

MARCELO LUIZ EUGÊNIO

**CONTRIBUIÇÃO AO DESENVOLVIMENTO DE UMA BUCHA
ELASTOMÉRICA PARA A BANDEJA INFERIOR DE UM VEÍCULO
COMPACTO**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado a Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo para
obtenção do Título de Mestre junto
ao Mestrado Profissional em
Engenharia Automotiva.

São Paulo

2006

MARCELO LUIZ EUGÊNIO

**CONTRIBUIÇÃO AO DESENVOLVIMENTO DE UMA BUCHA
ELASTOMÉRICA PARA A BANDEJA INFERIOR DE UM VEÍCULO
COMPACTO**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado a Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo para
obtenção do Título de Mestre junto
ao Mestrado Profissional em
Engenharia Automotiva.

Área de Concentração:
Engenharia Automotiva.

Orientador:
Prof. Dr. Roberto Spinola Barbosa.

São Paulo

2006

FICHA CATALOGRÁFICA

Eugênio, Marcelo Luiz

**Contribuição ao desenvolvimento de uma bucha
elastomérica para a bandeja inferior de um veículo
compacto.**

**M.L. Eugênio – São Paulo, 2006
66p.**

**Trabalho de conclusão de curso (Mestrado profissionalizante
em Engenharia Automotiva).**

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

**1. Barra tensora I. Universidade de São Paulo. Escola
Politécnica II.t.**

A Deus, por me presentear com sabedoria, paciência e inteligência necessários para a conclusão deste trabalho.

A meus pais Dorival e Maria Inês, pelo amor, dedicação e ensinamentos a mim oferecidos que me fortalecem e possibilitaram a conquista deste título.

À minha esposa Aldeíde, pela compreensão e amor dedicados durante o tempo investido no desenvolvimento deste trabalho.

A meu filho Guilherme, que é a alegria da minha vida.

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Dr. Roberto Spinola Barbosa pelo suporte e orientação no desenvolvimento do trabalho.

Aos colegas Amauri Gentil e José Ambrósio P. Silva pelo auxílio na realização de testes, análise dos resultados e indicações de pesquisa.

Aos colegas Luiz Oguasco e Christian Lepine da Tenneco Automotive, pela ajuda na obtenção dos dados e realização de testes.

Aos gerentes Luiz A. Reis, Dúlio Freitas, Rogério O Magalhães e Carlos Cuccioli pelo incentivo na realização do curso e desenvolvimento do trabalho.

A Deus, pela benção de mais esta conquista.

RESUMO

A bucha da bandeja inferior de veículos de passeio é o componente de ligação entre a suspensão e a carroceria do veículo. Este componente tem a função de absorver vibrações impostas por componentes não suspensos como do sistema de direção ou da própria suspensão, por exemplo, problemas de desbalanceamento de rodas, pneus, semi-eixos e outros, isolando reduzindo o efeito destas vibrações na carroceria. Este trabalho visa demonstrar o desenvolvimento de uma bucha elastomérica para aplicação em um veículo compacto, que utiliza inicialmente uma bucha hidráulica, com o intuito de solucionar um problema de ruído, dando atenção especial à característica de absorção de vibração. Através de dados teóricos e baseando-se em testes laboratoriais e em veículo, pôde-se realizar uma análise comparativa do comportamento destes dois componentes quando em uso diverso e submetidos a requisitos de durabilidade, conforto e dirigibilidade. O teste laboratorial mostrou que a bucha elastomérica teve desempenho similar à bucha hidráulica quanto ao atendimento da resistência à fadiga. Já nos testes em veículo, pôde-se comprovar que a bucha elastomérica teve bom desempenho quanto à dirigibilidade, durabilidade e quanto a grande parte dos requisitos de conforto, estando superior à bucha hidráulica em alguns itens, porém inferior em outros. Todavia, a bucha elastomérica bipartida mostrou-se inferior quanto à absorção de vibrações dos componentes não suspensos, quando os valores de desbalanceamento são superiores a 10 gramas. Conclui-se, portanto, que, para um desbalanceamento de até 10 gramas, a bucha elastomérica tem comportamento similar à bucha hidráulica, quanto ao desempenho na fadiga e durabilidade, solucionando o problema de ruído e proporcionando substancial redução de custo do componente, podendo ser utilizada como alternativa ao componente hidráulico.

Palavras Chave: Suspensão veicular. Aceleração angular. Freqüência de vibração. Bucha elastomérica.

ABSTRACT

The control arm bushing for passenger vehicles is linking element between the suspension and the body. This component is designed to absorb vibrations from non-suspended components as steering system or the own suspension like unbalancing problems of wheels, tires and half-shafts, among others. This paper aims to demonstrate the development of an elastomeric bushing [divided in two] to be applied in a compact vehicle that initially works with a hydraulic bushing and has noise problems. Through theoretical data and based on laboratorial and vehicle tests, it was performed a pair comparison analysis of both behaviors when applied in many solicitations of durability, ride and handling tests. The laboratorial tests shown that the elastomeric bushing has similar performance to the hydraulic one regarding stiffness and fatigue. When applied on vehicle, it was proved that the elastomeric bushing has good performance regarding handling, durability and the most part of ride requirements, being better than hydraulic bushing in some of the items, although is not so good in other ones. However, the elastomeric bushing shown lower performance on vibration absorbing [steering wheel shimmy] that came from non suspended components when the unbalance value is higher than 10 grams. In conclusion, for an unbalance till 10 grams, the elastomeric bushing has similar behavior when compared to hydraulic bushing, in fatigue and durability performance, solving the noise problem and getting substantial cost reduction for the component, and could be applied as an option to replace the hydraulic bushing.

Keywords: Vehicle suspension. Angular acceleration. Vibration frequency. Elastomeric bushing.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 Projeto da suspensão MacPherson do veículo em estudo [lado esquerdo].....	4
Figura 1.2 Bandeja inferior lado esquerdo do veículo em estudo.....	5
Figura 1.3 Bucha hidráulica montada no suporte.....	5
Figura 1.4 Vista em corte da bucha hidráulica.....	6
Figura 1.5 Detalhe do orifício de ligação entre os canais e fluido da bucha hidráulica.....	7
Figura 1.6 Gráfico de índice de falhas de campo da bucha hidráulica.....	8
Figura 1.7 Posição de inserção da bucha hidráulica no suporte.....	9
Figura 1.8 Esquema de montagem da bucha hidráulica no veículo.....	10
Figura 1.9 Esquema de acelerações do conjunto roda/pneu.....	10
Figura 1.10 Vista frontal do movimento da suspensão na passagem por ondulações transversais.....	11
Figura 1.11 Gráfico da amplitude x tempo do movimento da suspensão.....	11
Figura 1.12 Detalhe da bucha na movimentação da suspensão.....	12
Figura 1.13 Detalhe da região suspeita da origem do problema de ruído.....	13
Figura 2.1 Detalhe dos componentes da suspensão MacPherson.....	15
Figura 2.2 Indicação dos graus de liberdade da bucha dianteira.....	18
Figura 2.3 Representação da suspensão veicular.....	19
Figura 2.4 Gráfico da transmissibilidade em função do fator de freqüência.....	22
Figura 2.5 Gráfico do ângulo de fase em função do fator de freqüência.....	23
Figura 2.6 Exemplo do tipo de bucha moldada.....	25
Figura 2.7 Exemplo de bucha de dois tubos.....	26
Figura 2.8 Exemplo de bucha de dois tubos e alma.....	26
Figura 2.9 Ilustração da função do módulo dinâmico e fator de amortecimento em relação a ω e θ	28
Figura 2.10 Curvas do módulo diâmico ($G_{\omega, \theta}$) e do fator de amortecimento ($\delta_{G_{\omega, \theta}}$) da borracha neoprene em função da freqüência.....	29
Figura 2.11 Curvas do módulo dinâmico ($G_{\omega, \theta}$) e do fator de amortecimento ($\delta_{G_{\omega, \theta}}$) da borracha natural em função da freqüência.....	29
Figura 2.12 Curvas do módulo dinâmico ($G_{\omega, \theta}$) e do fator de amortecimento ($\delta_{G_{\omega, \theta}}$) da borracha SBR em função da freqüência.....	30

Figura 2.13 Curvas do módulo dinâmico ($G_{\omega,\theta}$) e do fator de amortecimento ($\delta_{G_{\omega,\theta}}$) da borracha butírica polivinil plasticizada em função da freqüência.....	31
Figura 3.1 Gráfico de rigidez dinâmica da bucha hidráulica.....	35
Figura 3.2 Gráfico de ângulo de perda da bucha hidráulica.....	36
Figura 3.3 Bucha convencional em corte.....	36
Figura 3.4 Projeto da bucha elastomérica.....	38
Figura 3.5 Desenho da bucha elastomérica.....	38
Figura 3.6 Posicionamento contraposto das metades da nova bucha.....	40
Figura 3.7 Montagem da bandeja inferior da suspensão.....	40
Figura 3.8 Corte A-A: Montagens das buchas elastoméricas (A) e hidráulica (B) no suporte.....	41
Figura 4.1 Desenho esquemático do equipamento de ensaio de tensão x deformação.....	45
Figura 4.2 Equipamento de ensaio tensão x deformação.....	45
Figura 4.3 Curva tensão x deformação para a carga F1.....	46
Figura 4.4 Curva tensão x deformação para a carga F2.....	46
Figura 4.5 Desenho esquemático do equipamento de ensaio dinâmico.....	47
Figura 4.6 Posição do componente e aplicação da carga no ensaio laboratorial.....	48
Figura 4.7 Gráfico de rigidez dinâmica da bucha convencional.....	48
Figura 4.8 Gráfico de ângulo de perda da bucha convencional.....	49
Figura 4.9 Gráfico de ângulo de perda comparando as buchas convencional e hidráulica.....	49
Figura 4.10 Gráfico de rigidez dinâmica comparando as buchas elastoméricas e hidráulica.....	50
Figura 4.11 Esquema para ensaios dinâmico e estático.....	51
Figura 4.12 Equipamento de ensaio de fadiga.....	52
Figura 4.13 Monitores do ensaio de fadiga.....	52
Figura 4.14 Indicação da posição do acelerômetro no volante.....	57
Figura 4.15 Resultado comparativo do teste de vibração sem desbalanceamento..	58
Figura 4.16 Resultado comparativo do teste de vibração com 10 gramas de desbalanceamento.....	58
Figura 4.17 Resultado comparativo do teste de vibração com 20 gramas de desbalanceamento.....	59

Figura 4.18 Resultado comparativo do teste de vibração com 30 gramas de
desbalanceamento.....59

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1. Tipos de elastômero e suas características principais.....	42
Tabela 4.1 Notas para avaliação subjetiva.....	54
Tabela 4.2 Resultado comparativo do teste de conforto.....	55
Tabela 4.3 Resultado comparativo do teste de dirigibilidade.....	56

LISTA DE SÍMBOLOS

u	Movimento de excitação das rodas (cps)
u_0	Amplitude da senoide do pavimento
ω	Freqüência de perturbação (rad/s)
t	Tempo (s)
\vec{F}	Força inercial (N)
m	Massa suspensa (kg)
y	Movimento da carroceria do veículo (m)
F_{am}	Força de amortecimento (N)
F_{mol}	Força da mola (N)
c	Constante de amortecimento viscoso (Ns/m)
F	Força externa atuante na carroceria (N)
k	Rigidez do sistema de suspensão (N/m)
ω_n	Freqüência natural (rad/s)
c_c	Amortecimento crítico (Ns/m)
ζ	Fator de amortecimento
L	Comprimento de onda da pista (m)
x_m	Distância percorrida pelo veículo (m)
V	Velocidade de translação (m/s)
r	Relação de freqüências
Tr	Transmissibilidade
$G_{\omega, \theta}$	Módulo Dinâmico (Dina/cm ²)
θ	Temperatura (°C)
$\delta_{G\omega, \theta}$	Fator de amortecimento

SUMÁRIO

INTRODUÇÃO.....	1
1 MOTIVAÇÃO DO TRABALHO.....	3
1.1 O COMPONENTE PROBLEMÁTICO.....	3
1.2 ANÁLISE DO PROBLEMA.....	7
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	14
2.1 A SUSPENSÃO DIANTEIRA DE UM VEÍCULO DE PASSEIO.....	14
2.2 DESEMPENHO REQUERIDO PARA A BUCHA DA SUSPENSÃO VEICULAR.	16
2.3 FORÇAS ATUANTES NA BUCHA DIANTEIRA DA SUSPENSÃO VEICULAR..	17
2.4 BUCHAS ELASTOMÉRICAS PARA A SUSPENSÃO VEICULAR.....	23
2.5 FUNDAMENTOS DA ISOLAÇÃO DE VIBRAÇÃO APLICADO A ELEMENTOS ELÁSTICOS DA ESTRUTURA DA SUSPENSÃO VEICULAR.....	27
2.6 VIBRAÇÕES DO VOLANTE DE DIREÇÃO.....	33
3 ESTUDO DE CASO.....	35
3.1 DESENVOLVIMENTO DA BUCHA ELASTOMÉRICA.....	35
3.1.1 Definição dos parâmetros da bucha elastomérica.....	37
3.1.1.1 Definição do projeto.....	37
3.1.1.2 Definição das dimensões.....	39
3.1.1.3 Definição do elastômero.....	41
4 ENSAIOS E RESULTADOS.....	44
4.1 ANÁLISES LABORATORIAIS.....	44
4.1.1 Rígidez dinâmica.....	48
4.1.2 Ângulo de perda.....	49
4.1.3 Fadiga torsional.....	51

4.2 TESTES NO VEÍCULO.....	53
4.2.1 Conforto.....	53
4.2.2 Dirigibilidade.....	55
4.2.3 Vibração do volante de direção.....	57
4.2.4 Durabilidade no veículo.....	60
5 CONCLUSÃO.....	61
6 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	63
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	64

INTRODUÇÃO

Nos últimos anos, o mundo todo tem se modificado e atualizado: novas tecnologias são descobertas e implementadas, novos tipos de alimentos, computadores cada vez mais potentes e em tamanho reduzido, entre muitas outras coisas. Em conjunto com esta atualização foi também sendo aprimorado o conceito de qualidade dos produtos sob o ponto de vista do cliente. Na década de 80 os usuários não tinham uma consciência muito desenvolvida quanto às exigências da qualidade dos produtos que utilizavam. Quando um produto apresentava um defeito, poucos clientes buscavam os seus direitos junto aos fabricantes ou mesmo junto a órgãos competentes na área.

Já nos anos 90, foi-se adquirindo o hábito de buscar os seus direitos, exigindo dos fabricantes uma ação rápida e eficaz na solução do problema apresentado, chegando até mesmo na substituição do aparelho com defeito.

Este tipo de exigência não foi focado em um segmento específico. Ela teve início com a linha de aparelhos eletrônicos e eletrodomésticos, expandindo-se para a área de veículos, prestação de serviço, alimentos etc. Com isso, os clientes foram aprendendo a desenvolver este sentido de qualidade mínima necessária do produto para o seu uso.

