso, que é de 150 mm.

Admitiremos a haste conforme esquema abaixo:



Da fórmula da referência [1] temos:

$$K = 3 \cdot E \cdot I / l^3$$

onde:

I : momento de inércia da área da seção transversal

l : comprimento total

E : módulo de elasticidade

com $E = 21\,500 \text{ N/mm}^2$

$$l = 150 \text{ mm}$$

$$R = 10 \text{ mm}$$

$$\text{e } I = (\pi \cdot R^4) / 4 = (\pi \cdot 10^4) / 4$$

$$k = 3 \cdot 21\,500 \cdot \pi \cdot 10^4 / (4 \cdot 150^3) = 150 \text{ N/mm}$$

Admitiremos que a deformação elástica máxima seja de 20 mm para não atingir a carroceria e que não haja participação efetiva de amortecimento nessa direção.

Das equações de energia:

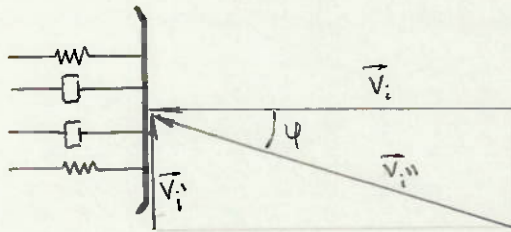
$$E_m = E_n$$

$$(k \cdot x_1^2) / 2 = (m \cdot v_1^2) / 2$$

$$V_1 = x_1 \cdot (k/m)^{0,5}$$

$$V_1 = 20 \cdot 10^{-3} \cdot (0,15 / 750)^{0,5} = 0,283 \text{ m/s}$$

Vetorialmente temos:



$$\psi = \arctg(|\vec{V}_{1t}| / |\vec{V}_{1n}|)$$

$\psi = \arctg(0,283/2) = 7,9^\circ$, que é o desvio máximo da direção longitudinal do veículo.

2.6 A otimização formal

Neste ponto, os principais parâmetros do projeto são fixados com valores específicos. Muitos desses valores já estão praticamente definidos pelos itens anteriores.

Da análise de compatibilidade vimos que:

- Diâmetro da espira da mola : 80 mm
- Número de espiras : 5
- Diâmetro do fio da espira : 8,3 mm
- Altura livre da mola : 192 mm

A otimização restante pode ser feita através da análise das equações e das variáveis de saída, que em alguns casos são pré-fixados através de certos critérios.

Um dos critérios é a máxima desaceleração que uma pessoa deve suportar, que do item 1.4 vimos que se situa em torno de 20 m/s^2 ou $2g$.

Com esses valores e a equação (IV) item 2.2 pág. 26, que mostra que a máxima aceleração ocorre para $t=0$, $\ddot{x}_{\max} = \dot{x}(0) \cdot c/m$, temos $\dot{x}(0) \cdot c = 15\,000 \text{ N}$ (III).

Vimos também que limitamos o curso máximo do conjunto, de acordo com o item 1.2 pg. 08, na profundidade de 150 mm que é o curso do conjunto.

Adotando um amortecimento próximo ao crítico, cuja análise de sensibilidade nos sugere, temos na equação de deslocamento da pg. 27, $x = \dot{x}(0) \cdot t \cdot e^{-c \cdot t/2m}$ (V).

A equação (V) tem máximo quando sua derivada é nula, ou seja, sua velocidade é nula.

$$x = \dot{x}(0) \cdot e^{-c \cdot t/2m} \cdot (1 - c \cdot t/2m) = 0$$

$$1 - c \cdot t/2m = 0 \quad \Rightarrow \quad t = 2 \cdot m/c, \text{ em (V):}$$

$$x = \dot{x}(0) \cdot 2 \cdot m/c \cdot e^{-1} \quad \Rightarrow$$

$$0,15 = \dot{x}(0) \cdot 2 \cdot 750/c \cdot e^{-1} \quad \text{(VI)}$$

de (III) e (VI) temos:

$$\dot{x}(0) = 2 \text{ m/s}^2 \quad \text{e} \quad c = 7428,5 \text{ N-s/m}$$

Da condição de amortecimento crítico:

$$c^2 - 4 \cdot m = 0$$

$$k = c^2/4/m = 7428,5^2/4/750 = 18\,394 \text{ N/m}$$

2.7 As previsões para o futuro

a. Vida do projeto

Vamos estimar o tempo de fabricação de 20 anos, que é um tempo razoável para uma empresa pequena obter lucros suficientes para crescer ou pelo menos para se manter no mercado.

É um tempo que o projeto provavelmente sofrerá poucas modificações, já que é um projeto simples e de elementos bastante clássicos. Além disso, é um equipamento de uso obrigatório no veículo, e os veículos também provavelmente não terão grandes modificações o suficiente para eliminar esse equipamento.

b. Vida do produto em uso no veículo

O produto ao ser lançado no mercado, pode receber grande aceitação ou não, pois fica dependendo de uma boa estratégia de propaganda, já que o produto é basicamente um produto de consumo, podendo inclusive ser um item opcional.

Logo o máximo apelo que se tem que dar é quanto ao aspecto econômico, mostrando que em caso de colisões no caso especificado, não causará prejuízo ou dano algum, tanto ao veículo quanto aos ocupantes.

Tecnologicamente, o produto a longo e a médio prazo tem seu lugar assegurado, pois o sistema mola/amortecedor é bastante conhecido e consolidado assim como a suspensão veicular. O que provavelmente pode acontecer a longo prazo é que a engenharia dos materiais evolua tanto que possamos ter um dia um elastômero que se comporte muito próximo aos parâmetros do projeto e ainda a um custo bastante menor.

Economicamente, o produto também é seguro, admitindo que este só será anti-econômico se os preços do conjunto da suspensão veicular também o forem, pois ambos são constituídos de mesmos elementos e uma suspensão anti-econômica torna o próprio veículo anti-econômico.

O que pode acontecer é que o produto torne-se mais barato, pois devido a tecnologia, mais uma vez na área de materiais, com o mesmo sistema, o aço pode ser melhorado, tornando-se mais resistente e com menor peso, menor peso, menor esforço, maior economia e também no processo de fabricação, no aspecto da automação, tornando os elementos com menor custo, maior produção e melhor qualidade.

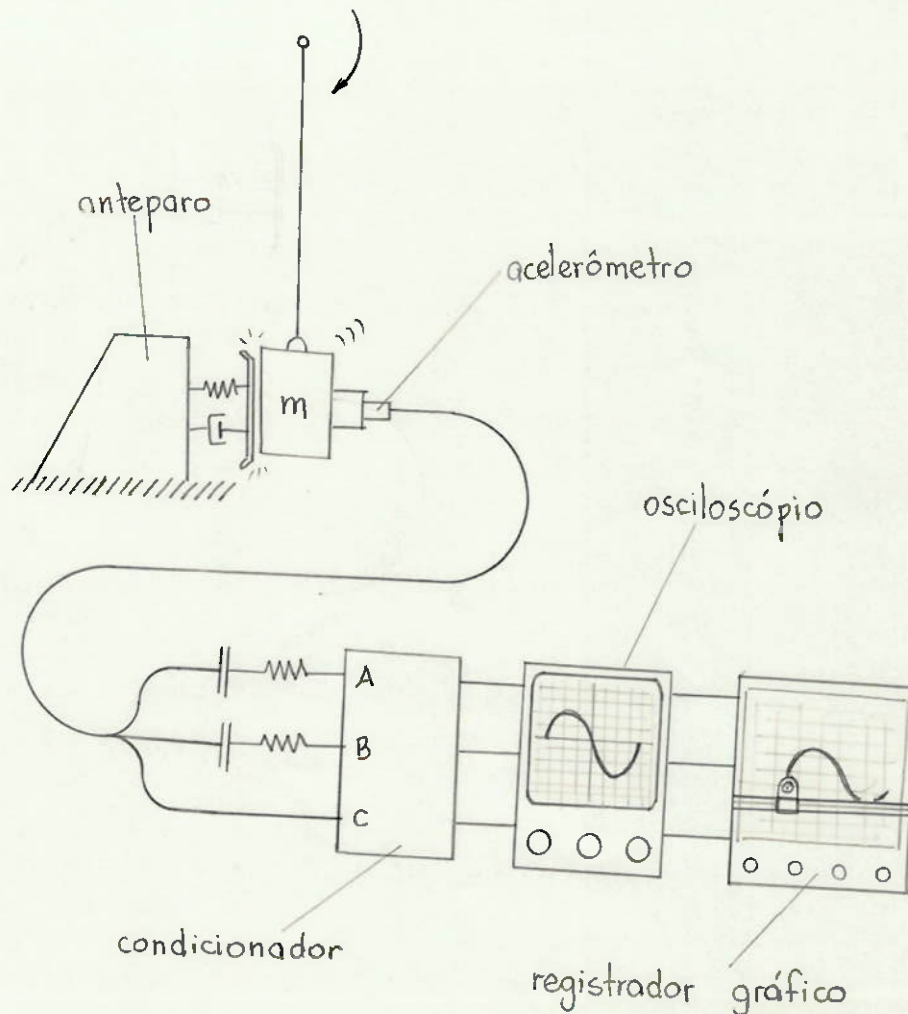
2.8 Os ensaios e testes dos protótipos

Dado o mecanismo, optamos por um teste global do sistema sem os testes de cada componente por motivos de custo e pelo resultado final nos levar a conclusões semelhantes sem afetar a confiabilidade.

O ensaio deverá ser realizado diretamente num protótipo, este praticamente como um produto final.

Este ensaio consiste basicamente no que foi apresentado no anexo da SAE onde um bloco na extremidade de um pêndulo é arremessado contra o para-choque do veículo, com as especificações de acordo com as normas ali citadas e dimensionadas conforme nosso caso.

No caso, substituiremos o veículo parado por um anteparo, que pode ser até de concreto, mas que seja rígido, por onde montamos sobre ela o absorvedor de colisões, com o cuidado de deixar o conjunto do absorvedor com projeção de 150 mm afastado da face do anteparo conforme esquema abaixo:



Das normas já citadas no item 2.1:

$$\theta = \cos^{-1}(1 - 0,04.V^2/L)$$

$$V = 7,2 \text{ km/h} = 4,5 \text{ mph}$$

$$L = 100 \text{ polegadas}$$

$$\theta = \cos^{-1}(1 - 0,008) = 7,3^\circ$$

O teste terá instrumentação com:

Acelerômetros piezoelétricos colados ao bloco de concreto para transmitir os sinais sensíveis a aceleração, cujos sinais elétricos são enviados ao condicionador e daí ao osciloscópio com retenção de imagem que ainda podem ser registrados num plotador de gráficos.

Para ser mais completo, o sinal proveniente do acelerômetro ainda pode ser transformado em sinais correspondentes de velocidade, bastando para isso um circuito integrador que simplificarmente é um circuito de um capacitor e resistor. Com esse sinal ainda podemos fazer o mesmo procedimento anterior e obter um sinal correspondente de deslocamento.

Com os gráficos obtidos de cada sinal, podemos fazer uma análise comparativa visual, dado um gráfico padrão que foi aprovado no teste.

Com esta bancada de testes ainda, podemos avaliar a durabilidade do conjunto, repetindo esse ciclo centenas ou milhares de vezes, até se obter a quebra ou inutilização do conjunto, onde a partir destes resultados podemos otimizar ainda mais o conjunto. Utilizando ainda esta bancada, podemos fazer o teste de durabilidade simulando simultaneamente, um ambiente agressivo, ou seja, com umidade, que pode ser obtido facilmente com vaporizadores, variadores de temperatura e atmosfera salina, embora o absorvedor na maior parte do tempo fique parado.

2.9 Simplificação do projeto

Conforme exposto ao longo do trabalho, o projeto não é muito simples, pois consta de um sistema massa/mola/amortecedor sem cada qual o conjunto não funcionaria. O máximo que se pode simplificar é na parte da montagem do dispositivo ao veículo, ao nível de pequenas peças como parafusos, porcas, arruelas, pois temos uma enorme variação das formas de veículos, cada qual exige uma montagem em pontos específicos.

Bibliografia

- [1] Mathias, W. F. & Gomes, J. M.
Matemática Financeira
Ed. Atlas, 1981 - São Paulo
- [2] Myklestad, N. O.
Fundamentals of Vibration Analysis
Ed. McGraw-Hill, 1956 - New York
- [3] SAE Handbook - Bumpers
Cap. XX - Volume 04, 1988
- [4] Normas Brasileiras ABNT - NB-1345
"Impacto de Veículos - proteção", 1985
- [5] Revista "Automotive Engineering" - outubro/1988
- [6] Castilla, M. S. A. C.
Equações diferenciais
IME-USP, 1985 - São Paulo
- [7] Normas DIN/ISO 3984
"Colisão de veículos de passageiros - ensaio", 1984

Anexos

```

1 PRINT""
2 PRINT" Variacao dos parametros do coeficiente de amor-
   tecimento ZETA, velocidade V e rigidez da mola K"
3 MA=750
4 FOR V=2 TO 5 STEP 3
5 FOR C=735 TO 10050 STEP 7350*.2
6 FOR K=10000 TO 20000 STEP 2500
7 DELTA=C^2-4*K*MA
8 IF DELTA>0 THEN GOSUB 20
9 IF DELTA=0 THEN GOSUB 26
10 IF DELTA<0 THEN GOSUB 31
11 PRINT""
12 PRINT"V= "V" m/s                                X= "X" m"
13 PRINT"K= "K" N/m",,"VS= "VS" m/s"
14 T=0
15 PRINT"zeta= "C/7350",,"A= "A" m/s^2"
16 NEXT K
17 NEXT C
18 NEXT V
19 END
20 R1=(-C+DELTA^.5)/2/MA:R2=(-C-DELTA^.5)/2/MA
21 VR12=V/(R1-R2):T=LOG(R2/R1)/(R1-R2)
22 X=VR12*(EXP(R1*T)-EXP(R2*T)):T=1E+10
23 VS=VR12*(R1*EXP(R1*T)-R2*EXP(R2*T)):T=0
24 A=VR12*(R1^2*EXP(R1*T)-R2^2*EXP(R2*T))
25 RETURN
26 W=-C/2/MA:T=2*MA/C
27 X=V*T*EXP(W*T):T=1E+10
28 VS=V*EXP(W*T)*(1+W*T):T=0
29 A=V*C*EXP(W*T)*(C*T/4/MA-1)/MA
30 RETURN
31 P=(ABS((C/MA)^2-(4*K/MA)))^.5
32 L=2*V/P:M=C/2/MA:N=P/2:T=ATN(N/M)/N
33 X=L*EXP(-M*T)*SIN(N*T):T=2*3.141592653589793#/P
34 VS=L*EXP(-M*T)*(-M*SIN(N*T)+N*COS(N*T)):T=0
35 A=-2*L*M*N*EXP(-M*T)*((L*M^2-L*N^2)*SIN(N*T)/(-2*L*N*M)+COS(N*T))
36 RETURN

```

Variacao dos parametros do coeficiente de amortecimento ZETA, velocidade V e rigidez da mola K

V= 2 m/s	X= .4509171 m
K= 10000 N/m	VS= -1.306985 m/s
zeta= .1	A= -1.96 m/s ²
V= 2 m/s	X= .4110996 m
K= 12500 N/m	VS= -1.367975 m/s
zeta= .1	A= -1.96 m/s ²
V= 2 m/s	X= .380691 m
K= 15000 N/m	VS= -1.414599 m/s
zeta= .1	A= -1.96 m/s ²
V= 2 m/s	X= .3564362 m
K= 17500 N/m	VS= -1.451812 m/s
zeta= .1	A= -1.96 m/s ²
V= 2 m/s	X= .3364765 m
K= 20000 N/m	VS= -1.48245 m/s
zeta= .1	A= -1.96 m/s ²
V= 2 m/s	X= .3293657 m
K= 10000 N/m	VS= -.502335 m/s
zeta= .3	A= -5.88 m/s ²
V= 2 m/s	X= .3079987 m
K= 12500 N/m	VS= -.5948803 m/s
zeta= .3	A= -5.88 m/s ²
V= 2 m/s	X= .2908779 m
K= 15000 N/m	VS= -.6701476 m/s
zeta= .3	A= -5.88 m/s ²
V= 2 m/s	X= .2768974 m
K= 17500 N/m	VS= -.733079 m/s
zeta= .3	A= -5.88 m/s ²
V= 2 m/s	X= .2646648 m
K= 20000 N/m	VS= -.7868256 m/s
zeta= .3	A= -5.88 m/s ²
V= 2 m/s	X= .25722 m
K= 10000 N/m	VS= -.1165299 m/s
zeta= .5	A= -9.8 m/s ²
V= 2 m/s	X= .2443537 m
K= 12500 N/m	VS= -.1894151 m/s
zeta= .5	A= -9.8 m/s ²
V= 2 m/s	X= .233707 m
K= 15000 N/m	VS= -.2556053 m/s
zeta= .5	A= -9.8 m/s ²
V= 2 m/s	X= .224657 m
K= 17500 N/m	VS= -.31483 m/s
zeta= .5	A= -9.8 m/s ²