Especificamente na área de veículos de passeio, pode-se dizer que a exigência da qualidade do produto foi intensificada a partir de 1996 quando já se conhecia o veículo 1.000 cilindradas (1.0L) a pelo menos 3 anos. Este tipo de veículo introduziu no mercado um segmento chamado “econômico”, com preço menor devido a reduções de custo no produto, como motores menores, acabamento inferior ou impostos reduzidos. Contudo, a revisão do imposto cobrado sobre estes veículos com significativo aumento, mostrou uma situação onde se tinha veículos com grande diferença de qualidade por preços muito próximos [comparando-se motorizações 1.0 L a 1.4 L e acima]. Com isso, alguns itens inferiores que eram até então “tolerados” nos veículos 1.0 L, passaram a ter o mesmo nível de exigência de um veículo 1.6 L.

Este trabalho abordará o desenvolvimento de um componente da suspensão de um veículo produzido por uma montadora instalada no Brasil, desenvolvimento este

devido a uma crescente reclamação de clientes quanto à degradação da qualidade deste componente. Conforme já mencionado, a exigência dos clientes é cada vez maior e o mesmo está sensível a pequenas variações da qualidade do produto. Logo, deve-se ter atenção não somente na solução definitiva do problema apontado pelo cliente, mas ter-se especial atenção em não introduzir um outro problema no veículo/sistema em análise.

1 MOTIVAÇÃO DO TRABALHO

O aumento da exigência dos clientes quanto à qualidade do veículo e seus componentes resulta em índices de reclamação cada vez maiores para as montadoras. Ligado a este aumento de reclamações está também o aumento do custo de garantia, custo este que envolve a mão-de-obra dos concessionários bem como a troca/melhoria dos componentes problemáticos. Em adição a estes, está o maior problema para as montadoras: a insatisfação do cliente, que pode resultar em perda de vendas de veículos.

Frente a este problema, a montadora identificou um componente com um dos maiores índices de reclamação de campo: a bucha hidráulica da suspensão dianteira. Este componente é utilizado em um veículo compacto da General Motors do Brasil com substancial volume de vendas, e por consequência, um grande impacto em custo de garantia para a montadora.

Este trabalho visa desenvolver e validar uma bucha elastomérica da bandeja inferior de um veículo compacto com o objetivo de realizar uma análise comparativa com uma bucha hidráulica da mesma aplicação, reduzindo custo do produto e solucionando um problema de ruído.

1.1 O COMPONENTE PROBLEMÁTICO

Para conhecimento do componente problemático, será feita uma breve explanação da suspensão dianteira, que será mostrada mais em profundidade posteriormente.

O veículo sob estudo utiliza uma suspensão dianteira do tipo “MacPherson”, composta basicamente por amortecedor, mola, manga de eixo e bandeja inferior, conforme mostra a Figura 1.1.

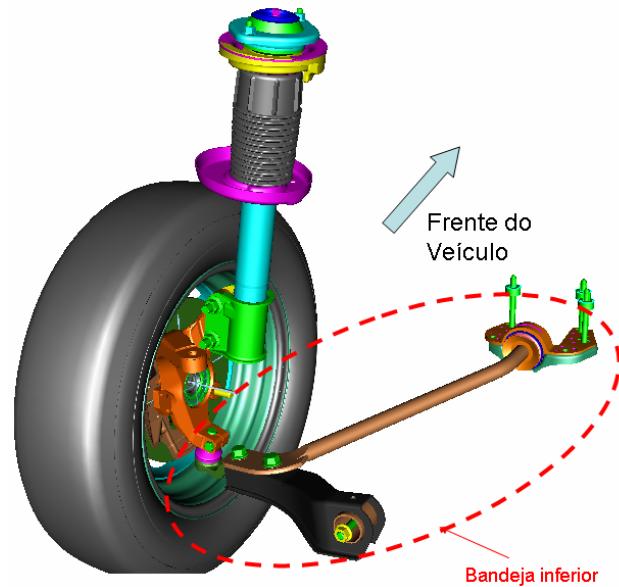


Figura 1.1: Projeto da suspensão MacPherson do veículo em estudo [lado esquerdo]

A ligação da bandeja inferior com a carroceria do veículo é feita através das buchas dianteira e traseira. Inicialmente estas buchas eram basicamente elastoméricas e, com o desenvolvimento da tecnologia embutida neste componente, foi desenvolvida uma bucha que possui um fluido interno que proporciona um melhor desempenho do que aquelas buchas até então conhecidas na aplicação. As buchas com fluido interno receberam o nome de buchas hidráulicas.

No veículo em análise a bucha traseira da bandeja inferior é elastomérica e a bucha dianteira é hidráulica conforme mostra a Figura 1.2.

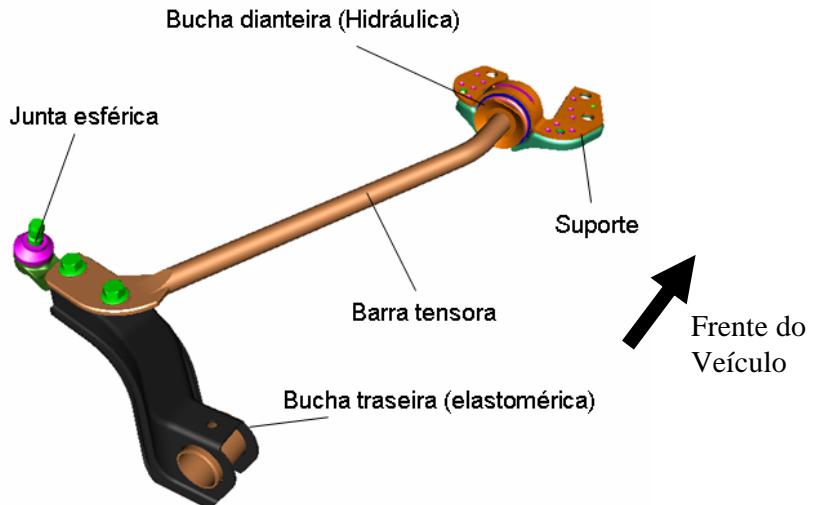


Figura 1.2: Bandeja inferior lado esquerdo do veículo em estudo

Conforme já mencionado, a bucha dianteira do veículo em estudo é hidráulica e é mostrada em detalhe na Figura 1.3. A partir daqui a bucha dianteira será tratada apenas como bucha hidráulica.



Figura 1.3 – Bucha hidráulica montada em seu suporte.

A bucha hidráulica possui uma característica importante como componente da suspensão que é a absorção de parte das vibrações oriundas dos componentes não suspensos, vibrações estas, na grande maioria das vezes, provenientes do desbalanceamento do conjunto roda/pneu. A bucha hidráulica do veículo em questão possui bom desempenho quanto a este quesito, isolando o sistema de direção de vibrações quando o desbalanceamento é de até 15 gramas.

A tecnologia embutida neste componente é muito alta, onde os seus fabricantes utilizam-se das mais recentes técnicas de projeto e produção. A sua construção varia de acordo com o projeto, e com ele variam também os componentes internos. A bucha em análise é uma peça constituída de componentes em aço, borracha, polímero e fluido, conforme mostra a Figura 1.4.

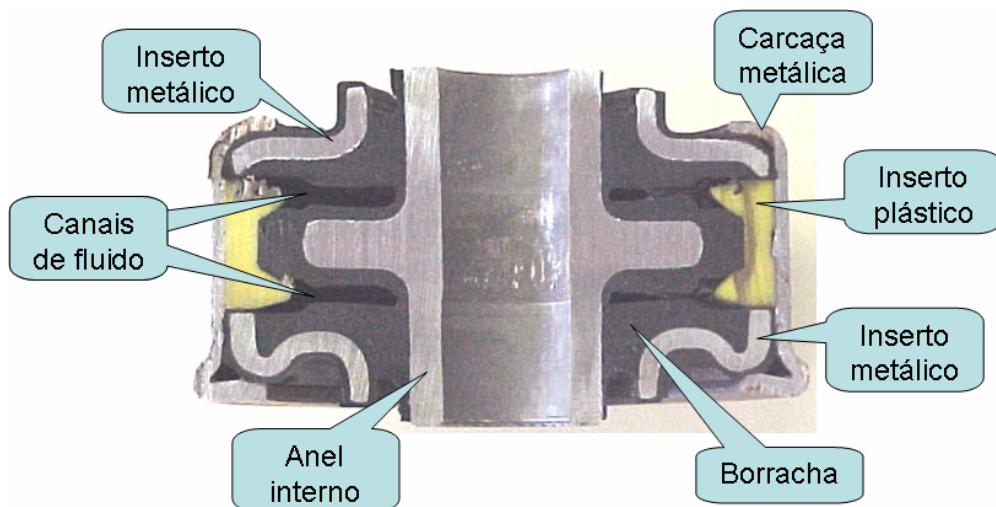


Figura 1.4 – Vista em corte da bucha hidráulica

O melhor comportamento da bucha hidráulica em relação à bucha elastomérica é atribuído ao fluido interno que trabalha movimentando-se entre os dois canais internos da bucha [canais de fluido] quando são aplicados esforços no anel interno, gerando um movimento relativo entre este e a carcaça metálica. Os canais são ligados por um pequeno orifício na região de interface do inserto plástico e da borracha. A Figura 1.5 mostra este orifício com maior detalhe.

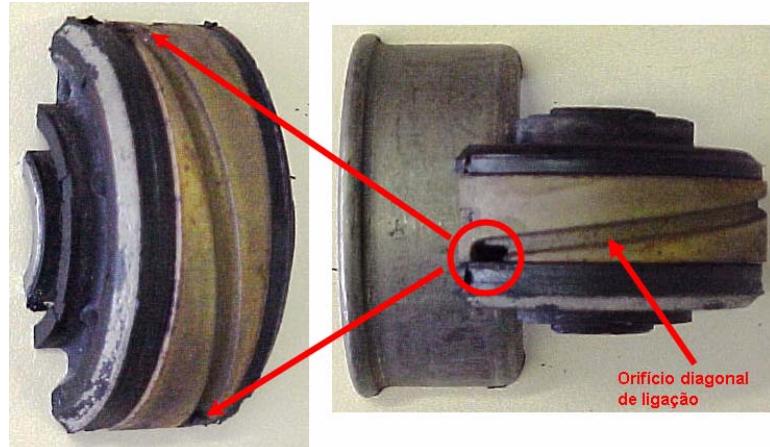


Figura 1.5 – Detalhe do orifício de ligação entre os canais de fluido da bucha hidráulica

Esta interligação funciona como uma válvula que controla o aumento e diminuição do volume de fluido entre os dois canais, semelhante ao que acontece com um amortecedor, contribuindo desta forma para uma melhor eficiência do componente.

1.2 ANÁLISE DO PROBLEMA

O custo da manutenção de veículos em garantia é um problema para a montadora, pois representa não somente o investimento em peças e mão-de-obra que deve ser feito, mas principalmente a insatisfação gerada nos clientes. Frente a isso, as montadoras mantêm equipes de engenheiros destinados unicamente à análise e solução de problemas relacionados a veículos em uso pelo cliente final. Estes engenheiros são responsáveis por levantamentos e priorização dos maiores índices de falhas por veículo para a tomada de ação corretiva. Para esta priorização comumente é utilizado o gráfico de Pareto.

Monitorando-se o retorno de campo da bucha hidráulica, verificou-se que em um período específico houve um aumento significativo do índice de reclamações de campo e troca deste componente, conforme pode ser observado na Figura 1.6.

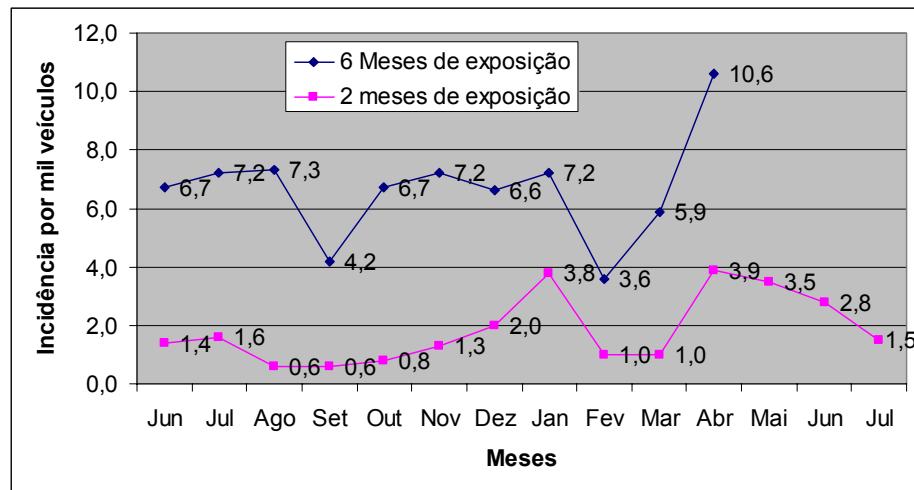


Figura 1.6 – Gráfico de índice de falhas de campo da bucha hidráulica

As reclamações eram de ruído do tipo “rangido” ao trafegar sobre ondulações transversais [lombadas], nas quais a excitação da suspensão denotava uma baixa freqüência e alta amplitude de oscilação. A Figura 1.6 mostra o índice de falhas prematuras [até 2 meses de uso do veículo] e também o índice de falhas no acumulado de 6 meses de uso. Verifica-se na curva do acumulado de 6 meses a tendência de aumento das falhas, necessitando de uma ação corretiva imediata, visto que o valor de abril é considerado pela montadora um índice de falha extremamente elevado.

Algumas das peças falhadas foram enviadas à Engenharia de Produto da montadora, onde foram realizados vários testes em laboratório visando reproduzir a falha, sem sucesso:

- Remoção do fluido interno: A peça falhada foi colocada na bancada e o fluido interno foi removido com o auxílio de uma seringa. O ruído não foi reproduzido;
- Movimento manual do suporte: A bucha montada em seu suporte [conforme mostra a Figura 1.3] foi fixada pelo anel interno. Foi aplicada uma força oscilante na lateral do suporte fazendo com que este tivesse um movimento

longitudinal e rotacional em relação ao anel interno nos eixos x, y e z. Nenhum ruído foi ouvido;

- Desmontagem da bucha: Algumas peças problemáticas foram desmontadas para análise e procura da causa raiz do problema. Todavia, nenhum dos componentes internos da bucha apresentava desgaste que pudesse justificar ser esta a causa do ruído.

Somente foi possível reproduzir a falha quando o componente foi montado no veículo. Isto se deve à impossibilidade de reproduzir-se na bancada a mesma condição de carga e montagem do componente.