V= 2 m/s
K= 20000 N/m
zeta= .5

V= 2 m/s
K= 10000 N/m
zeta= .7

V= 2 m/s
K= 12500 N/m
zeta= .7

V= 2 m/s
K= 15000 N/m
zeta= .7

V= 2 m/s
K= 17500 N/m
zeta= .7

V= 2 m/s
K= 20000 N/m
zeta= .7

V= 2 m/s
K= 10000 N/m
zeta= .9

V= 2 m/s
K= 12500 N/m
zeta= .9

V= 2 m/s
K= 15000 N/m
zeta= .9

V= 2 m/s
K= 17500 N/m
zeta= .9

V= 2 m/s
K= 20000 N/m
zeta= .9

V= 2 m/s
K= 10000 N/m
zeta= 1.1

V= 2 m/s
K= 12500 N/m
zeta= 1.1

V= 2 m/s
K= 15000 N/m
zeta= 1.1

V= 2 m/s

X= .21681 m
VS= -.3678617 m/s
A= -9.800001 m/s²

X= .2099689 m
VS= -3.666644E-04 m/s
A= -13.72 m/s²

X= .2015806 m
VS= -1.539174E-02 m/s
A= -13.72 m/s²

X= .1944777 m
VS= -4.680109E-02 m/s
A= -13.72 m/s²

X= .1883247 m
VS= -8.416214E-02 m/s
A= -13.72 m/s²

X= .1829035 m
VS= -.1226682 m/s
A= -13.72 m/s²

X= .176847 m
VS= 0 m/s
A= -17.64 m/s²

X= .1710512 m
VS= 0 m/s
A= -17.64 m/s²

X= .1660582 m
VS= -1.591576E-08 m/s
A= -17.64 m/s²

X= .16167 m
VS= -1.772025E-03 m/s
A= -17.64 m/s²

X= .157756 m
VS= -1.152258E-02 m/s
A= -17.64 m/s²

X= .1524484 m
VS= 0 m/s
A= -21.56 m/s²

X= .1482627 m
VS= 0 m/s
A= -21.56 m/s²

X= .144608 m
VS= 0 m/s
A= -21.56 m/s²

X= .1413597 m

K= 17500 N/m

VS= 0 m/s

eta= 1.1
 V= 2 m/s
 K= 20000 N/m
 zeta= 1.1

 V= 2 m/s
 K= 10000 N/m
 zeta= 1.3

 V= 2 m/s
 K= 12500 N/m
 zeta= 1.3

 V= 2 m/s
 K= 15000 N/m
 zeta= 1.3

 V= 2 m/s
 K= 17500 N/m
 zeta= 1.3

 V= 2 m/s
 K= 20000 N/m
 zeta= 1.3

 V= 5 m/s
 K= 10000 N/m
 zeta= .1

 V= 5 m/s
 K= 12500 N/m
 zeta= .1

 V= 5 m/s
 K= 15000 N/m
 zeta= .1

 V= 5 m/s
 K= 17500 N/m
 zeta= .1

 V= 5 m/s
 K= 20000 N/m
 zeta= .1

 V= 5 m/s
 K= 10000 N/m
 zeta= .3

 V= 5 m/s
 K= 12500 N/m
 zeta= .3

 V= 5 m/s
 K= 15000 N/m
 zeta= .3

 V= 5 m/s
 K= 17500 N/m
 zeta= .3

 V= 5 m/s

A= -21.56 m/s²
 X= .1384339 m
 VS= 0 m/s
 A= -21.56 m/s²

 X= .1337841 m
 VS= 0 m/s
 A= -25.48 m/s²

 X= .1306541 m
 VS= 0 m/s
 A= -25.48 m/s²

 X= .1278918 m
 VS= 0 m/s
 A= -25.48 m/s²

 X= .1254141 m
 VS= 0 m/s
 A= -25.48 m/s²

 X= .1231647 m
 VS= 0 m/s
 A= -25.48 m/s²

 X= 1.127293 m
 VS= -3.267462 m/s
 A= -4.9 m/s²

 X= 1.027749 m
 VS= -3.419938 m/s
 A= -4.9 m/s²

 X= .9517275 m
 VS= -3.536498 m/s
 A= -4.9 m/s²

 X= .8910905 m
 VS= -3.629531 m/s
 A= -4.9 m/s²

 X= .8411911 m
 VS= -3.706126 m/s
 A= -4.9 m/s²

 X= .8234141 m
 VS= -1.255838 m/s
 A= -14.7 m/s²

 X= .7699966 m
 VS= -1.487201 m/s
 A= -14.7 m/s²

 X= .7271947 m
 VS= -1.675369 m/s
 A= -14.7 m/s²

 X= .6917436 m
 VS= -1.832698 m/s
 A= -14.7 m/s²

 X= .661662 m

= 20000 N/m
zeta= .3

V= 5 m/s
K= 10000 N/m
zeta= .5

V= 5 m/s
K= 12500 N/m
zeta= .5

V= 5 m/s
K= 15000 N/m
zeta= .5

V= 5 m/s
K= 17500 N/m
zeta= .5

V= 5 m/s
K= 20000 N/m
zeta= .5

V= 5 m/s
K= 10000 N/m
zeta= .7

V= 5 m/s
K= 12500 N/m
zeta= .7

V= 5 m/s
K= 15000 N/m
zeta= .7

V= 5 m/s
K= 17500 N/m
zeta= .7

V= 5 m/s
K= 20000 N/m
zeta= .7

V= 5 m/s
K= 10000 N/m
zeta= .9

V= 5 m/s
K= 12500 N/m
zeta= .9

V= 5 m/s
K= 15000 N/m
zeta= .9

V= 5 m/s
K= 17500 N/m
zeta= .9

V= 5 m/s
K= 20000 N/m
zeta= .9

V= 5 m/s

VS= -1.967064 m/s
A= -14.7 m/s²

X= .6430498 m
VS= -.2913248 m/s
A= -24.5 m/s²

X= .6108841 m
VS= -.4735378 m/s
A= -24.5 m/s²

X= .5842676 m
VS= -.6390133 m/s
A= -24.5 m/s²

X= .5616425 m
VS= -.7870749 m/s
A= -24.5 m/s²

X= .542025 m
VS= -.9196541 m/s
A= -24.5 m/s²

X= .5249222 m
VS= -9.166609E-04 m/s
A= -34.3 m/s²

X= .5039515 m
VS= -3.847936E-02 m/s
A= -34.3 m/s²

X= .4861943 m
VS= -.1170027 m/s
A= -34.3 m/s²

X= .4708116 m
VS= -.2104054 m/s
A= -34.3 m/s²

X= .4572588 m
VS= -.3066706 m/s
A= -34.3 m/s²

X= .4421175 m
VS= 0 m/s
A= -44.1 m/s²

X= .4276281 m
VS= 0 m/s
A= -44.1 m/s²

X= .4151454 m
VS= -3.978939E-08 m/s
A= -44.1 m/s²

X= .4041751 m
VS= -4.430064E-03 m/s
A= -44.1 m/s²

X= .39439 m
VS= -2.880645E-02 m/s
A= -44.1 m/s²

X= .3811209 m

= 10000 N/m
zeta= 1.1

V= 5 m/s
K= 12500 N/m
zeta= 1.1

V= 5 m/s
K= 15000 N/m
zeta= 1.1

V= 5 m/s
K= 17500 N/m
zeta= 1.1

V= 5 m/s
K= 20000 N/m
zeta= 1.1

V= 5 m/s
K= 10000 N/m
zeta= 1.3

V= 5 m/s
K= 12500 N/m
zeta= 1.3

V= 5 m/s
K= 15000 N/m
zeta= 1.3

V= 5 m/s
K= 17500 N/m
zeta= 1.3

V= 5 m/s
K= 20000 N/m
zeta= 1.3

VS= 0 m/s
A= -53.9 m/s²

X= .3706568 m
VS= 0 m/s
A= -53.9 m/s²

X= .3615201 m
VS= 0 m/s
A= -53.9 m/s²

X= .3533992 m
VS= 0 m/s
A= -53.9 m/s²

X= .3460847 m
VS= 0 m/s
A= -53.9 m/s²

X= .3344602 m
VS= 0 m/s
A= -63.7 m/s²

X= .3266353 m
VS= 0 m/s
A= -63.7 m/s²

X= .3197295 m
VS= 0 m/s
A= -63.7 m/s²

X= .3135353 m
VS= 0 m/s
A= -63.7 m/s²

X= .3079117 m
VS= 0 m/s
A= -63.7 m/s²

```

1 LPRINT""
2 LPRINT"energia absorvida pelo amortecedor funcao de V e parametros constan
3 FOR V=5 TO 30 STEP 5
4 MA=750:C=7350:K=18000:H=.00002:EA=0
5 FOR T=0 TO 1 STEP H
6 W=-C/2/MA:X1=V*(T+H)*EXP(W*(T+H))
7 X=V*T*EXP(W*T)
8 A2=V*C*EXP(W*(T+H))*(C*(T+H)/4/MA-1)/MA
9 A=V*C*EXP(W*T)*(C*T/4/MA-1)/MA
10 A1=(A+A2)/2:E=MA*A1*(X1-X)
11 EA=EA+E
12 IF X>.15 THEN 14
13 NEXT T
14 LPRINT""
15 LPRINT"E= "ABS(EA)" J"
16 LPRINT"Energia absorvida = "ABS(EA*100/(MA*V^2/2))" % a V= "V" m/s = "V
    km/h"
17 T=0
18 A=V*C*EXP(W*T)*(C*T/4/MA-1)/MA
19 LPRINT"Aceleracao maxima = "ABS(A)" m/s^2 = "ABS(A/9.8)" g"
20 NEXT V
21 END

```

energia absorvida pelo amortecedor funcao de V e parametros constantes

E= 4884.857 J

Energia absorvida = 52.10514 % a V= 5 m/s = 18 km/h
 Aceleracao maxima = 49 m/s^2 = 5 g

E= 10427.24 J

Energia absorvida = 27.80596 % a V= 10 m/s = 36 km/h
 Aceleracao maxima = 98 m/s^2 = 10 g

E= 15964.88 J

Energia absorvida = 18.92134 % a V= 15 m/s = 54 km/h
 Aceleracao maxima = 147 m/s^2 = 15 g

E= 21509.38 J

Energia absorvida = 14.33958 % a V= 20 m/s = 72 km/h
 Aceleracao maxima = 196 m/s^2 = 20 g

E= 27096.78 J

Energia absorvida = 11.58129 % a V= 25 m/s = 90 km/h
 Aceleracao maxima = 245 m/s^2 = 25 g