Para uma análise mais detalhada na busca da causa raiz do problema, uma verificação do comportamento dinâmico da bucha era necessária. Para esta análise será feita uma abordagem superficial da suspensão e da bandeja inferior [onde localiza-se a bucha hidráulica], porém uma abordagem mais detalhada do sistema de suspensão do veículo será feita posteriormente. Esta análise foi feita com a bucha montada no suporte de fixação no veículo, conforme mostra a Figura 1.3, visando encontrar um movimento relativo entre algum de seus componentes que justificasse o surgimento do ruído. A seguir é apresentada a seqüência de análise realizada:

a- A Figura 1.7 mostra que a bucha é cravada no suporte com uma carga mínima de 10 KN. Esta carga garante que não há movimento relativo entre a bucha e o suporte;

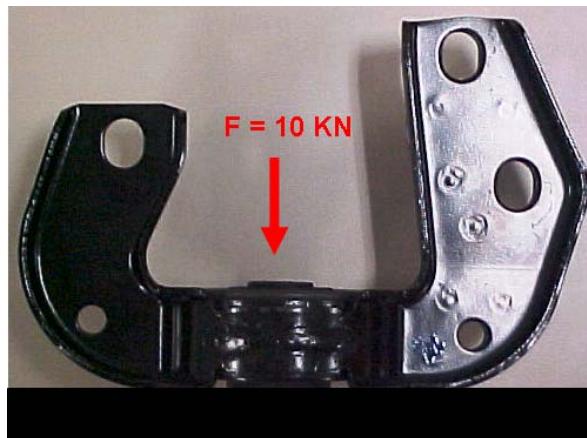


Figura 1.7 – Posição de inserção da bucha hidráulica no suporte

- b- O suporte é fixado positivamente na travessa dianteira do veículo por meio de 3 parafusos;
- c- O núcleo da bucha é fixado à barra tensora através de uma porca com torque de 120 Nm também para evitar movimento relativo entre a barra e a bucha;
- d- A barra tensora é fixada à ponta de eixo através da junta esférica e este ao conjunto roda/pneu [ver Figura 1.8].

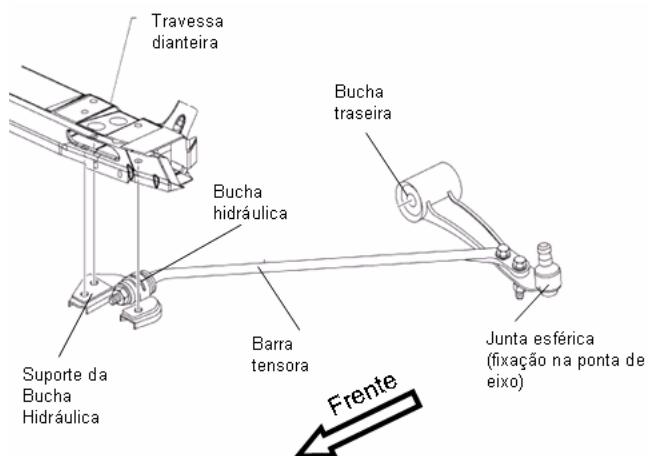


Figura 1.8: Esquema de montagem da bucha hidráulica no veículo

Quando o veículo é conduzido por uma via qualquer, ele é movimentado com uma aceleração horizontal. Ao trafegar sobre uma ondulação transversal a suspensão passa da posição de repouso vertical para uma condição de compressão e em seguida expansão do conjunto amortecedor/mola com uma aceleração vertical que é função da aceleração horizontal do veículo.

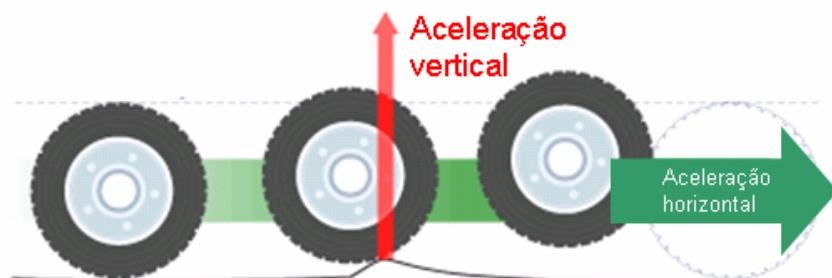


Figura 1.9: Esquema de acelerações do conjunto roda/pneu.

Isso causa um movimento relativo entre a suspensão e a carroceria do veículo, movimento este caracterizado por uma baixa freqüência e alta amplitude [quando o veículo está em uso não abusivo], onde a bandeja inferior faz um movimento angular de deslocamento “ α ” proporcional à compressão do conjunto amortecedor/mola e um segundo movimento angular de deslocamento “ β ” na extensão do mesmo conjunto, como pode ser visto na Figura 1.10.

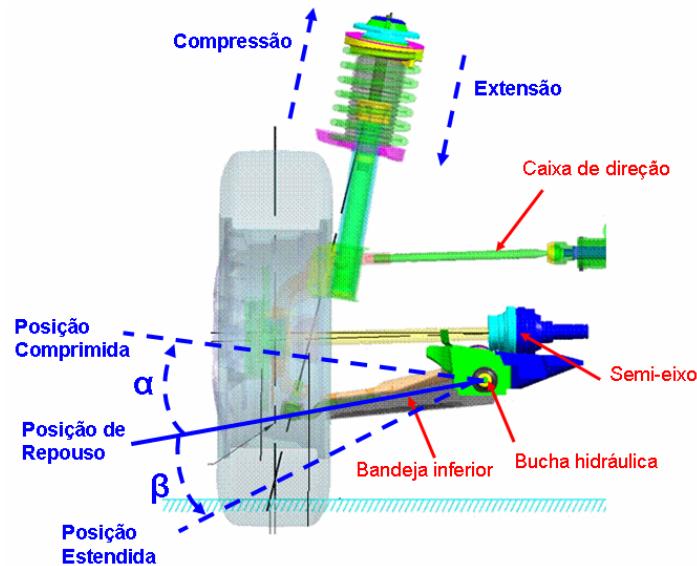


Figura 1.10: Vista frontal do movimento da suspensão na passagem por ondulações transversais

Este movimento é modificado pelo coeficiente de amortecimento do amortecedor, que irá reduzir a amplitude do movimento da suspensão [redução gradativa dos ângulos α e β] até que esta volte à condição de repouso, conforme mostra a Figura 1.11.



Figura 1.11: Gráfico Amplitude x Tempo do movimento da suspensão

O efeito desta movimentação da suspensão é a movimentação da barra tensora da bandeja inferior que, conforme já mencionado, está firmemente fixada ao centro da bucha. Logo, os mesmos ângulos de movimento da suspensão serão encontrados no centro da bucha, como pode ser visto na Figura 1.12.

O efeito do movimento da suspensão na bucha hidráulica é um movimento do anel interno da mesma que será girada com um ângulo “ α ” na compressão e de um ângulo “ β ” na extensão da suspensão em relação à carcaça metálica.

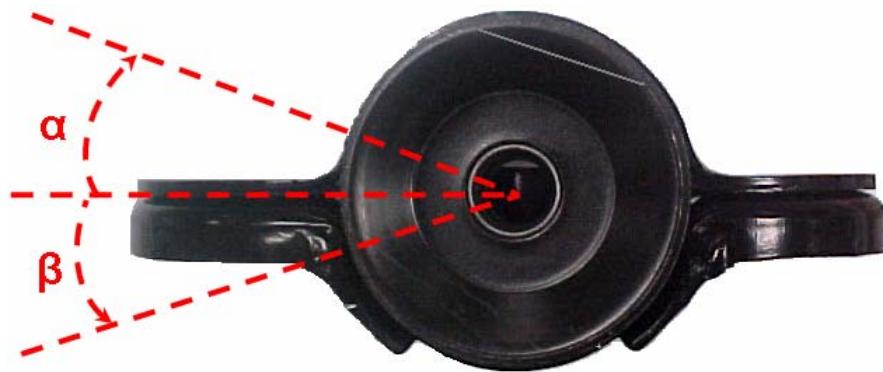


Figura 1.12: Detalhe da bucha na movimentação da suspensão

No interior da bucha, conforme mostrado na Figura 1.4, temos que:

- a- A borracha está vulcanizada no anel interno e também no inserto metálico, portanto estes três componentes se movimentarão em conjunto;
- b- O inserto plástico tem interface com a borracha através de interferência na superfície de contato, como mostrado na Figura 1.13, e é fixado na carcaça metálica através de um adesivo.
- c- Como a bucha está cravada no suporte e este, por sua vez, está fixado à carroceria, haverá um movimento relativo entre a borracha e o inserto plástico, sendo esta a causa raiz do ruído.

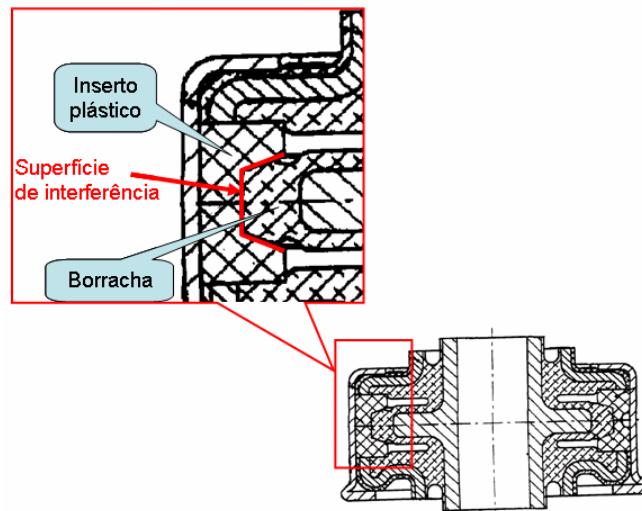


Figura 1.13 – Detalhe da região suspeita da origem do problema de ruído

Com base neste estudo, o fornecedor da bucha hidráulica foi contatado, para que tomasse providências para correção da falha. Todavia, este fornecedor, de origem Européia, não reconheceu o problema porque o mesmo componente era fornecido para toda a Europa [para aplicação no mesmo veículo também fabricado naquele continente] a pelo menos dois anos, sem se ter ocorrência de reclamações de ruído. Um outro agravante para o fornecedor não responder ao pedido de melhoria, era que o volume de consumo de peças no mercado brasileiro era muito pequeno quando comparado ao volume comprado na Europa.

Baseando-se na resposta negativa do fornecedor, no custo elevado da bucha hidráulica e nas dificuldades logísticas para recebimento do mesmo [componente vindo da Europa para o Brasil], decidiu-se pelo desenvolvimento de uma nova bucha para a aplicação.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 A SUSPENSÃO DIANTEIRA DE UM VEÍCULO DE PASSEIO

Para uma análise completa da bucha é importante ser conhecida a condição de trabalho da mesma e a sua aplicação na suspensão do veículo em estudo.

Todos os veículos possuem um sistema de absorção de oscilações verticais, as denominadas suspensões. Desde os primeiros veículos projetados, os seus idealizadores estavam preocupados em não somente proporcionar transporte para os seus usuários, mas também um bom nível de conforto.

O Engenheiro John C. Dixon [3] posiciona o conforto de um veículo como sendo consequência da altura, movimento longitudinal e lateral do veículo sobre vibração forçada pela aspereza da pista onde se trafega. O propósito de uma suspensão neste contexto é minimizar o desconforto dos passageiros, o qual obviamente, envolve uma minimização de algumas medidas do movimento do corpo pela escolha das molas, amortecedores e buchas da suspensão. O valor ótimo para estes componentes será, com certeza, dependente da qualidade das estradas nas quais o veículo é esperado a trafegar, por exemplo, os melhores parâmetros da suspensão para uma auto estrada de boa qualidade do asfalto deve ser bem diferente daquele esperado como sendo o melhor para trafegar em estradas de terra [*off road*].

Para o veículo aqui em análise, considera-se um uso misto, sendo 70% do período em uso urbano.

Outro fator importante que deve estar em mente é que, embora o comportamento do trabalho da suspensão quanto a conforto possa ser medido com boa definição, a qualidade desse comportamento é realmente uma opinião subjetiva e depende muito do indivíduo. Ultimamente, porém, existe uma significante variação da opinião na otimização do projeto da suspensão para atingir tanto a estabilidade como o amortecimento, mas com maior atenção para o segundo requisito.

Existem vários tipos de suspensões veiculares, como as citadas por Álvaro C. Neto (1995) e na publicação do site *Best Cars* (2006): Eixo rígido, Eixo de torção, Braço arrastado, Braço semi-arrastado, McPherson, Multi-braço, entre outras. Cada um destes tipos de suspensão possui componentes e projeto específicos, bem como sua aplicação característica. Neste trabalho será detalhada somente a suspensão do tipo McPherson que é a utilizada no veículo em análise.

A suspensão McPherson foi desenvolvida por Earle Steele McPherson em 1946 e teve sua primeira utilização na dianteira do Ford Vedette francês de tração traseira e chegou ao Brasil através do “Simca Chambord”. Atualmente este tipo de suspensão equipa a grande maioria dos veículos produzidos no país e é aplicada preferencialmente em veículos com tração dianteira, embora bons exemplos de veículos de tração traseira continuem a utilizá-la. Trata-se de um sistema simples e eficiente de suspensão independente. Esta suspensão é composta basicamente por molas, amortecedores, barras estabilizadoras, pinos esféricos e bandejas inferiores, conforme mostra a Figura 2.1.

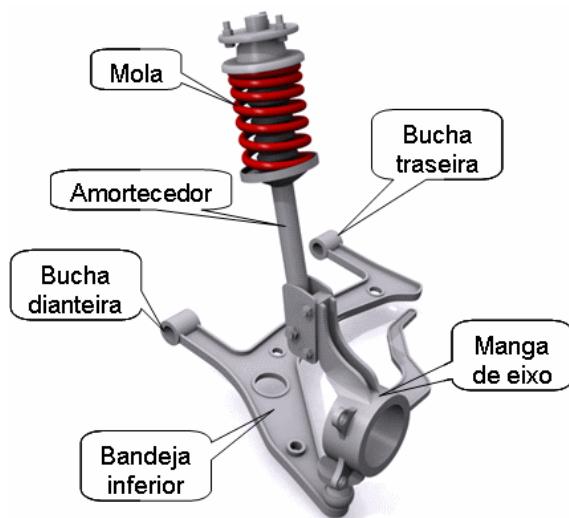


Figura 2.1 – Detalhe dos componentes da suspensão McPherson

Será realizado maior detalhamento da bandeja inferior que é o conjunto onde está localizada a peça tema deste trabalho.

A bandeja inferior do veículo em análise foi apresentada anteriormente na Figura 1.2 e é formada pela barra tensora, braço traseiro, pino esférico, bucha dianteira e bucha traseira.

É certo que o projeto das buchas da suspensão tem considerável influência no desempenho deste sistema, de forma a torná-lo mais enrijecida se a bucha utiliza um material com maior dureza. Desta forma qualquer modificação nos parâmetros da bucha, significa uma reavaliação de todo o sistema da suspensão.

O comportamento da suspensão quanto a conforto pode ser analisado nos domínios do tempo ou da freqüência. A análise no domínio do tempo prevê posições, velocidades e acelerações em função do tempo, que resultam comumente em valores mostrados na forma de gráficos. Já a análise do domínio da freqüência, prevê as características e funções da freqüência, como, por exemplo, a ressonância resultante da ação de uma vibração.

2.2 DESEMPENHO REQUERIDO PARA A BUCHA DA SUSPENSÃO VEICULAR

Herb Adams (1993) coloca a importância de uma boa escolha do elastômero para a composição da bucha. Esta escolha influenciará não somente no desempenho do componente no amortecimento do veículo, mas também a sua deflexão tem vital importância na manutenção da geometria do veículo [*camber* e *caster*], ou seja, o desgaste da mesma com o uso resultará em perda da geometria e esta condição pode ser muito crítica dependendo do material utilizado na bucha. Logo, a durabilidade do componente é fator limitante e primordial na validação de uma bucha elastomérica.

A.Caputo e M.Spina (2003) introduzem que a rigidez do material escolhido para a bucha da suspensão determina não somente a rigidez da bucha, mas a resposta de todo o sistema de suspensão do veículo. A escolha da rigidez deve ser um dos primeiros parâmetros a ser definido e este não é um parâmetro de fácil definição.

Para o veículo em estudo, a definição da rigidez será direcionada para manter-se as características da suspensão atual, ou seja, manter-se a condição de conforto original do veículo.

2.3 FORÇAS ATUANTES NA BUCHA DIANTEIRA DA SUSPENSÃO VEICULAR

Segundo J.P. Hartog (1972), em um veículo em movimento retilíneo com velocidade V e velocidade angular das rodas ω , o desbalanceamento de rodas, pneus e eixos, são as causas comuns de vibrações do sistema de direção de um veículo, e podem ser maiores proporcionalmente ao aumento da velocidade.

O desbalanceamento destes componentes pode ou não estar em fase, o que causará uma amplificação da vibração sentida no sistema de direção, vibração esta que será dependente do ângulo de defasagem do desbalanceamento do lado esquerdo em relação ao lado direito do veículo.

Para o caso em estudo estaremos considerando as rodas dianteiras desbalanceadas igualmente e trabalhando em fase.

Para melhor entendimento das forças atuantes na bucha dianteira da suspensão, faz-se necessário um entendimento das forças atuantes na suspensão do veículo.

Um sistema de suspensão é um sistema complexo para análise de vibração, pois trata-se de um sistema com vários graus de liberdade.

Em uma primeira análise, pode-se enumerar estes graus como sendo os mostradas pela Figura 2.2.

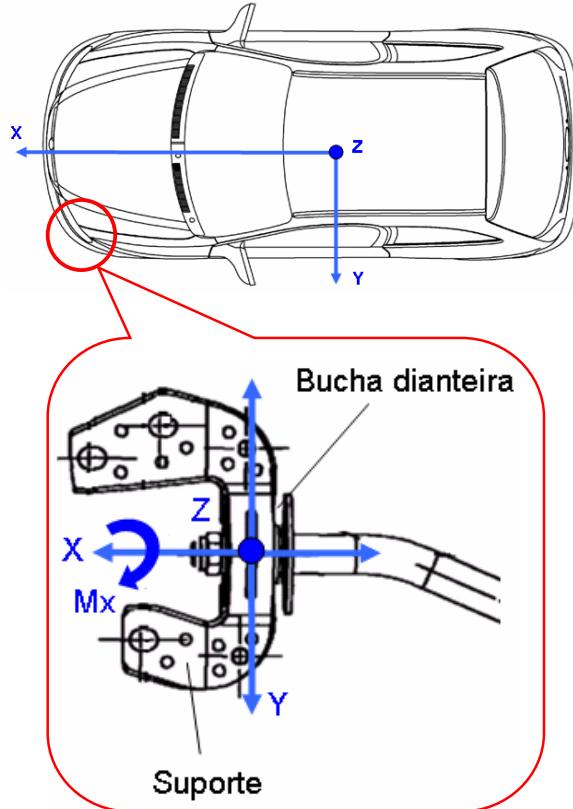


Figura 2.2 – Indicação dos graus de liberdade da bucha dianteira

A Figura 2.2 mostra os graus de liberdade da bucha nos eixos do veículo, onde x é o eixo longitudinal, y é o eixo transversal e z o eixo vertical.

Pode-se observar 4 graus de liberdade, sendo 3 movimentos de translação [1 no eixo x, 1 no eixo y e 1 no eixo z] e um movimento de rotação sobre o eixo x.

Todos os movimentos de translação bem como os movimentos de rotação sobre os eixos Y e Z são muito pequenos [limitados pela deformação elástica da borracha da bucha], e, como forma de simplificação dos trabalhos, estes serão considerados desprezíveis. Logo, o único movimento a ser considerado neste trabalho será o de rotação sobre o eixo x.

Segundo Fonseca (1964), Thomson (1978), Moura (2003), e Ogata (2004), os princípios de isolação de vibração podem ser entendidos pela análise de um sistema linear de um grau de liberdade, semelhante ao mostrado pela Figura 2.3.

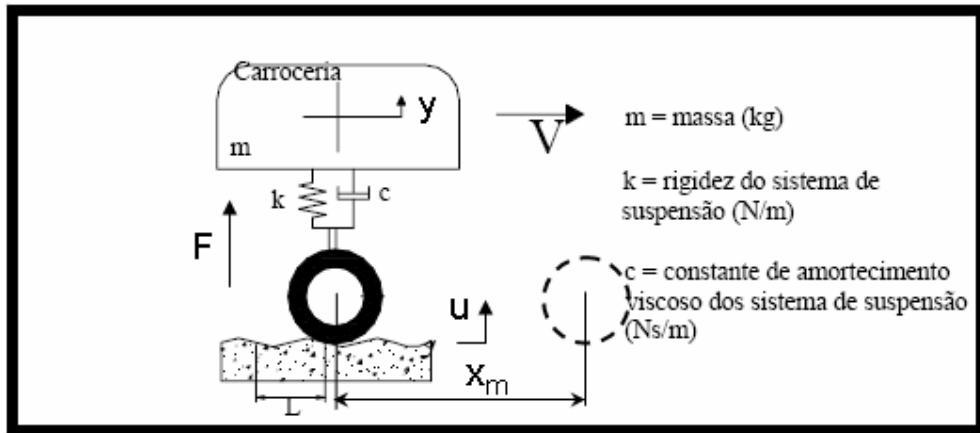


Figura 2.3 – Representação da suspensão veicular [1 grau de liberdade]

Assumindo que o modelo do veículo mostrado na Figura 2.3 está movendo-se sobre um pavimento cujo perfil é harmônico, encontramos que:

$$u = u_0 \operatorname{sen}(\omega t) \quad (1)$$

O comportamento dinâmico deste conjunto está submetido às seguintes forças:

- Força inercial devido à aceleração sofrida pela massa da carroceria:

$$\mathbf{F} = m \ddot{y} \quad (2)$$

- Força de amortecimento devido à velocidade da carroceria e a constante de amortecimento do sistema de suspensão:

$$F_{am} = c \dot{y}_1 \quad (3)$$

- Força de mola devido ao deslocamento do corpo e à constante de rigidez da mola:

$$F_{mol} = k y \quad (4)$$

Através do equilíbrio das forças, demonstrado pela 2^a lei de Newton, a equação do movimento pode ser expressa pela somatória destas forças, conforme mostra a equação (5):

$$m \ddot{y} + c(\dot{y} - \dot{u}) + k(y - u) = F \quad (5)$$

Onde "y" é o movimento da carroceria do veículo, "u" é o movimento de excitação das rodas e "F" é uma possível força externa [por exemplo o vento], que aqui será considerada inexistente, ou seja, $F = 0$.

Os valores de m , c e k definem dois parâmetros fundamentais ao sistema. O primeiro é a freqüência natural não amortecida do sistema, dada pela equação (6):

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ (rad / s)} \quad (6)$$

O segundo parâmetro é o amortecimento crítico. Este pode ser definido como o valor de amortecimento que permite a massa do veículo retornar a sua condição de equilíbrio estático no menor tempo possível, após uma perturbação nas rodas, sem que o movimento da carroceria ultrapasse sua coordenada de repouso original. A definição do amortecimento crítico é apresentada na equação (7):

$$c_c = 2m\omega_n = 2\sqrt{k m} \quad (\text{Ns/m}) \quad (7)$$

A relação entre a constante de amortecimento "c" da suspensão e a constante de amortecimento crítico é um fator de extrema importância para a escolha do nível de amortecimento a ser empregado em sistemas de isolamento de vibração. Essa relação entre constantes de amortecimento define o fator de amortecimento do sistema ζ , dada pela equação (8):

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \quad (8)$$

A freqüência ω é definida pelo comprimento de onda da pista L e pela distância percorrida pelo veículo x_m [ver Figura 2.3]. Se a velocidade do veículo for V , supostamente constante, então $x_m = Vt$, onde t é o tempo decorrido. Nessas condições ω será dado por:

$$\omega = \frac{2\pi V}{L} \text{ (rad / s)} \quad (9)$$

Um outro fator importante na análise da vibração é como a mesma é transmitida. Nos veículos essa transmissão ocorre de forma passiva, isto é, a massa do veículo está montada sobre uma estrutura que vibra e cujas vibrações transmitidas devem ser reduzidas a níveis adequados, que é a função principal das buchas da suspensão.

Define-se a relação entre freqüências, r , como sendo:

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (10)$$

Onde ω é a freqüência da força de excitação e ω_n a freqüência natural do sistema de suspensão.

Com isso, a transmissibilidade pode ser definida pela equação (11):

$$Tr = \frac{\text{Amplitude da força transmitida}}{\text{Amplitude da força de excitação}}$$

$$Tr = \sqrt{\frac{1 + (2 \times \zeta \times r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2 \times \zeta \times r)^2}} \quad (11)$$

Uma melhor avaliação da relação entre a transmissibilidade Tr , e o fator de freqüências r , para vários valores do fator de amortecimento ζ , pode ser visto na Figura 2.4.

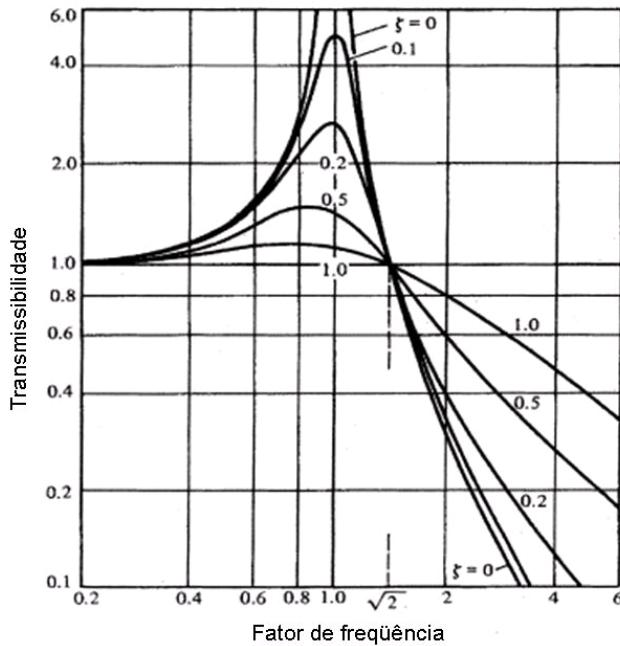


Figura 2.4 – Gráfico da transmissibilidade em função do fator de freqüência.

Hartog (1972) chama a atenção no gráfico da Figura 2.4 ao observar que todas as curvas passam pelo ponto crítico, onde $Tr = 1$ e $r = \sqrt{2}$. Para $r < \sqrt{2}$ com o aumento do fator de amortecimento (ζ) a transmissibilidade diminui. Já quando $r > \sqrt{2}$ com o aumento do fator de amortecimento (ζ), a transmissibilidade também aumenta.

O Engenheiro Marcos Barbetti (2005) cita que, além da transmissibilidade, deve-se observar também o ângulo de fase (ou ângulo de perda) em função do fator de freqüência. A freqüência da força de excitação é a mesma freqüência do deslocamento [deformação] do sistema, porém tais freqüências não oscilam no mesmo tempo, existe uma defasagem ou atraso entre elas. O ângulo de fase especifica a quantidade na qual a freqüência de deslocamento atrasa em função da freqüência da força de excitação. Este comportamento pode ser observado no gráfico da Figura 2.5.

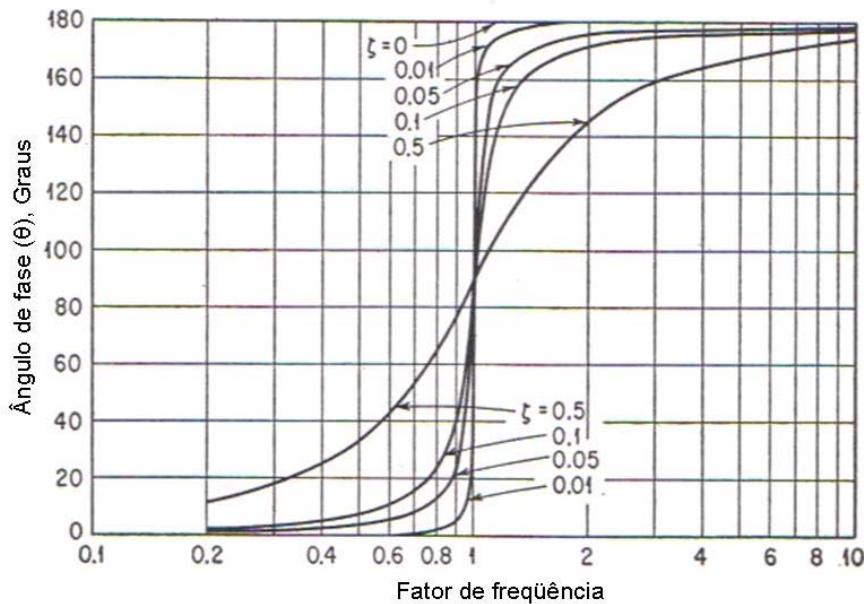


Figura 2.5 – Gráfico do ângulo de fase em função do fator de freqüência.

2.4 BUCHAS ELASTOMÉRICAS PARA A SUSPENSÃO VEICULAR

Os componentes de ligação da bandeja inferior da suspensão com a carroceria dos veículos são conjuntos compostos comumente de metal/borracha/metal. Estes componentes são conhecidos como buchas elastoméricas ou coxins da suspensão.

As buchas elastoméricas preenchem uma variedade de requisitos da suspensão, que podem ser descritos como sendo:

- Permitir movimento angular no lugar de juntas esféricas;
- Fornecer flexibilidade à suspensão na condição de aceleração e frenagem, bem como isolar a carroceria de vibrações oriundas do conjunto roda/pneu e motor/transmissão para aumentar o conforto do ocupante;
- Atuar como elementos de construção em um layout elasto-cinemático para atingir o comportamento da geometria quando submetido a forças externas longitudinais, transversais e verticais.