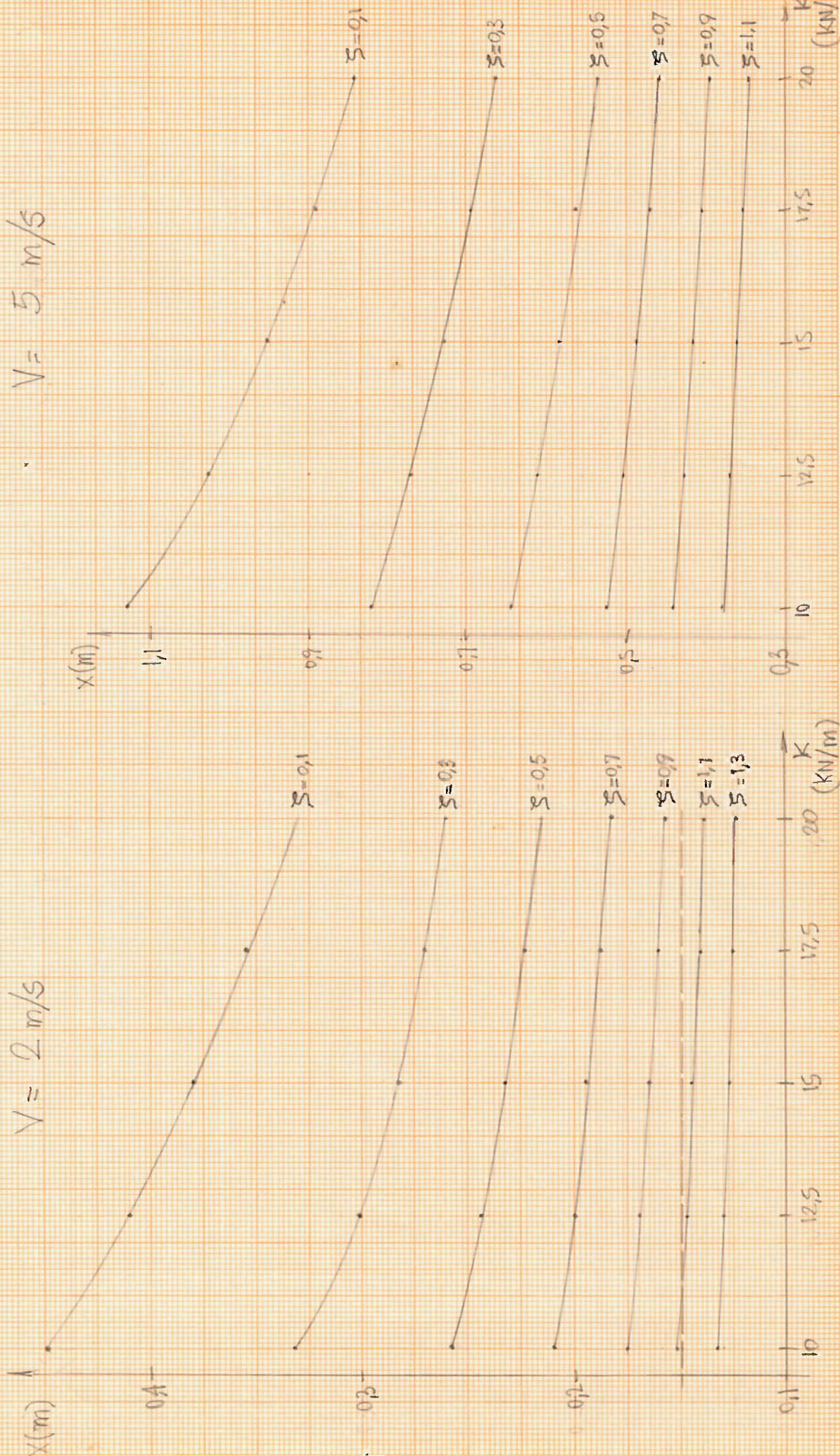
E= 32662.38 J

Energia absorvida = 9.677742 % a V= 30 m/s = 108 km/h
 Aceleracao maxima = 294 m/s^2 = 30 g

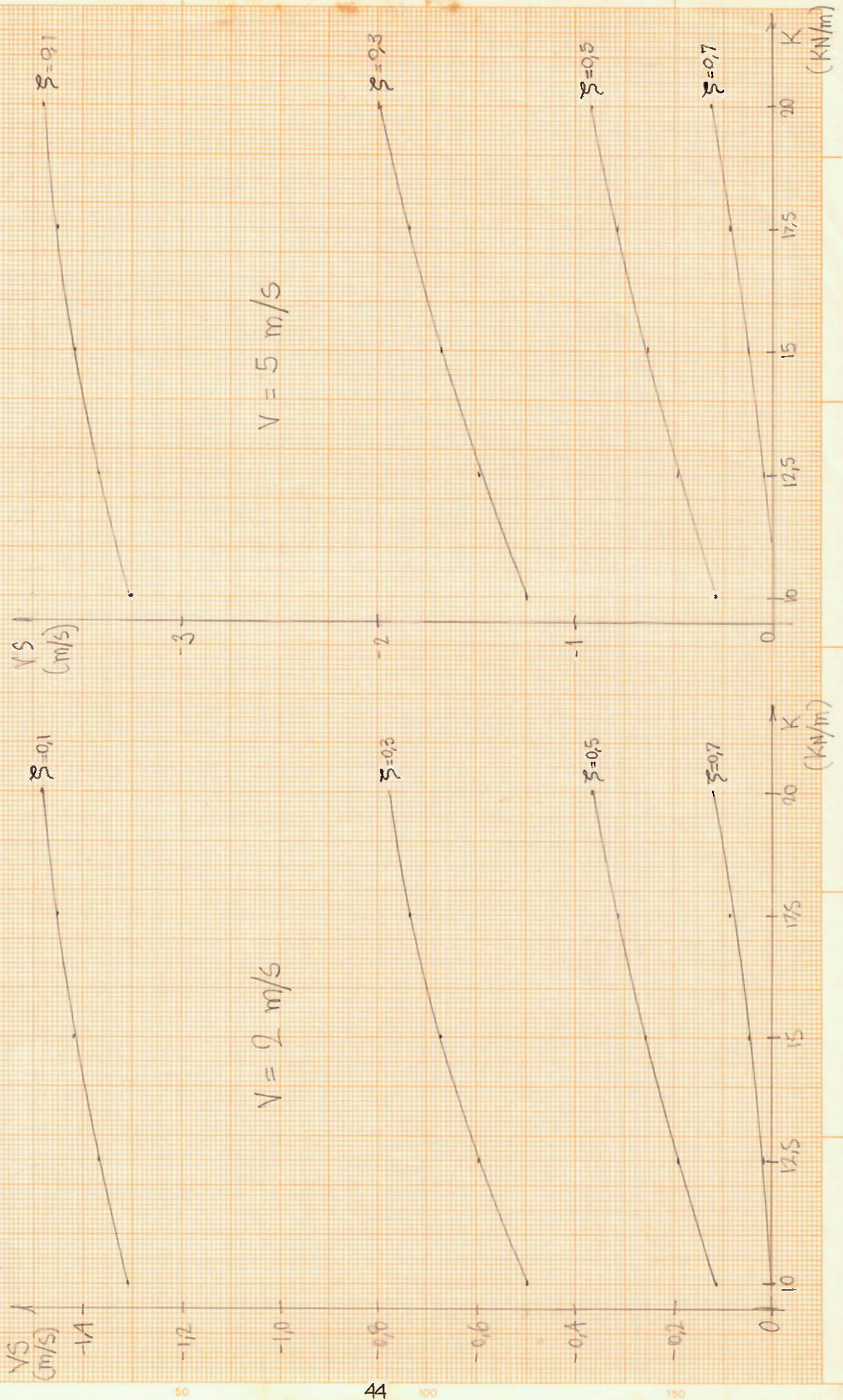
1. Grafico de deslocamento X em funcao da rigidez da mola K

$$V = 2 \text{ m/s}$$

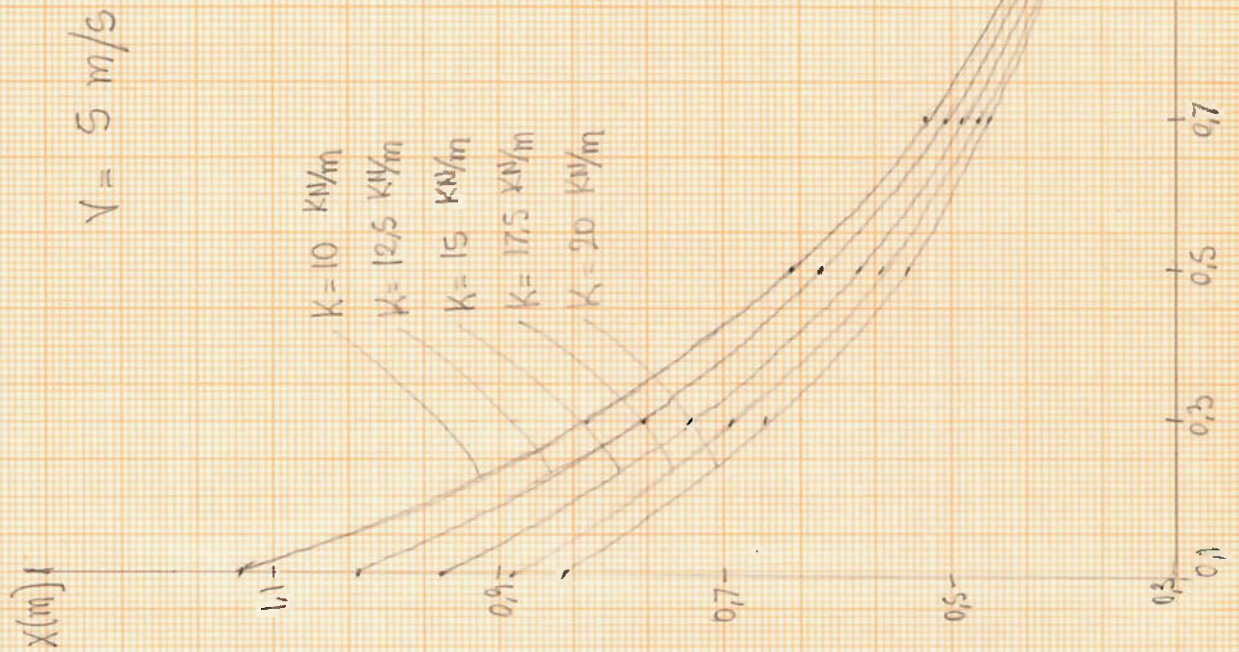
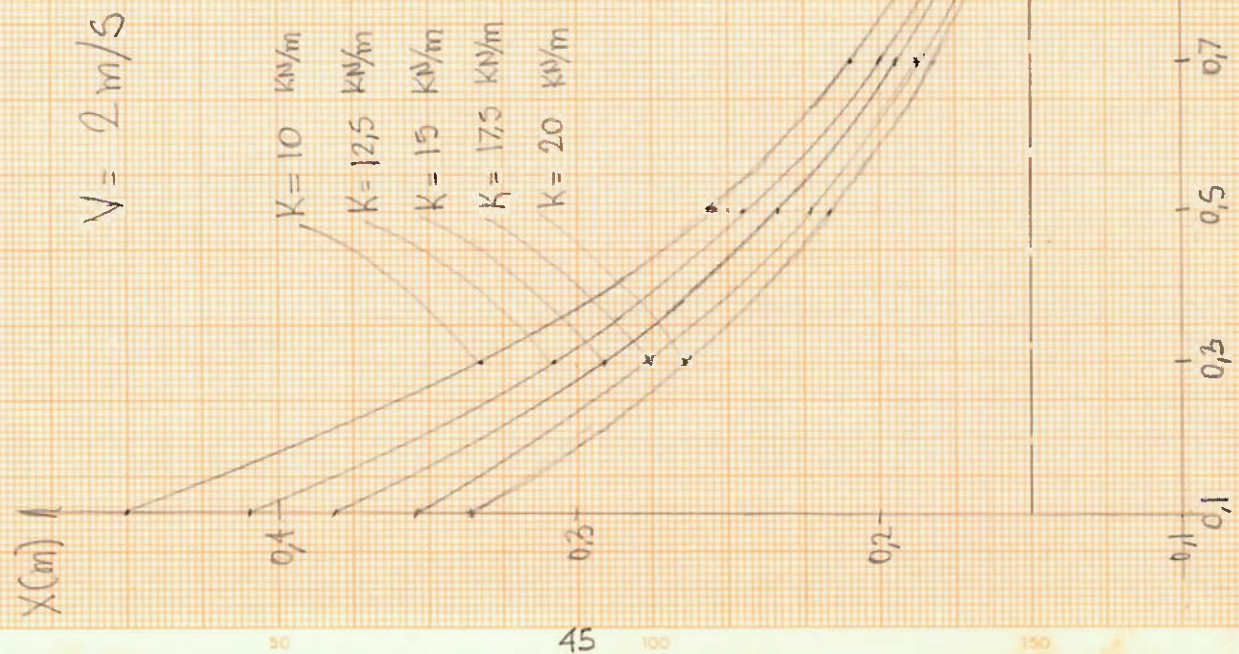
$$V = 5 \text{ m/s}$$