Segundo o SAE Handbook (2005), as buchas elastoméricas têm importante função no sistema de direção. Comparado a uma junta esférica, uma junta elastomérica apropriadamente projetada, tem um custo efetivo mais atraente e a mesma funcionalidade. Simultaneamente, a elasticidade da junta produz um conforto maior na transmissão de forças à carroceria do veículo. Outra vantagem de juntas elásticas é a sua grande maleabilidade, particularmente na existência de uma alta pré-carga radial [por exemplo, a carga do conjunto roda/pneu]. Esta vantagem pode, contudo, se tornar uma desvantagem para um deslocamento angular excessivo com uma simultânea alta rigidez da junta. O movimento resultante de restituição elástica pode comprometer a função da junta, ou a alta carga torcional pode requerer um compromisso no layout da rigidez radial, ou seja, haverá uma alteração do comportamento do conjunto suspensão.

Os engenheiros Stephen W. Hope, Gustavo N. Conrado, Alexandre P. Pinto, João L. Quaglia, Dominique Cadiot e Chales pintos (2003) mencionam que no desenvolvimento de buchas da bandeja inferior da suspensão, alguns dados importantes são os valores desejados da mola longitudinal, vertical e lateral aos quais a bucha deverá atender para atingir o nível de conforto satisfatório [rigidez da suspensão]. Para o estudo de caso aqui abordado, estes valores desejados da mola são os mesmos que a bucha hidráulica está proporcionando. Os valores serão determinados através do levantamento das curvas de ângulo de perda e rigidez dinâmica da bucha atual e compará-los aos valores levantados com a bucha proposta.

Os Engenheiros Gerard Gallas e Bernard Renzo (1985) indicam três tipos básicos de buchas elastoméricas:

1 – Bucha moldada

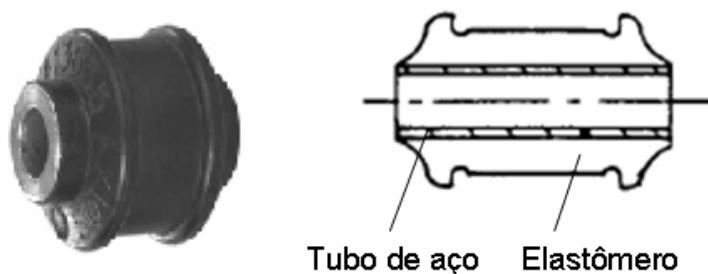


Figura 2.6 – Exemplo do tipo de bucha moldada

Com projeto particularmente simples, este componente continua sendo muito utilizado atualmente. Ele é feito de um tubo metálico sobre o qual é feita a injeção do elastômero. Ela geralmente oferece uma boa resistência à fadiga.

2 – Bucha com dois tubos:

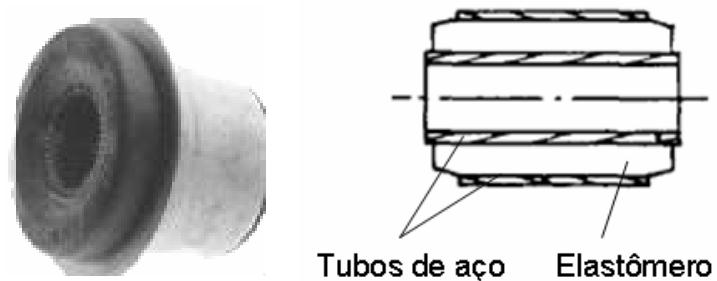


Figura 2.7 – Exemplo de bucha de dois tubos

Este é o tipo mais utilizado atualmente em veículos. O elastômero é aquecido e injetado entre dois tubos [interno e externo] aderindo às paredes dos mesmos.

3 – Bucha com dois tubos e alma

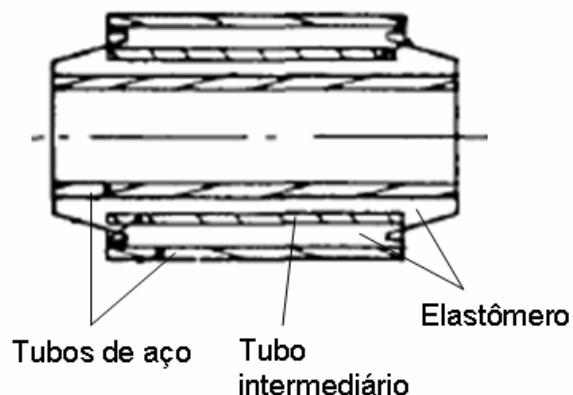


Figura 2.8 – Exemplo de bucha de dois tubos e alma

Este é um tipo convencional de bucha com dois tubos onde o elastômero é separado por um terceiro tubo - alma - que pode ser plástico ou metálico, obedecendo o mesmo processo de produção por injeção da borracha. Este tubo intermediário gera uma maior resistência radial e reduz o deslocamento axial do tubo externo em relação ao tubo interno, ou seja, a bucha fica mais rígida.

Os três tipos de buchas citadas têm o elastômero como componente principal. Todavia existem também as buchas da suspensão que são compostas por nylon em substituição ao elastômero, conforme o projeto feito para o Ford Mustang mencionado no site *Fordpower* (2006). Todavia, o nylon impõe à bucha uma rigidez muito elevada, o que é benéfico pois representa um aumento considerável na vida do componente, mas também perde praticamente toda a sua capacidade de isolamento vibracional. Por este demérito quanto à vibração, este tipo de bucha está sendo descartado do desenvolvimento aqui proposto.

2.5 FUNDAMENTOS DA ISOLAÇÃO DE VIBRAÇÃO APLICADO A ELEMENTOS ELÁSTICOS DA ESTRUTURA DA SUSPENSÃO VEICULAR

Segundo Korenev e Reznikov (1993), os absorvedores de vibração são efetivos sobre uma grande amplitude de freqüências de ações externas. A dissipação de energia nos absorvedores é alcançada comumente pelo uso de amortecedores viscosos, internos e redutores de atrito. A aplicação de elementos fabricados com materiais elásticos proporciona alta qualidade na absorção, por exemplo, borrachas e polímeros.

Nos veículos, são várias as aplicações de absorvedores de vibração, como na redução das vibrações torsionais vindas do motor ou da suspensão. É muito ampla a utilização de absorvedores de vibração dinâmica [*Dynamic Vibration Absorber – DVA*] para isolar componentes sensíveis à vibração.

Snowdon (1968) cita que o módulo de cisalhamento e a elasticidade de um material elastomérico deveriam possuir a mesma dependência da freqüência de vibração. Estes módulos são dependentes da temperatura, ou seja, quando há aumento da freqüência de vibração ou diminuição da temperatura, os módulos aumentam. Esta condição pode ser visualizada na Figura 2.9a, onde o módulo dinâmico ($G_{\omega,\theta}$) é mostrado como função da freqüência natural (ω) e da temperatura (θ), e na Figura 2.9b é mostrada a variação do fator de amortecimento ($\delta G_{\omega,\theta}$) também em relação à ω e θ .

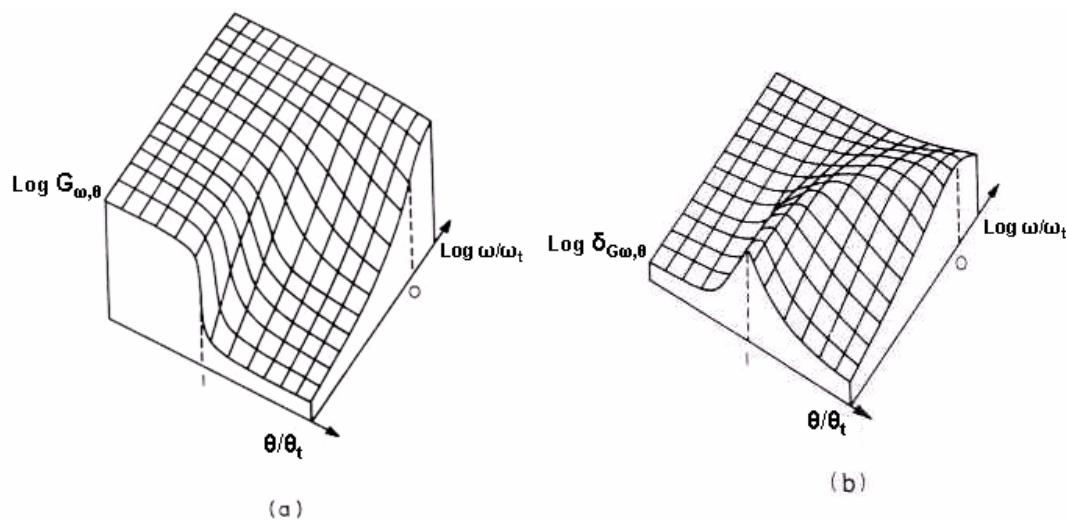


Figura 2.9 – Ilustração da função do módulo dinâmico ($G_{\omega,\theta}$) e fator de amortecimento ($\delta_{G\omega,\theta}$) em relação a ω e θ [Snowdon – 1968].

Quando os elastômeros estão sob uma vibração na qual as suas características mecânicas começam a se modificar, os valores de ω e θ são conhecidos como a freqüência e a temperatura de transição, respectivamente. Eles referem-se à transição do material elastomérico sob uma freqüência suficientemente alta ou uma temperatura suficientemente baixa, onde o elastômero passa para um estado inextensível ou vitrificado, ou seja, o módulo dinâmico tornou-se tão grande que a característica de elasticidade do material praticamente desaparece. Neste estado de transição, o fator de amortecimento passa por um valor máximo que se encontra aproximadamente na freqüência ou faixa de temperatura através do qual $G_{\omega,\theta}$ aumenta muito rapidamente.

A freqüência de transição de uma borracha natural ou outra borracha de baixo fator de amortecimento é muito alta à temperatura ambiente, de forma que na faixa de freqüência onde normalmente ocorrem problemas de vibração, o fator de amortecimento é pequeno e $G_{\omega,\theta}$ e $\delta_{G\omega,\theta}$ variam lentamente com a freqüência. Por exemplo, o módulo dinâmico e o fator de amortecimento do Neoprene e da borracha natural são mostrados em função da freqüência nos gráficos das Figuras 2.10 e 2.11 respectivamente.

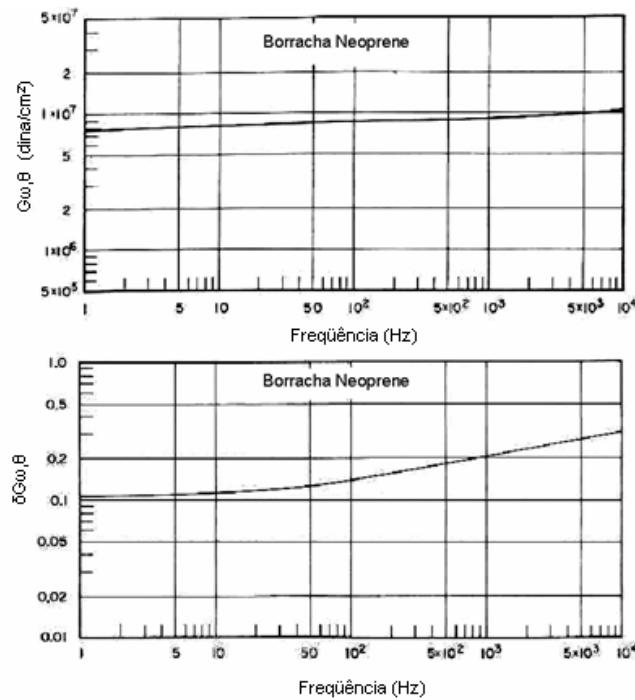


Gráfico 2.10 – Curvas do módulo dinâmico ($G_{\omega,\theta}$) e do fator de amortecimento ($\delta G_{\omega,\theta}$) da borracha neoprene em função da freqüência [Snowdon - 1968].

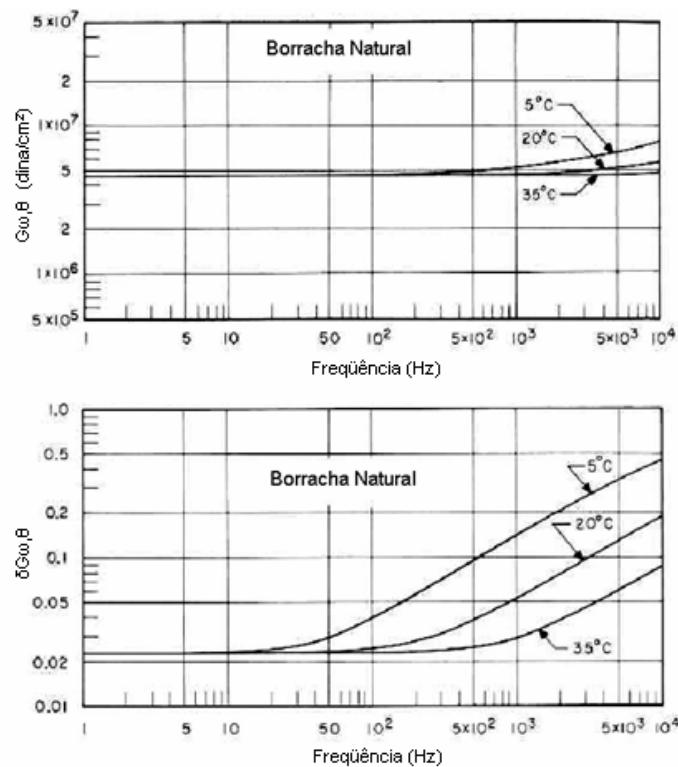


Gráfico 2.11 – Curvas do módulo dinâmico ($G_{\omega,\theta}$) e do fator de amortecimento ($\delta G_{\omega,\theta}$) da borracha natural em função da freqüência [Snowdon - 1968].

As propriedades dinâmicas do Neoprene mostram baixa dependência da freqüência. De fato, o fator de amortecimento do Neoprene aumenta mais lentamente na alta freqüência do que o fator de amortecimento da borracha natural. Na Figura 2.12 são mostradas as curvas da SBR [Borracha Estireno Butadieno], onde se percebe uma sensibilidade um pouco maior com o aumento da freqüência.