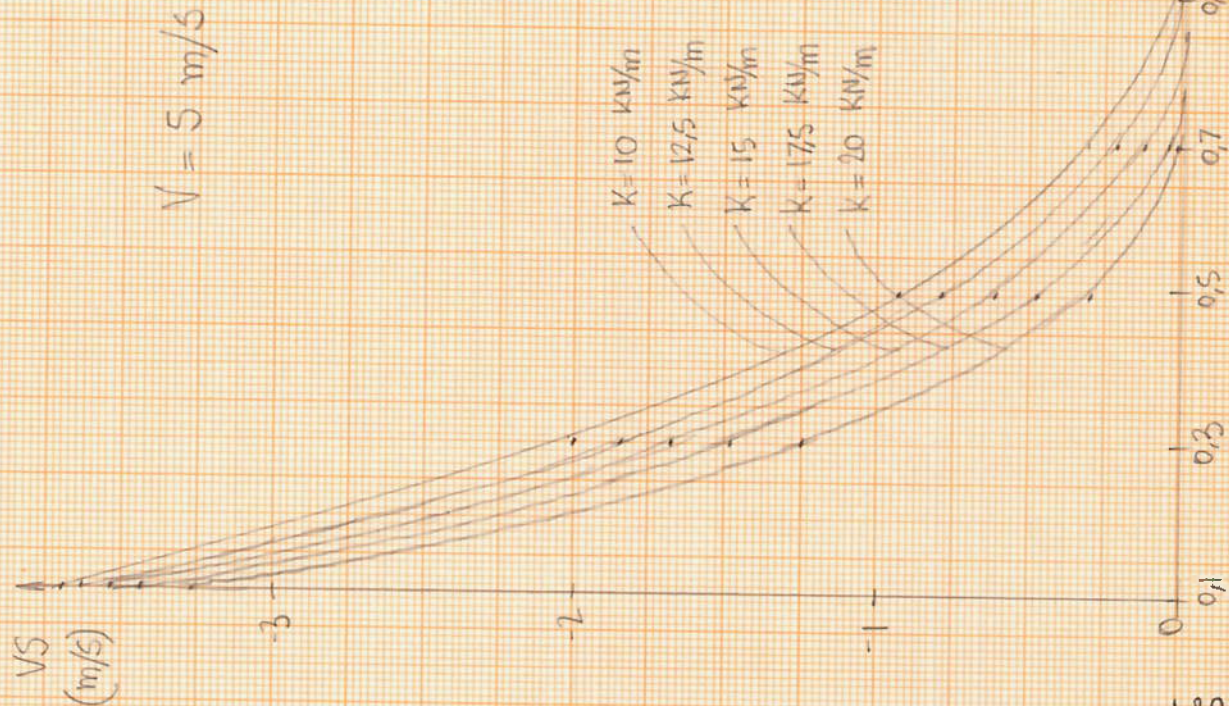
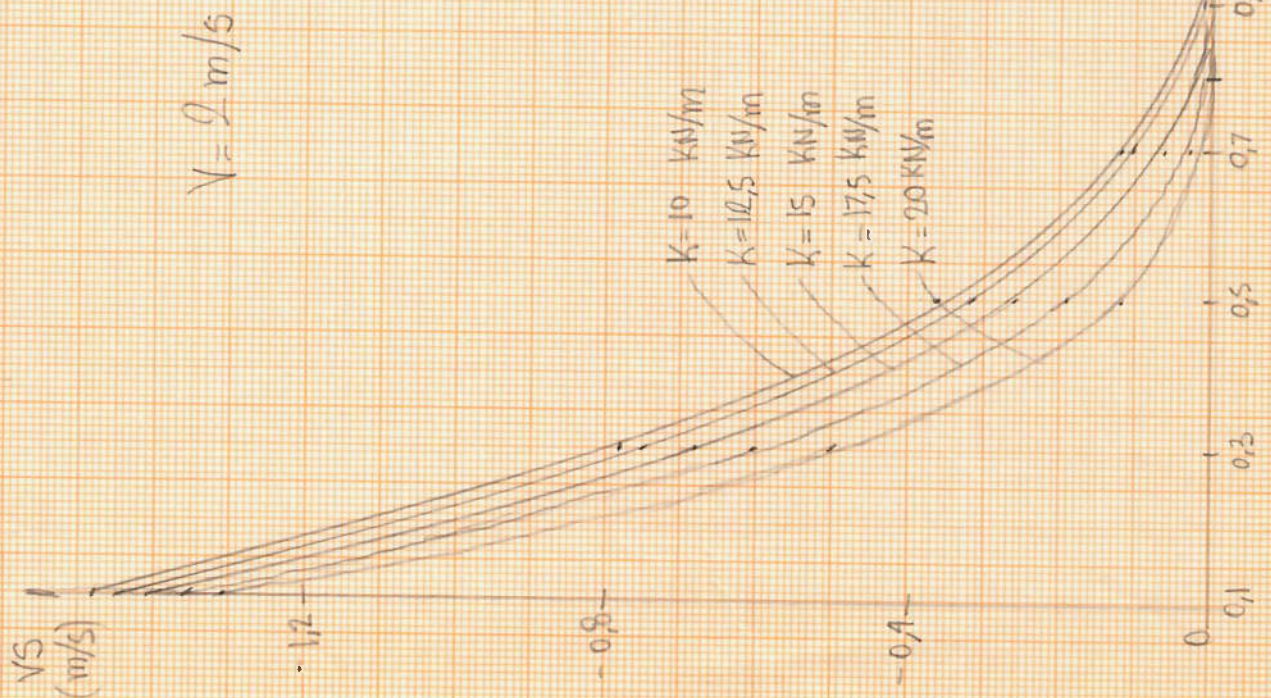
2. Gráfico de velocidade de retorno VS em função da rigidez da mola K

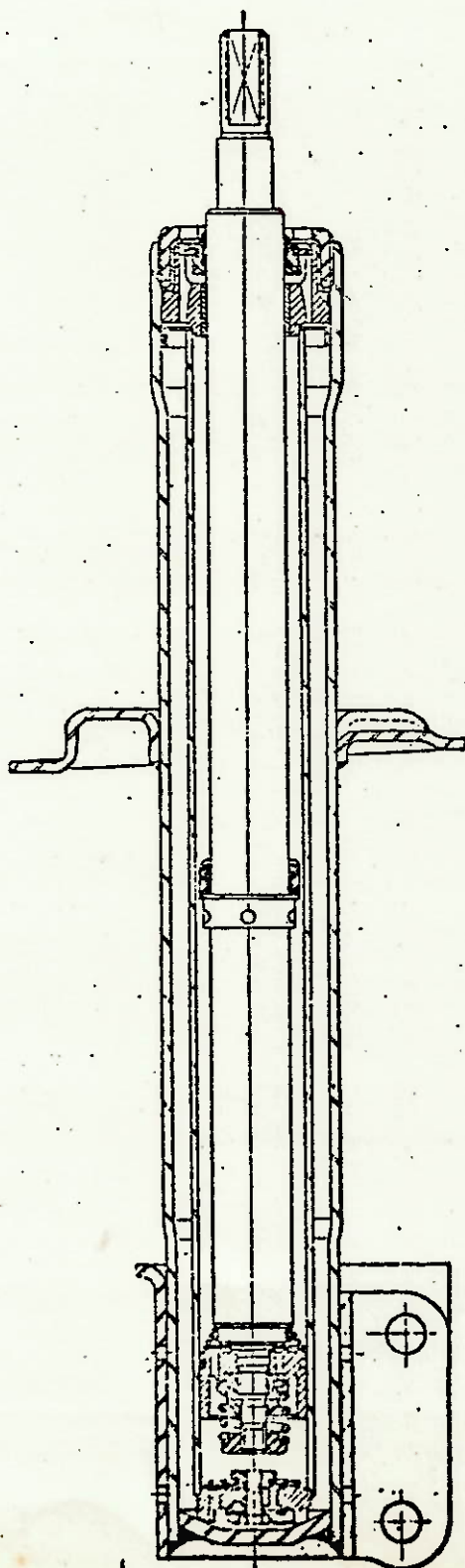


3. Gráfico de deslocamento X em função de zeta (grau de amortecimento)



4. Grafico de velocidade de retorno VS em funcao de zeta (grau de amortecimento)



SÉRIE MP-27

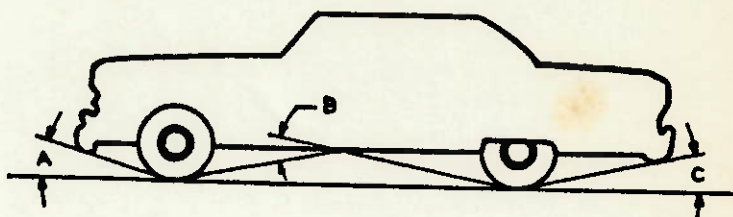
APPROACH, DEPARTURE, AND RAMP BREAKOVER ANGLES—PASSENGER CAR AND LIGHT DUTY TRUCKS—SAE J689

SAE Standard

of Bumper Height Technical Committee approved March 1960

Under full rated load, the minimum approach, departure, and ramp break-over angles as indicated on the illustration shall be as follows for passenger station wagons, and half ton trucks:

A—Approach Angle	16 deg
B—Ramp Breakover Angle	10 deg
C—Departure Angle	10 deg



PER JACK REQUIREMENTS—FOR VEHICLES—SAE J979

SAE Recommended Practice

Passenger Car Bumper Committee approved January 1967.