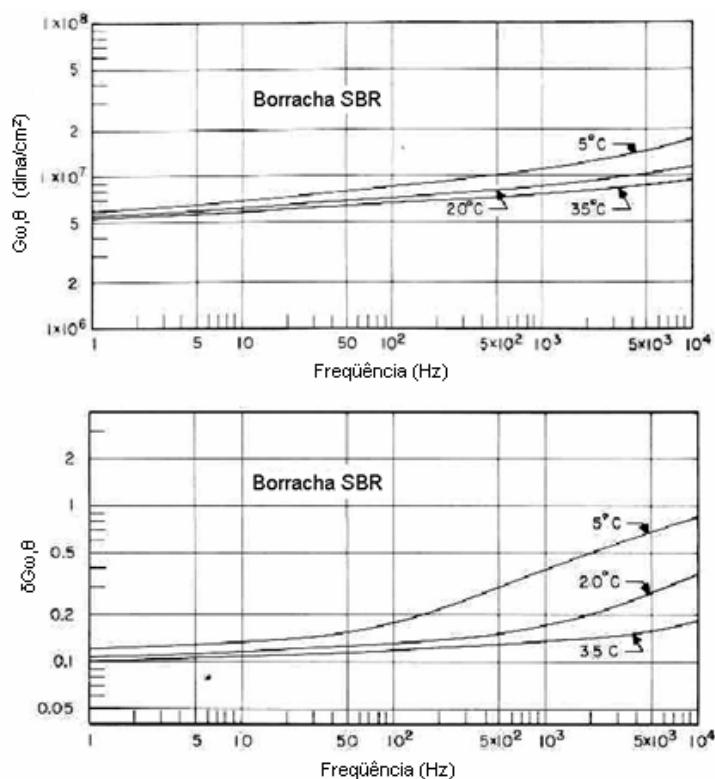


Gráfico 2.12 – Curvas do módulo dinâmico ($G_{w,\theta}$) e do fator de amortecimento ($\delta G_{w,\theta}$) da borracha SBR em função da freqüência [Snowdon - 1968].

As curvas do Neoprene foram levantadas à temperatura de 25°C e da borracha natural e do SBR foram levantadas à 5, 20 e 35°C. Não é mencionado por Snowdon (1968) o processo de levantamento das curvas. Porém, para uma análise comparativa entre os elastômeros, pode-se utilizar estas curvas, assumindo que o processo de levantamento destas, foi o mesmo para todos os materiais apresentados.

É acrescentado por Snowdon (1968) que a freqüência de transição para materiais de alto amortecimento, ocorre na freqüência [ou próximo dela] que são normalmente de interesse em problemas de vibração à temperatura ambiente, ou seja, a freqüência de transição destes materiais fica em uma freqüência muito mais baixa que a da borracha natural. O modulo dinâmico ($G_{\omega,\theta}$) de materiais de alto amortecimento, todavia, aumenta muito rapidamente com a freqüência, como pode ser observado no gráfico da Figura 2.13 no exemplo da resina butílica.

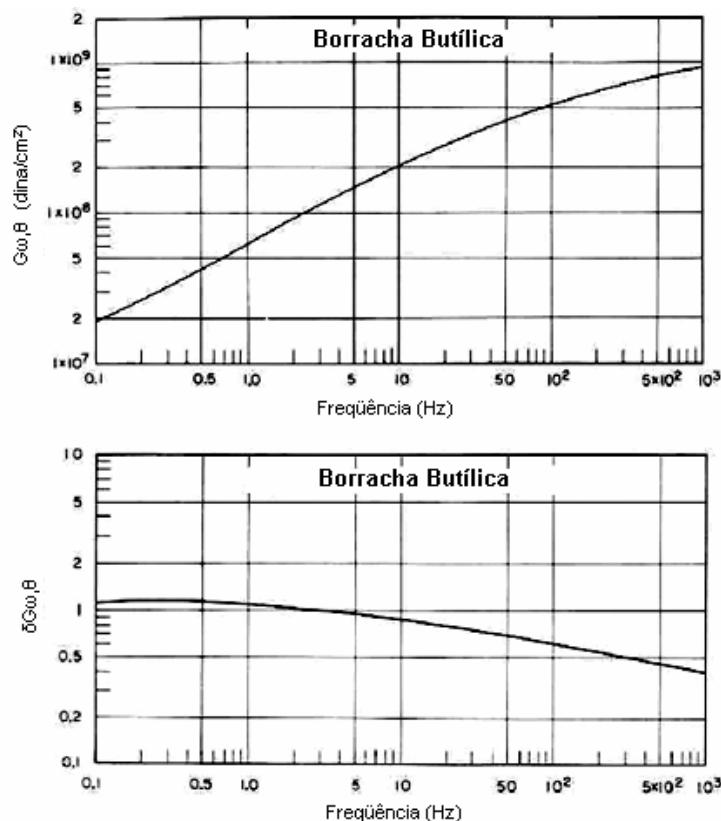


Gráfico 2.13 – Curvas do módulo dinâmico ($G_{\omega,\theta}$) e do fator de amortecimento ($\delta G_{\omega,\theta}$) da borracha butílica em função da freqüência [Snowdon - 1968]

O fator de amortecimento é grande conforme a Figura 2.13 e pode ter variação relativamente lenta com a freqüência de excitação para este tipo de material. Embora alto inicialmente, o fator de amortecimento reduz gradativamente com o aumento da freqüência. Para este material as curvas foram obtidas a temperatura ambiente.

Para distúrbios na forma de impactos, as buchas elastoméricas permitem um aumento gradual na força transmitida assim como uma dissipação da energia introduzida pelo impacto através do amortecimento elastomérico. Com isso, fica aparente que em adição a suas propriedades elásticas, buchas elastoméricas também trabalham significantemente quanto ao amortecimento. O coeficiente da mola tem um efeito no comportamento da isolação de vibrações de uma bucha elastomérica e é uma consideração importante no desenvolvimento do conjunto da suspensão quando se pensa em amortecimento vertical.

Devido à natureza visco-elástica dos elastômeros, o coeficiente de mola em resposta a cargas dinâmicas é grandemente dependente da freqüência da excitação, amplitude da excitação e da temperatura dos componentes. Aumentando a freqüência, aumentará o coeficiente dinâmico da mola, ângulo de perda e amortecimento. Este fenômeno está relacionado a uma progressiva mudança do material para um comportamento semelhante ao vidro, como o efeito do aumento da freqüência pode ser comparado à redução da temperatura. Similarmente, o aumento da amplitude de excitação está associado com os aumentos da rigidez e ângulo de perda.

Segundo H.Braess (2005), um requisito para uma isolação é uma suficientemente grande razão da freqüência de excitação para a freqüência de ressonância do sistema. Se a freqüência de excitação é menor que $\sqrt{2}$ vezes a freqüência de ressonância do sistema, a isolação não é possível. Na prática, quando a razão da rigidez da bucha para a rigidez local da carroceria é de pelo menos 10:1, a isolação tem se provado efetiva. Como geralmente não é possível evitar a passagem da ressonância pelo sistema, é muito importante incluir coxins elásticos com um amortecimento suficiente para remover a energia cinética do sistema de vibração e convertê-la em calor. As características ângulo de perda e fator de amortecimento descrevem o comportamento de um sistema vibratório. O ângulo de perda indica em quantos graus a força resultante da combinação dos componentes elasticidade e amortecimento precedem a deformação elástica, ao passo que o fator de amortecimento é a razão adimensional do amortecimento atual para o amortecimento crítico.

2.6 VIBRAÇÕES DO VOLANTE DE DIREÇÃO

Uma preocupação grande se tem no estudo de caso aqui tratado quanto à vibração do volante com a aplicação de uma bucha elastomérica na substituição de uma bucha hidráulica em virtude da sua característica de menor absorção de vibrações. Estas vibrações são transmitidas pelo sistema de direção do veículo e chegam até o volante de direção que passa a vibrar também, causando desconforto ao usuário. Portanto, esta vibração deve ser evitada.

Para uma suspensão independente, as rodas simplesmente se movimentam com ponto de pivotamento no eixo de fixação da mesma à carroceria [buchas] e estão ligadas ao sistema de direção através da junta esférica da barra da direção. Na suposição de que o volante de direção está seguro firmemente, a principal submissão é da coluna de direção e a principal inércia é das rodas sobre a junta esférica da barra da direção. Atritos de vários tipos estão presentes no sistema, incluindo as juntas esféricas, as quais são projetadas para proporcionar uma redução do mesmo e evitar problemas no sistema de direção.

Michele Demers (2003) realizou um estudo do relacionamento da vibração torsional do volante e as características da bucha dianteira da bandeja inferior da suspensão. Algumas conclusões importantes foram tiradas deste estudo:

- A amplitude da vibração torsional do volante aumenta com o aumento da velocidade do veículo;
- A amplitude da vibração torsional do volante aumenta com o aumento do desbalanceamento das rodas dianteiras;
- A vibração torsional do volante é tão maior quanto à rigidez do elastômero da bucha da bandeja inferior.

As conclusões apresentadas por Michele Demers (2003) confirmam a relação da bucha da bandeja inferior com a vibração do volante e reforçam a necessidade da escolha correta do elastômero, com especial atenção à sua rigidez que é uma

característica fundamental para se ter sucesso no desenvolvimento de uma bucha que promova um bom amortecimento e seja uma boa absorvedora de vibrações.

A vibração do volante é um problema crítico em alguns veículos que são desenvolvidos amortecedores de vibração aplicados à coluna de direção. Todavia, este tipo de amortecedor não tem grande eficiência porque são desenvolvidos para trabalhar em uma freqüência específica para cada aplicação. Como a vibração do volante ocorre sob várias freqüências, que dependerão da velocidade do veículo, do piso em que trafega entre outros itens, este tipo de absorvedor de vibração não é considerado muito eficaz.

John C. Dixon (1999) menciona que vibrações do volante de direção foram muito problemáticas no início do desenvolvimento de motorizações com eixo dianteiro rígido. A adoção da suspensão dianteira independente melhorou consideravelmente esta condição. Com maiores conhecimento e estilos, hoje em dia os veículos são largamente otimizados para evitar o problema de vibração do volante, que incomoda a grande maioria dos usuários e pode resultar em grande insatisfação.

As vibrações no volante são comumente geradas pelo desbalanceamento do conjunto roda/pneu. Quando as rodas dianteiras têm um desequilíbrio similar, então a pequena diferença do raio efetivo de rodagem das mesmas resulta em vibrações com freqüências variadas em função da velocidade do veículo. Na maioria dos casos em que a vibração é crítica, a solução não se torna mais viável com a adição de amortecedores de vibração, mas sim o re-balanceamento do conjunto roda/pneu. Algumas configurações de suspensão são mais suscetíveis a transmitir as vibrações do que outras devido a concepção do seu projeto.

3 ESTUDO DE CASO

3.1 DESENVOLVIMENTO DA BUCHA ELASTOMÉRICA

Conforme já mencionado, o objetivo deste trabalho é desenvolver uma bucha elastomérica para substituição de uma bucha hidráulica e solução de um problema de ruído, avaliando-se os benefícios e deméritos decorrentes desta substituição.

O desenvolvimento da nova bucha levou em consideração a manutenção das características do veículo proporcionadas pela bucha hidráulica, buscando manter a curva tensão/deformação, absorção de desbalanceamento, conforto da suspensão e durabilidade da bucha.

Os gráficos de rigidez dinâmica e ângulo de perda levantados para a bucha hidráulica à temperatura ambiente conforme a norma DIN 53513 [determinação das propriedades visco-elástico de elastômeros], são mostrados nas Figuras 3.1 e 3.2.

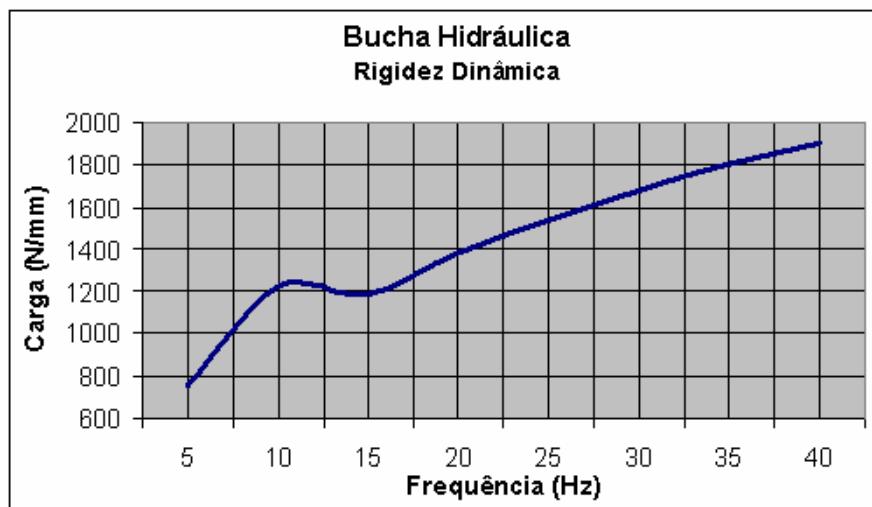


Figura 3.1 – Gráfico de Rigidez Dinâmica da Bucha Hidráulica

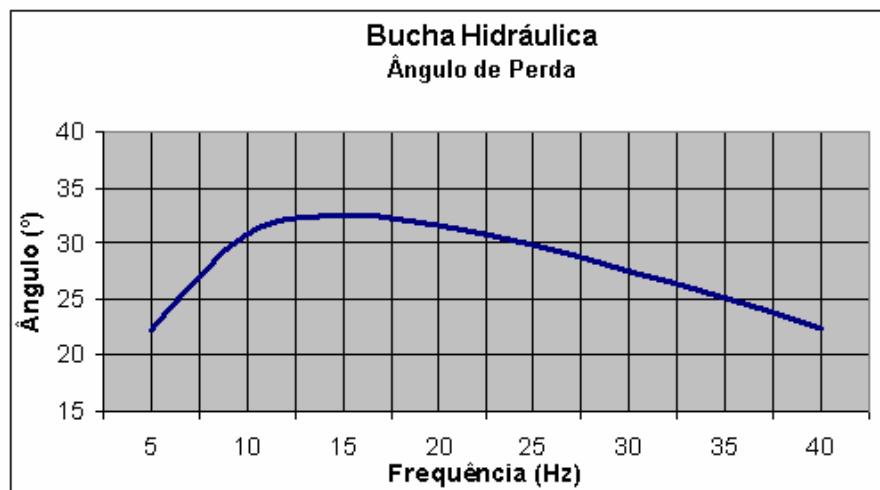


Figura 3.2 – Gráfico de ângulo de perda da Bucha Hidráulica

Para desenvolver o novo componente o primeiro passo foi o levantamento do histórico do veículo quanto ao uso desta bucha. Este levantamento mostrou que o veículo iniciou a produção com uma bucha elastomérica que foi utilizada por mais de 5 anos. Esta bucha pode ser vista em corte e montada no suporte na Figura 3.3.

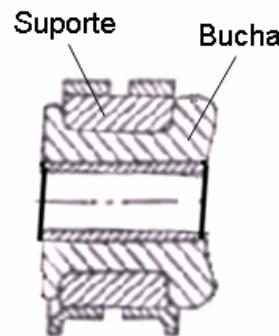


Figura 3.3 – Bucha elastomérica em corte

Esta bucha foi substituída pela bucha hidráulica devido a reclamações de clientes quanto à vibração do volante. Naquele momento foi realizada uma análise da causa da vibração e concluiu-se que a mesma era proveniente do desbalanceamento do conjunto roda/pneu quando este era superior a 5 gramas, ou seja, a bucha

elastomérica até então utilizada era muito sensível a este tipo de problema, sendo então substituída pela bucha hidráulica, que solucionou o problema.

Frente a este histórico, percebe-se que o projeto da nova bucha elastomérica deveria utilizar de novos artifícios de forma a evitar a reincidência de problemas de vibração. Portanto, este projeto partiu da premissa do desenvolvimento de uma bucha elastomérica com *design* diferenciado, como poderá ser visto no item 3.1.1.

3.1.1 DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS DA BUCHA ELASTOMÉRICA

3.1.1.1 Definição do projeto

Conforme já descrito, baseando-se no histórico problemático da utilização de uma bucha elastomérica na bandeja inferior, foi considerado como certo o retorno do problema de vibração do volante caso fosse desenvolvida uma nova bucha com projeto semelhante ao inicialmente utilizado pelo veículo [mostrada na Figura 3.3].

Desta forma, foi analisada uma alternativa de decompor a nova bucha em duas partes para que estas pudessem ter uma característica diferenciada do desempenho limitado e abaixo do esperado até então encontrado na bucha elastomérica. Com isso, as possibilidades de modificação de material, dureza e outras características da bucha, poderiam ser trabalhadas independentemente para cada parte da nova bucha. Este trabalho limitou-se ao uso de componentes iguais em ambas as metades, ou seja, o mesmo material, características mecânicas e físicas nos dois componentes, buscando uma simplificação do processo de fabricação e minimização do investimento em ferramental, inventário e dispositivos de controle, sendo que estes itens teriam valor dobrado se tivermos componentes diferentes. Todavia, se o sucesso não for alcançado nesta condição, uma diferenciação das duas metades será necessária e o investimento maior inevitável. Este novo projeto pode ser visto nas Figuras 3.4 e 3.5.



Figura 3.4 – Projeto da bucha elastomérica

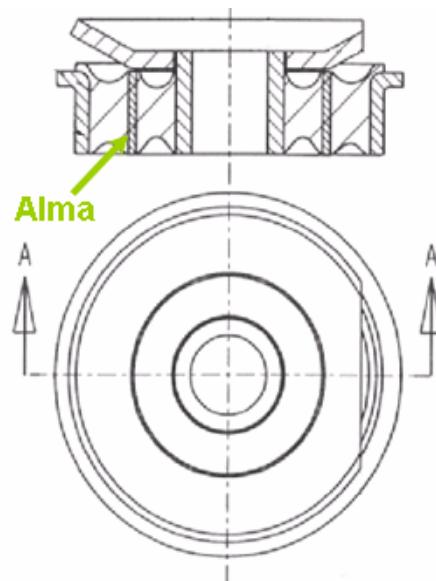


Figura 3.5 – Desenho da Bucha Elastomérica

O projeto baseou-se na bucha do tipo dois tubos com alma, conforme disposto pelos engenheiros Gerard Gallas e Bernard Renzo (1985). Este tipo de bucha foi utilizado devido à necessidade da alma [tubo intermediário entre os tubos interno e externo] para aumentar a resistência radial. Isso porque esta bucha tem o diâmetro bem

maior do que a espessura da mesma tornando-a sensível a deformações quando sob cargas radiais.

Também foi utilizada uma arruela cravada no tubo interno para que o deslocamento axial da bucha seja reduzido [deslocamentos observados durante a aceleração e na frenagem do veículo], evitando com isso um esforço superior ao que o elastômero suportaria visto que a alma se apoiará na arruela. Este movimento excessivo pode gerar desprendimento do elastômero dos tubos ou uma fissura no primeiro, inutilizando completamente a bucha.

3.1.1.2 Definição das dimensões

Para a definição das dimensões da bucha foi pressuposto manter-se a interface da mesma com o suporte, com o mínimo de alterações possível no processo de montagem. Como a montagem passaria de 1 para 2 buchas por lado do veículo, o projeto considerou uma definição de dimensões da bucha de forma que a montagem da barra tensora, porca de fixação e cravamento no suporte fossem mantidos, ou seja, após a nova bucha ser montada no suporte, ela torna-se totalmente intercambiável no sistema de suspensão, o que facilita o processo de substituição deste componente em concessionários [pós-vendas] quando da reparação do veículo por problemas de impacto ou por qualquer outro motivo.

Todos esses itens foram mantidos com exceção da montagem da bucha no suporte, que passou a ser em posição contraposta em função da nova bucha ser bipartida, conforme mostra a Figura 3.6. Todavia, isso não é um problema, visto que, a montagem da bucha é feita através de uma prensa que possui um dispositivo que posiciona a mesma no suporte e pode ser adaptado para a nova condição de montagem. Entretanto, vale ressaltar que neste trabalho não será abordado em profundidade o processo de montagem da bucha pois o objetivo aqui definido é a avaliação do novo produto e não do processo.

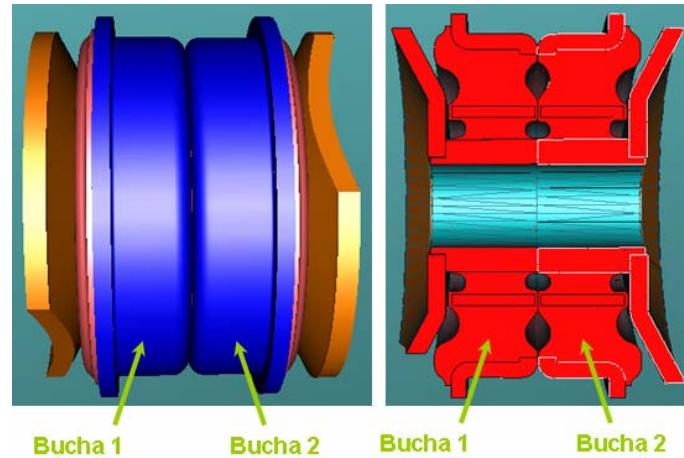


Figura 3.6 – Posicionamento contraposto das metades da nova bucha

A Figura 3.7 mostra o conjunto bandeja inferior da suspensão do veículo em análise montado com a bucha. Já a Figura 3.8 mostra a vista em corte [detalhe A-A da Figura 3.7] das buchas elastomérica (A) e hidráulica (B) no suporte, comparando as duas montagens.

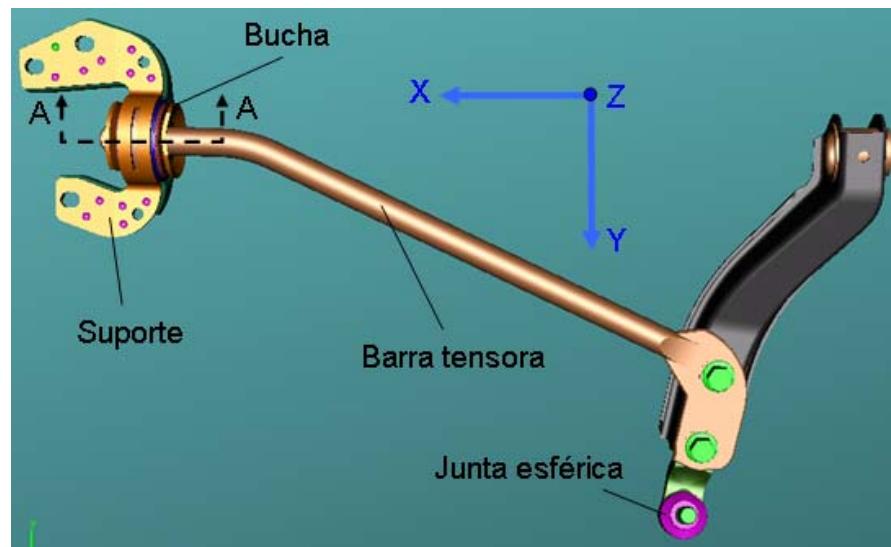


Figura 3.7 – Montagem da bandeja inferior da suspensão

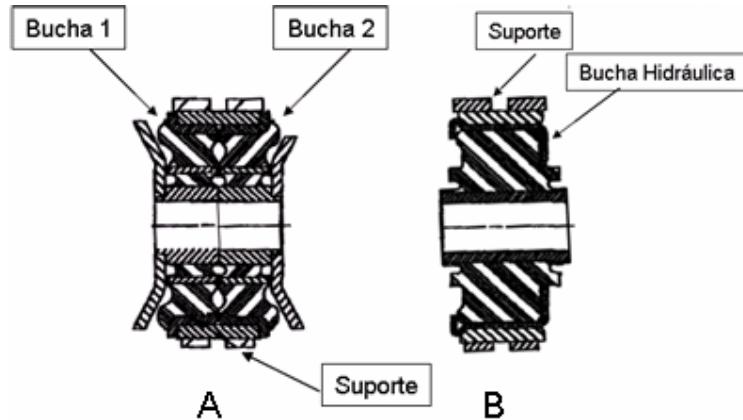


Figura 3.8 – Corte A-A: Montagens das Buchas elastomérica (A) e hidráulica (B) no Suporte

3.1.1.3 Definição do elastômero

A escolha do elastômero para aplicação na bucha deve levar em consideração fatores importantes para o seu bom desempenho, como a localização e exigência ao qual o componente estará sujeito. A bucha da bandeja é um componente de segurança e muito importante na manutenção dos parâmetros da geometria do veículo. Conforme Ricardo S.P. Montenegro e Simon S.K. Pan (2006), os fatores principais a serem considerados na escolha do elastômero são:

- Temperatura de trabalho;
- Deformação permanente;
- Resistência mecânica;
- Resistência a ataques químicos;
- Ângulo de perda ou Amortecimento;
- Rígidez dinâmica.

Para a bucha da bandeja inferior, a temperatura de trabalho é a temperatura ambiente, portanto não é necessário ter-se muita preocupação quanto a este item. Os demais itens mencionados são vitais para o desenvolvimento de um bom componente e serão levados em consideração neste estudo.

Snowdon (1968) menciona que a freqüência de transição para uma borracha natural é muito alta à temperatura ambiente [freqüência onde as características mecânicas do material se modificam]. Na faixa de freqüência onde normalmente ocorrem problemas de vibração, que varia de acordo com o veículo, a causa principal da existência deste problema é o baixo fator de absorção do material, muito provavelmente porque o elastômero se encontra na sua freqüência de transição. Não foi mencionado por Snowdon qual a freqüência de transição para cada material. Desta forma, os ensaios práticos serão vitais para a avaliação do material escolhido.

De forma a auxiliar na definição do material para a bucha, a tabela 3.1 lista vários elastômeros e suas características principais, segundo apresentado pela empresa Dipebor soluções em borracha (2006).

TIPO DE BORRACHA	CARACTERÍSTICAS
Natural	Ótima resistência mecânica; Baixa resistência a ataque químico (óleos/graxas); Baixa deformação permanente; Boa maleabilidade; Boa resistência a baixa temperatura; Baixo custo.
SBR (Estireno Butadieno)	Menor custo entre as borrachas; Boa resistência à abrasão; Ótima resistência a compressão; Boa resistência ao calor e a água; Baixa resistência a ataques químicos (óleos/graxas).
Neoprene	Ótima resistência a intempéries; Boa resistência a ataques químicos (óleos/graxas); Baixa absorção de água; Boa resistência mecânica.
EPDM (Etileno Propileno Monômero Diênico)	Excepcional resistência a intempéries; Boa resistência à abrasão; Baixa absorção de água; Baixa resistência a ataques químicos (óleos/graxas).
Butílica	Impermeabilidade excepcional a gases; Alta deformação permanente; Alta resiliência; Boa resistência mecânica.
NBR (Acrilonitrila Butadieno)	Excelente resistência ao ataque químico (graxas/solventes); Baixa resistência a intempéries; Quanto maior o teor de acrilonitrila, maior a resistência mecânica e a ataques químicos, porém menor a elasticidade e flexibilidade.

Tabela 3.1 – Tabela de tipos de elastômero e suas características principais.

Pode ser observado na tabela 3.1 que vários materiais poderiam ser aplicados na bucha da bandeja inferior, como por exemplo a borracha natural, o Neoprene ou mesmo o EPDM (Estileno-Propileno-Monômero-Diênico).

Todavia, a bucha da bandeja inferior é um componente de segurança e, por esta razão, deve-se ter atenção aos requisitos de resistência mecânica e durabilidade [vida em fadiga].

Realizando uma pesquisa dos materiais utilizados neste tipo de componente em alguns veículos produzidos atualmente, verificou-se que todos utilizam a borracha natural nesta bucha.

Também foi consultado o fornecedor de componentes de borracha Tenneco Automotive Brasil Ltda o qual utiliza e recomenda a borracha natural para buchas da suspensão. Especialistas em elastômeros da Engenharia de materiais da General Motors do Brasil também indicaram a borracha natural como o melhor material para a aplicação.

Logo, apesar da borracha natural se enquadrar nas considerações de Snowdon como um material que perde suas características com o aumento da frequência, as recomendações e histórico de bom desempenho deste material na aplicação, principalmente quanto à resistência mecânica, foi definido que o material da nova bucha será a borracha natural.

Vale acrescentar que as características dos elastômeros apresentados na tabela 3.1 podem ser melhoradas com a aplicação de cargas na formulação de cada componente. Todavia, esta alternativa resultaria em aumento do custo do material, o que é prejudicial para o estudo de caso quanto a sua viabilidade econômica.

As características da borracha natural escolhida serão definidas pelas normas SAE [Society of Automotive Engineering] J200 e ASTM [American Society of Testing Materials] D2000.

4 ENSAIOS E RESULTADOS

Os requisitos de desempenho e funcionalidade para a bucha elastomérica foram os mesmos exigidos na aprovação da bucha hidráulica e que serão mostrados a seguir. Conforme já descrito, o objetivo inicial deste trabalho é que a nova bucha elastomérica tenha um desempenho similar ao da bucha hidráulica para que se possa indicar ou não o uso da primeira como componente substituto para a bucha hidráulica, mantendo as mesmas características de conforto, absorção de vibrações e de desempenho da suspensão do veículo onde a mesma será montada. Alguns testes têm requisito mínimo de vida e, portanto, não será necessária a comparação do resultado entre as buchas, somente a apresentação dos resultados encontrados.

4.1 ANÁLISES LABORATORIAIS

A fase inicial de ensaios foi o levantamento das curvas de tensão/deformação comparativamente para as buchas hidráulica e elastomérica. Este ensaio foi realizado conforme a especificação interna da General Motors GME 60232, que é baseado nas seguintes normas internacionais: DIN 862, DIN 876-1, DIN 876-2, DIN 878, DIN 6370, DIN 51220, DIN EN ISO 7500-1, DIN EN 10002-2 e DIN EN 10002-4.

Para este ensaio foram levantadas as curvas para duas direções de carga F1 e F2, conforme apresentado na Figura 4.1.