1.—The following requirements and test information can be used to reasonable quality and uniformity for bumper jacks.

2.—In this specification, a fully loaded vehicle includes curb weight, optional equipment, weight at 150 lb each for specified number of passengers, and a load in the trunk. Vehicles with a gvwr rating will be loaded to the maximum specified gvwr.

3.—The jack saddle or hook shall have a minimum of 2 in. vertical travel contacting the bumper when the tire to be lifted is completely flat. The test lift the vehicle so that an inflated tire is 2 in. above the pavement. This test shall be repeated once for each jack location.

4.—With the tire 2 in. off the road surface, the jack assembly shall withstand a force applied in any direction to the jack at a point 30 in. above the face. This test shall be performed without the use of blocks or brakes with the transmission in neutral. Test is to be repeated at each jack location.

5.—The jack assembly must raise and lower the loaded vehicle 25 times without failure from a flat tire position to a raised tire position of at least 2 in. above the road surface and an inflated tire. The jack location

having the heaviest jack load is used for this test. Operating effort at start, 5th, 10th, 15th, 20th, and 25th cycle of durability test must not exceed 120 lb using the handle provided with the jack.

Requirements—

1. The jacking mechanism must be of a design that will not ratchet in the down direction without manual assistance when supporting the vehicle.

2. The jack column must have positive stops at the top to prevent the mechanism from overriding the column. The column should also be provided with a stop at the bottom to prevent the mechanism from coming off and being inserted backwards.

3. The jack assembly must support for 10 minutes a static load equal to two times the heaviest jack load with the jack mechanism 24 in. above the base. Column deflection must not exceed 0.10 in. in 12.0 in. of chord length while supporting this load.

4. When the jack and base assembly are located at the jack location having the heaviest load, they must be capable of one forward and one sideways push-off with the raised wheel 2 in. above the ground and still meet the above requirements.

PER JACKING TEST PROCEDURE—FOR VEHICLES—SAE J978

SAE Recommended Practice

Passenger Car Bumper Committee approved January 1967.

1.—Bumpers and bumper mountings used as supporting members when a vehicle is lifted with a jack should meet minimum requirements using the test procedure.

2.—In this specification, a fully loaded vehicle includes curb weight, optional equipment, weight at 150 lb each for specified number of passengers, and a load in the trunk. Vehicles with a gross vehicle weight rating will be loaded to the maximum specified gross vehicle weight.

3.—Prepare the vehicle so that it conforms to the fully loaded requirements of the available standard or optional tire.

4.—Ensure that all bumper attaching bolts are tightened to the correct torque requirements.

5. Place the jack so that it is supporting the bumper nearest the corner being lifted and at the vehicle manufacturer's recommended structural location.

6. Lift each corner of the vehicle with the recommended jack until the tire being raised is 2.0 in. clear of the road surface.

Bumper Requirements—

1. The bumper and its mounting shall be of sufficient strength to withstand the load established by the weight of the fully loaded vehicle at the jacking point without noticeable permanent set.

2. The bumper shall not deflect sufficiently to cause visible damage to any lamp assembly, chassis component, or sheet metal structure.

BUMPER EVALUATION TEST PROCEDURE— PASSENGER CARS—SAE J980a

SAE Recommended Practice

Report of Bumper Committee approved February 1968 and last revised by Bumper Committee and Automotive Safety Committee July 1971.

1. Purpose and Scope—This SAE Recommended Practice is to establish uniform impact test procedures for passenger vehicle bumpers by use of a pendulum as the impacting object. Other methods of impacting, or the use of other impacting objects, are acceptable.

2. Definitions

2.1 Passenger Vehicle Bumper—A system, the primary function of which is to provide protection against damage affecting the performance of front and rear external lamps and other components during low-speed impacts, as in vehicle parking maneuvers.

2.2 Pendulum—A weight of 4000 ± 100 lb which can be swung against vehicle bumpers on an arc with a 132 in. minimum radius.

2.3 Impact Surface—A flat, solid hardwood vertical surface 24 in. wide, minimum 2 in. thick, and minimum 18 in. high. The center of the impact surface should be at the approximate c.g. of the pendulum weight and 90 deg to the direction of travel.

2.4 Bumper Contact Point—The point of the vehicle bumper, either front or rear, which first contacts the pendulum impact surface when this surface is positioned vertically.

2.5 Bumper Corner—The point on the bumper established by a vertical line which is tangent to the bumper and at an angle of 60 deg to the vehicle centerline.

2.6 Curb Weight—The vehicle weight in the drive-away condition, filled to at least 90% capacity by weight with fuel (nonflammable liquid may be substituted), lubricants, and coolants, and with all standard equipment but without luggage or passengers.

2.7 Test Vehicle—A complete vehicle of prototype or production configuration, or an equivalent simulated vehicle.

3. Test Equipment

3.1 Pendulum weighing 4000 ± 100 lb mounted in an area sufficiently large so that it can be swung against passenger vehicle bumpers mounted on the test vehicle. The radius of pendulum arc from pivot to bumper contact point should be 132 in. minimum. The shaft should be adjustable so that the weight is approximately centered on the bumper contact point. The pendulum weight will be equipped with an impact surface. See Fig. 1.

3.2 Angleometer for measuring the swing angle of the pendulum.

3.3 A suitable pull-back and release mechanism arranged so there is no play in the swing of the pendulum.

3.4 Headlamp aiming device per SAE J599.

4. Test Procedure

4.1 The test vehicle shall be weighted to the curb weight of the heaviest model of a particular style and be equipped with production options weighing 100 lb or more or their equivalent weight. A one-passenger load of 150 lb should be added in driver position.

4.2 Check all lamps for function and set the headlamps to the mean aiming position per SAE J599. Turn off all lamps.

4.3 Adjust bumper to nominal design clearance to adjacent components.

4.4 Torque all bumper attachments to the low limit of specifications.

4.5 Position the test vehicle with the freely hanging pendulum touching the bumper contact point. Release the test vehicle brakes and place the

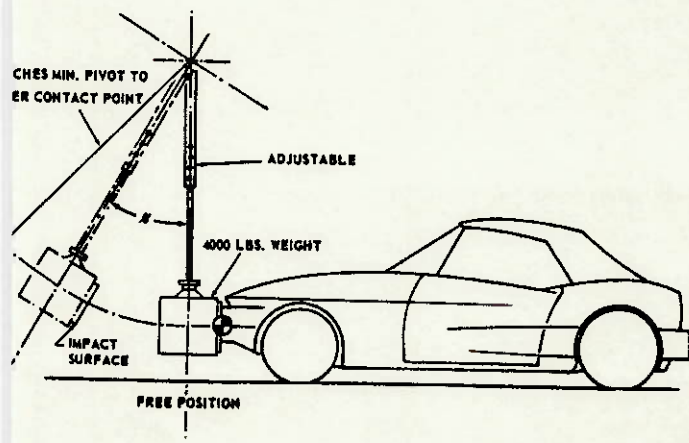


FIG. 1—BUMPER IMPACT TEST PENDULUM, SIDE VIEW, CENTERLINE HIT

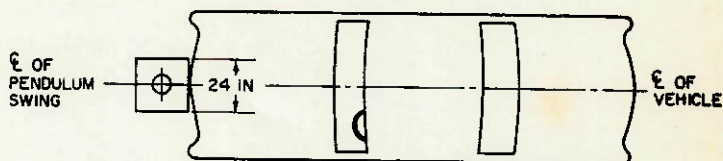


FIG. 2A—BUMPER IMPACT TEST PENDULUM, PLAN VIEW, CENTERLINE HIT

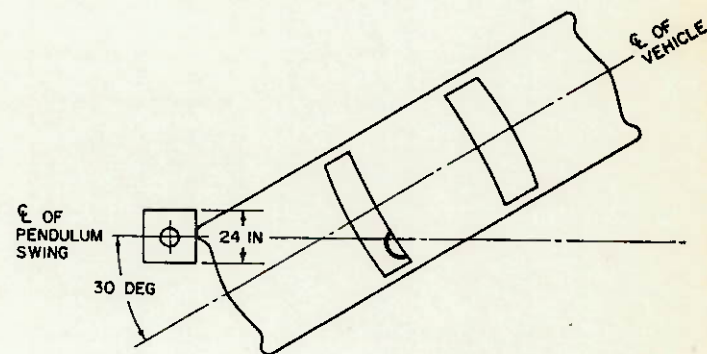


FIG. 2B—BUMPER IMPACT TEST PENDULUM, PLAN VIEW, 30 DEG ANGLE HIT

transmission in neutral. (Some means should be used to prevent excessive vehicle movement.) Adjust the height of the pendulum and the position of the test vehicle so that the bumper contact point is at the approximate c.g. of the weight. The distance to the pendulum pivot point should be 132 in. minimum.

4.6 The test vehicle should be placed so that the front and rear bumpers can each be struck in the longitudinal direction at the centerline of the test vehicle and the bumper corner can each be struck at one of the outer 30 deg positions. See Figs. 2A and 2B.

4.7 Swing the pendulum away from the bumper to a position that will produce the desired impact test speed on the bumper. The impact test speed can be related to the angle of the pendulum swing with the following formula:

$$\Theta = \text{Cosine}^{-1} \left(1 - 0.40082 \frac{V^2}{L} \right)$$

where: V = test speed, mph

L = pendulum length (pivot point to bumper contact point), in.

Θ = angle of pendulum before release, deg (see Fig. 1)

4.8 Inspect headlamps aim per SAE J599. Check all lamps for function.

APPENDIX

To relate the pendulum test to car to car contact, the following formula and method is used:

where: V_2 = pendulum impact speed

ΔV = relative striking velocity of pendulum

M_1 = mass of pendulum, lb

M_2 = mass of vehicle, lb

R = mass ratio M_1/M_2

$$\Delta V = \sqrt{\frac{1+R}{R}} \cdot V_2$$

where: ΔV = relative striking velocity of two vehicles to achieve the same degree of crush as single vehicle impact into a wall

Thus, for equal masses ($M_1 = M_2$), R is 1.0 and $\Delta V = \sqrt{2} \cdot V_2$ or $(1.4) \cdot V_2$.

The crush from a pendulum test speed of (1.4) mph would be the crush expected from a (1.0) mph fixed barrier test for equal mass vehicle and pendulum.

NOTE: A new ΔV factor must be calculated when the masses are not equal. For example:

For $M_1 = 4000$, $M_2 = 3000$; $\Delta V = 1.32$

For $M_1 = 4000$, $M_2 = 5000$; $\Delta V = 1.50$

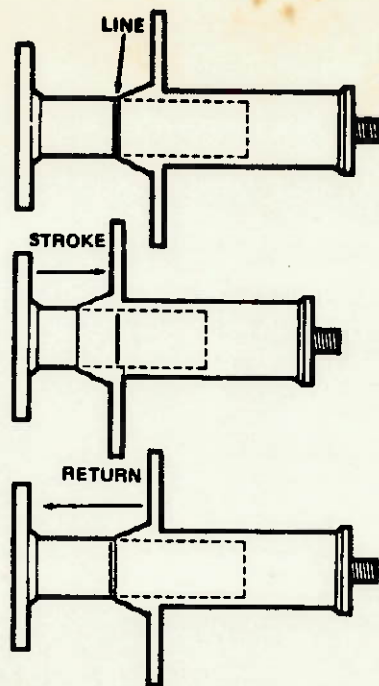


FIG. 12

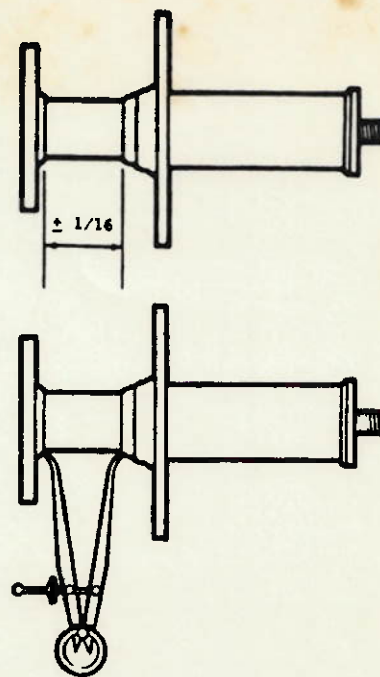


FIG. 13

SECTION OF ENERGY ABSORBING BUMPER MOUNTS—SAE J1571 MAY87

SAE Recommended Practice

of the Maintenance Division approved May 1987.

Purpose—Since 1973, regulations established by the National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA) have required automobile manufacturers to equip all passenger cars with 2.5-5 mph energy absorbing bumper systems. The purpose of this SAE Recommended Practice is to provide guidelines which will help to determine the nature and extent of damage a hydraulic or mechanical energy absorber has received, after the bumper system has been involved in a collision. It is also to suggest appropriate repair procedures for energy absorbers that have sustained damage and are repairable.

Introduction—Manufacturers have taken various approaches to provide sufficient energy absorption in the bumper systems to comply with NHTSA regulations. One approach is the use of energy absorbing bumper mounts which utilize various methods to absorb the impact energy. There are Hydraulic, Gas and Hydraulic, Pressurized Gel, Spring loaded and Mechanical Energy Absorbers.

In the past it was thought that once a hydraulic absorber has been

stroked, it should be discarded and replaced with a new one. This is not always true. Most energy absorbers which contain a fluid, gas, gel or a spring, are designed to return to the original position upon being stroked and can be stroked several times, as long as the stroke is not long enough to permanently damage the absorber. If it has been stroked, slight scoring lines may be visible on the piston. (See Fig. 1.)

Energy absorbers which utilize a mechanical energy absorption principle cannot return after being impacted. This type must be discarded and then replaced with a new unit (See Fig. 2.) See paragraph 5.5 for flange damage analysis.

3. Definitions

3.1 Hydraulic Energy Absorber—Some hydraulic energy absorbers differ from standard suspension shock absorbers by their use of pressurized nitrogen gas. When the absorber is impacted, the gas is compressed and acts as a return spring. A variation of this system utilizes a gel instead of a hydraulic fluid. (See Fig. 3.)

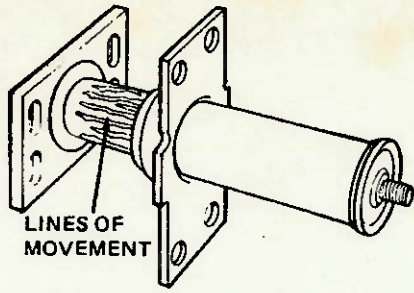
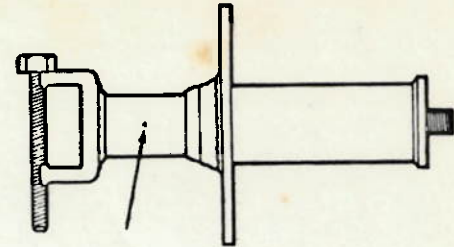


FIG. 1



to depressurize cylinder
drill 1/8" hole in piston

FIG. 5

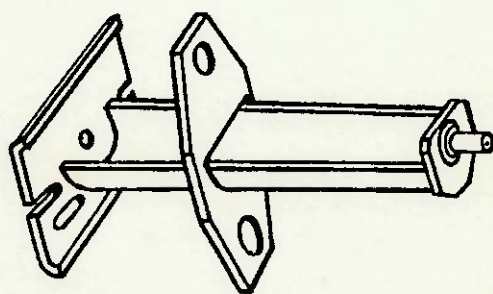


FIG. 2

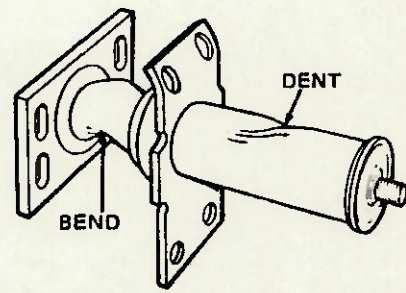


FIG. 6

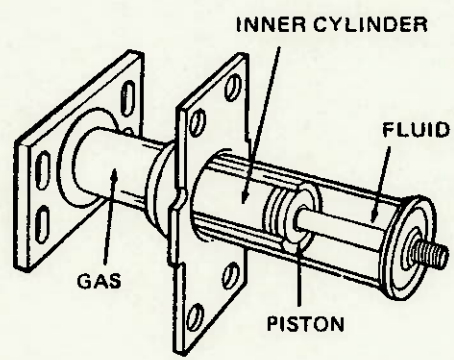


FIG. 3

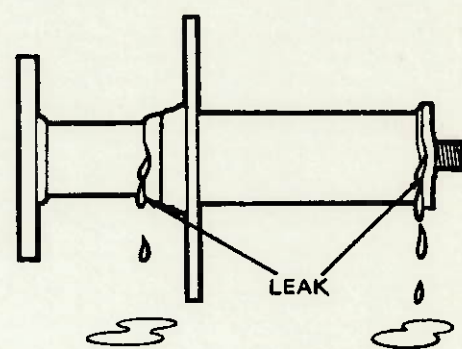


FIG. 7

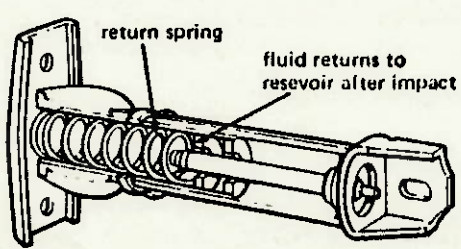


FIG. 4

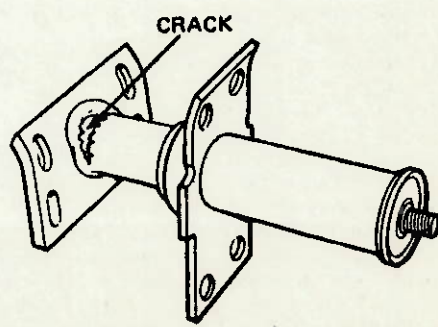


FIG. 8

3.2 Spring Loaded Energy Absorber—This is a variation of the hydraulic system, except that a mechanical spring is used to return the absorber to its original position after the absorber has been impacted. (See Fig. 4.)

3.3 Mechanical Energy Absorber—This system does not stroke after impact, but utilizes the material's strength and shape to absorb the reduced amount of energy. The absorber itself gets crushed, therefore, absorbing energy through its designed shape. (See Fig. 2.)

Precautions and Preparation

4.1 Safety Precautions—Safety glasses/goggles and protective clothing should be worn during any automotive repair.

WARNING—Heat **MUST NOT** be applied to any type of (gas, fluid or energy absorbers. Doing so may cause the nitrogen gas and/or hydraulic fluid (or gel) contained inside a sealed cylinder to explode, resulting in serious personal injury. Before disposing of damaged energy absorbers, it is recommended that a $\frac{1}{8}$ in (3 mm) hole be drilled into the unit to relieve the internal pressure. (See Fig. 5.)

It is **NOT** recommended to use an energy absorber as a pulling fixture to complete repairs to the chassis. If a modified energy absorber is to be used as a repair fixture, drill a $\frac{1}{8}$ in (3 mm) diameter hole in the unit to relieve gas and/or hydraulic pressure and then weld it together as a single unit. This will make an acceptable attachment for chassis work. (See Fig. 5.) **CAUTION: BE SURE TO RELIEVE THE GAS and/or HYDRAULIC LOAD PRESSURE BEFORE WELDING.**

External Damage Analysis—The following pointers will help technicians determine the extent and nature of damage to an energy absorber.

5.1 Check for damage to the piston and/or cylinder. If damaged, release the gas and/or hydraulic pressure in the cylinder (as per paragraph 4.1 "Safety Precautions"), then discard the unit. (See Fig. 6.)

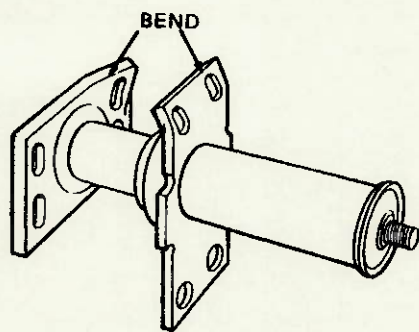


FIG. 9

MOUNTING BRACKET

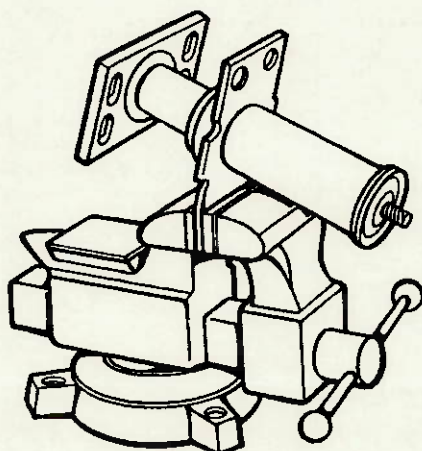


FIG. 10

5.2 Check for fluid leakage. If leakage is evident, discharge the gas and/or hydraulic pressure and properly discard. (Caution: If the vehicle you are working on has been undercoated, inspect it closely. The undercoating may give the energy absorber a false appearance of leaking.) (See Fig. 7.)

5.3 Carefully inspect all welds on the energy absorber. If any of the welds or metal surfaces adjacent to the welds are cracked, the unit must be properly discarded. (See Fig. 8.)

5.4 Check the mounting brackets for damage. If minor damage exists and is limited to the brackets, it can be repaired. Minor bracket damage can be straightened, providing they are not pulled away from the piston or cylinder. It is recommended that the repair be completed without the use of heat or welding. (See Fig. 9.)

5.5 Mechanical energy absorbers should be inspected carefully. When possible, compare the one in question to a new unit. If there is any sign of metal deformation or fatigue, discard the damaged unit (as per paragraph 4.1) and replace it with a new unit.

6. Internal Damage Analysis

6.1 If a compressed energy absorber is determined to be free of damage, it can then be reinstalled on the vehicle, provided the following additional check is completed. Some hydraulic energy absorbers are designed with a two-stage (low and high speed stage) energy absorption capability. Above either 2.5 or 5 mph (depending on year and model of vehicle), an orifice plug will blow out and allow the energy absorber to be functional above the rated speed. Shake the unit and if you hear the orifice plug rattling around inside the cylinder, the energy absorber must be discarded and replaced with a new unit.

6.2 After an energy absorber (which is designed to return upon being stroked) is determined to be undamaged, it should be checked for proper return. By stroking the piston $\frac{3}{8}$ in (10 mm) and then releasing it, the piston should return immediately to a fully extended position. (See Fig. 12.)

A pair of recoverable energy absorbers may vary as much as $\pm \frac{1}{16}$ in (3 mm) in length, when a measurement is taken between the mounting plates of the two absorbers. (See Fig. 13.) These measurements should be taken as close to the piston as possible. Use these comparative measurements to check the energy absorber in question, against one that is not damaged. For example, if an undamaged absorber measures 4 in (102 mm), the absorber which has been stroked should measure within $\pm \frac{1}{16}$ in (3 mm) of the undamaged absorber. It is important to note that a $\pm \frac{1}{16}$ in (3 mm) variance is common among new/undamaged energy absorbers as well.

7. Repair Procedure—Once it is determined that the energy absorbing unit is repairable, there are two methods to repair minor damage to the energy absorbers mounting brackets.

7.1 When the energy absorber mount bracket is bent, most repairs can be made in a large bench vise. (See Fig. 10.)

7.2 When the bumper mounting plate is bent, the use of a hydraulic H-frame press can complete most repairs to these components. (See Fig. 11.)

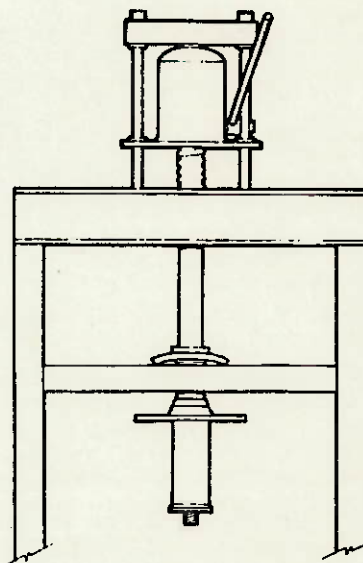


FIG. 11

Delco Products hydraulic impact-management systems are engineered to absorb the energy of low-speed (5 MPH) collisions, so the rest of the car won't.

We've had an impact on bumper system design since 1973, and we would like to use our experience to help make your job a little easier.

Our systems, utilizing velocity-sensitive hydraulic energy absorbers, can absorb minor impacts and then return immediately to their original position, ready to go to work again if the need arises. Always effective in -40°F Minnesota winters or 120°F Texas summers.

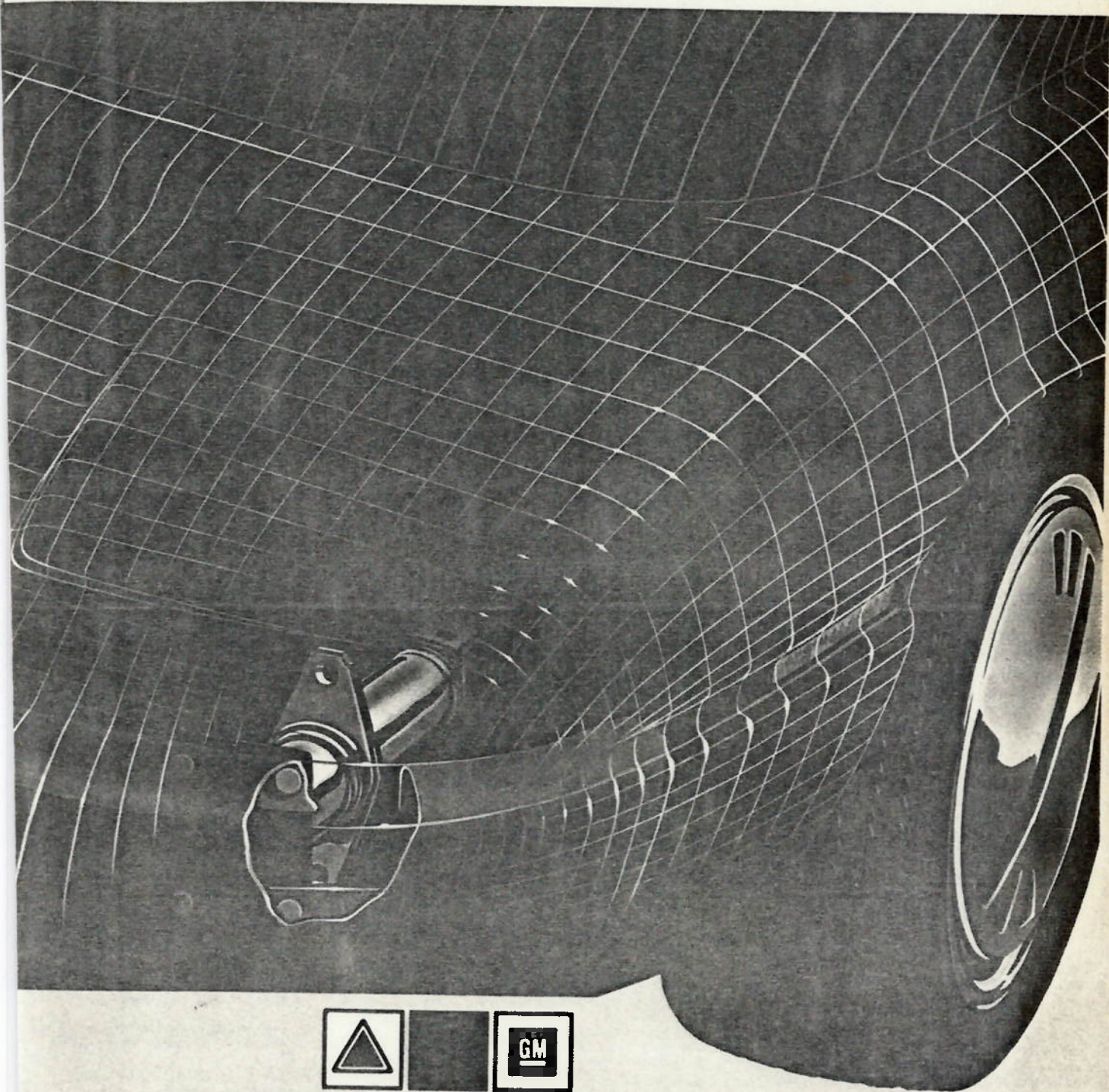
The high-efficiency hydraulic design allows energy absorption in a short displacement under these conditions,

giving you the greatest degree of flexibility in vehicle engineering and design.

We also have special design options available for improvement in vehicle structure protection. The impact-management system can increase vehicle structural rigidity, dampen idle engine vibration and provide additional energy absorption for 30/35 MPH barrier tests.

In addition to energy absorbers, we also provide high-luster chrome-plated bumpers or high-strength impact beams for use behind facias.

So for innovative design on your end, remember innovation on ours: Delco Products impact-management systems. They'll help your car bodies absorb the punches.



Delco Products

Division of General Motors Dayton, Ohio 45401

A dynamic leader in systems solutions...worldwide.