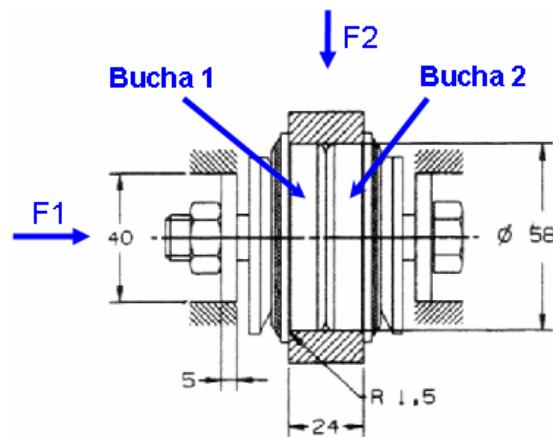


Figura 4.1 – Desenho esquemático da direção das forças do ensaio de tensão x deformação

O equipamento utilizado para este ensaio foi um dinamômetro Kratos onde as buchas foram dispostas conforme mostra a Figura 4.2.

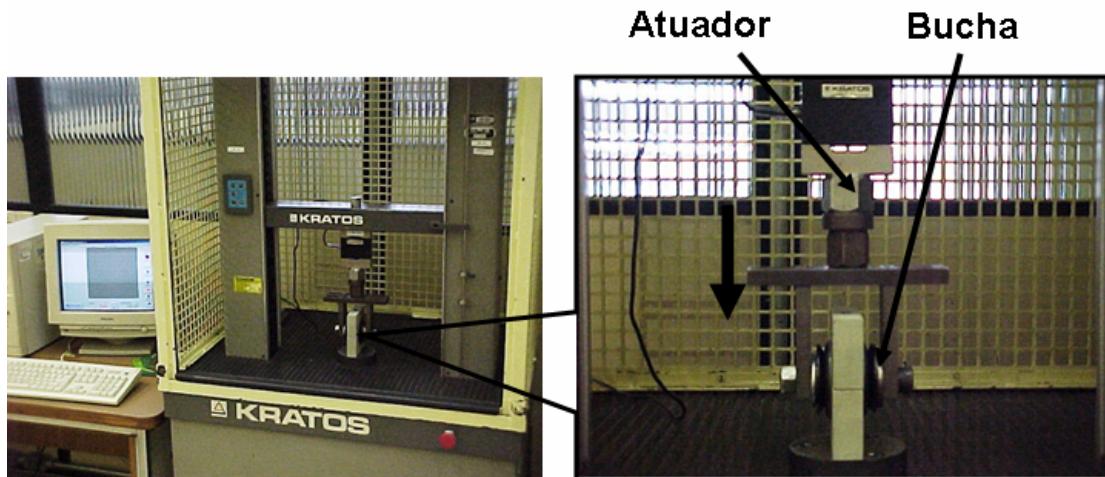


Figura 4.2 – Equipamento de ensaio tensão x deformação

As curvas encontradas são mostradas nas Figuras 4.3 e 4.4.

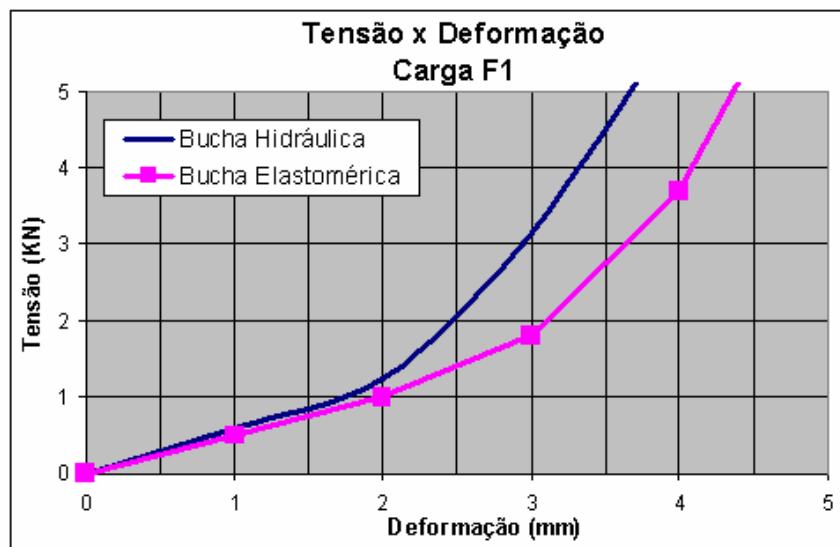


Figura 4.3 – Curva tensão x deformação para a carga F1.

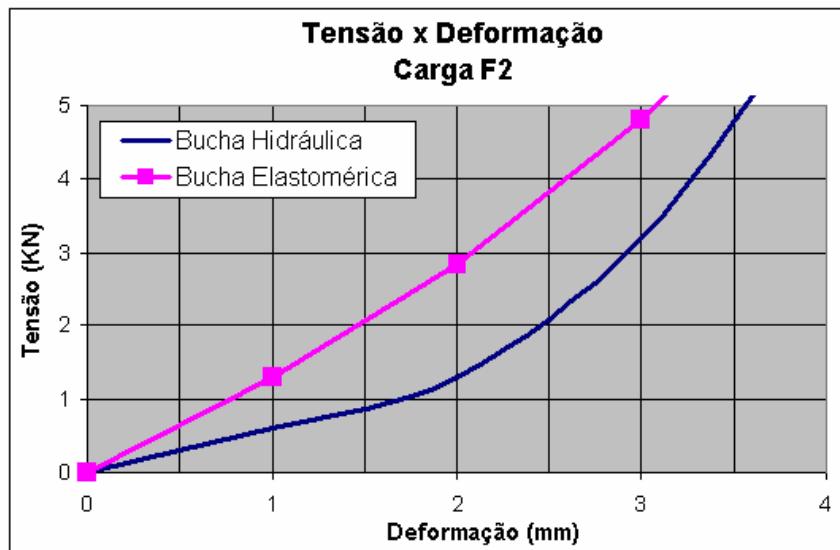


Figura 4.4 – Curva tensão x deformação para a carga F2.

É possível observar que a bucha elastomérica tem maior deformação que a bucha hidráulica com carga no sentido axial (F1). Já para cargas radiais (F2) a bucha hidráulica tem maior deformação.

Este comportamento estático pode ser traduzido em um comportamento dinâmico no veículo onde a bucha elastomérica proporcionará maior conforto aos ocupantes ao passo que a bucha hidráulica deverá mostrar-se melhor na redução dos efeitos sentidos na carroceria durante a frenagem ou aceleração do veículo.

Na seqüência dos ensaios laboratoriais foram levantadas as curvas da rigidez dinâmica e ângulo de perda para a bucha elastomérica, conforme mostram as Figuras 4.7 e 4.8, para posterior comparação com as curvas da bucha hidráulica.

As curvas foram levantadas conforme a norma DIN 53513 [determinação das propriedades visco-elásticas de elastômeros].

Para o levantamento das curvas, foi utilizado um equipamento de ensaio em um eixo [fabricante MTS] composto por uma unidade de carga, uma unidade de controle e um gerenciador, conforme mostra a Figura 4.5. A peça a ser analisada foi disposta e a carga aplicada conforme mostra a Figura 4.6.

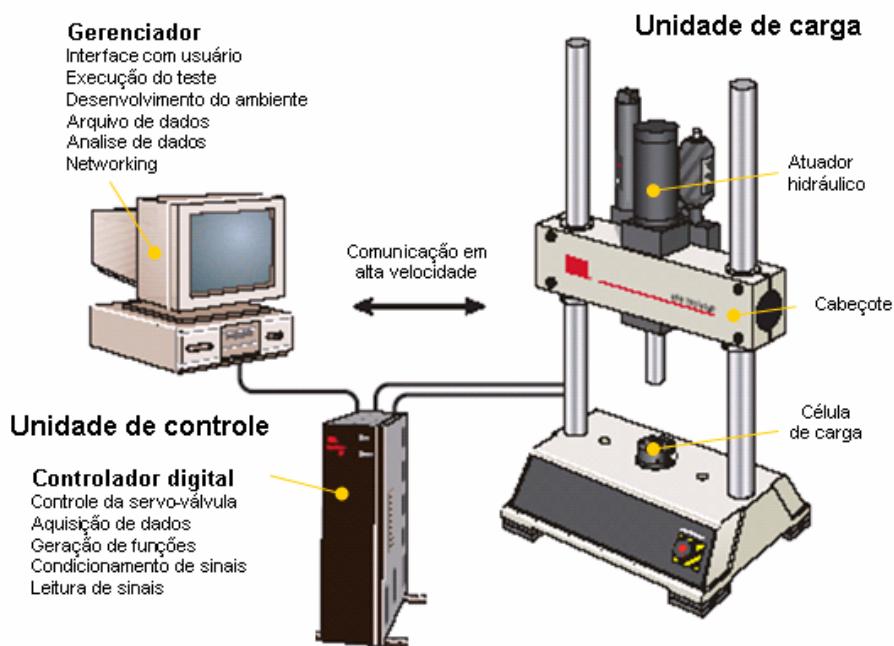


Figura 4.5 – Desenho esquemático do equipamento de ensaio laboratorial

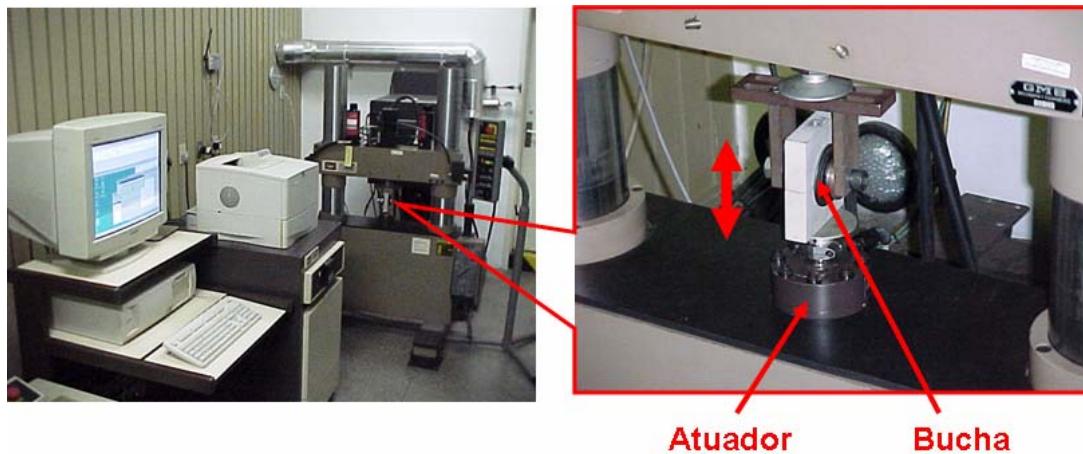


Figura 4.6 – Posição do componente e aplicação da carga no ensaio laboratorial

4.1.1 Rígidez dinâmica

Condições de ensaio: Freqüência: 1 a 40 hz

Amplitude: ± 1 mm

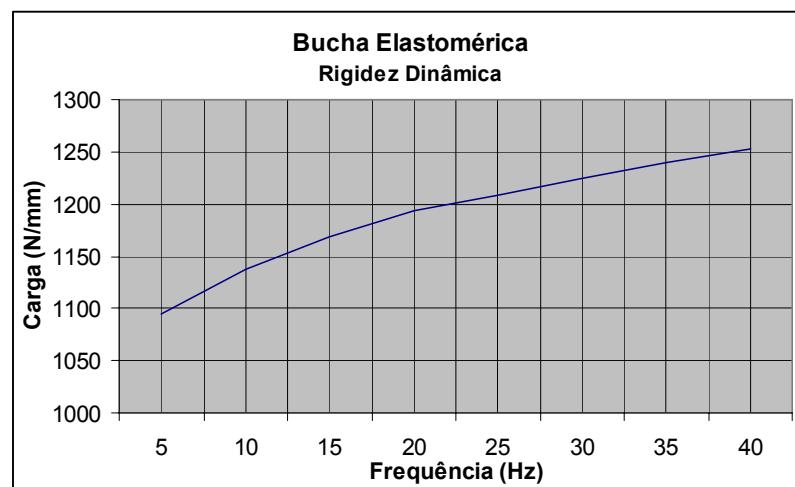


Figura 4.7 – Gráfico de Rígidez Dinâmica da Bucha Convencional

4.1.2 Ângulo de Perda

Condições de ensaio: Freqüência: 1 a 40 hz
Amplitude: ± 1 mm

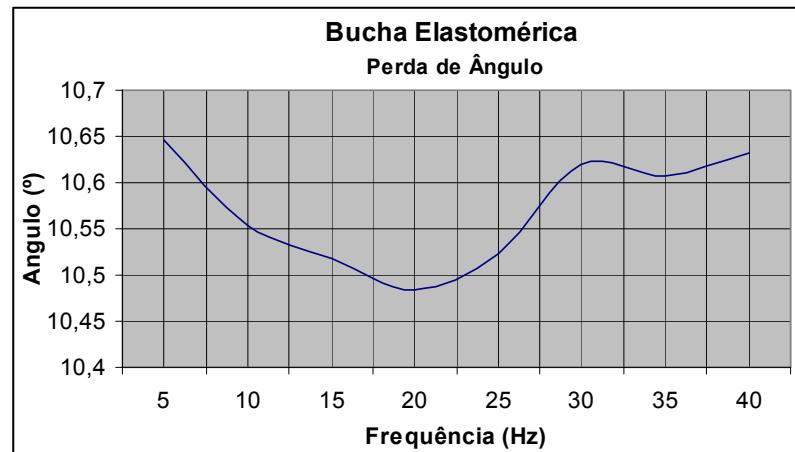


Figura 4.8 – Gráfico de Ângulo de perda da Bucha Convencional

Para realizar a análise comparativa das curvas de rigidez dinâmica e ângulo de perda para as buchas, as curvas serão plotadas respectivamente em um único gráfico, como mostram as Figuras 4.9 e 4.10.

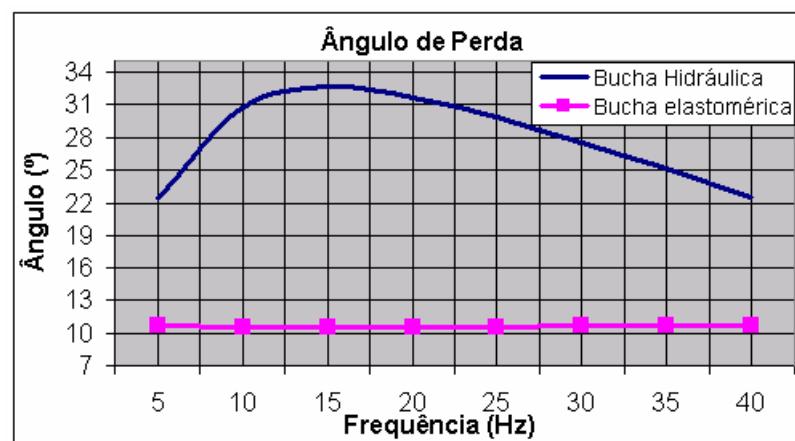


Figura 4.9 – Gráfico de Ângulo de perda comparando as buchas convencional e hidráulica

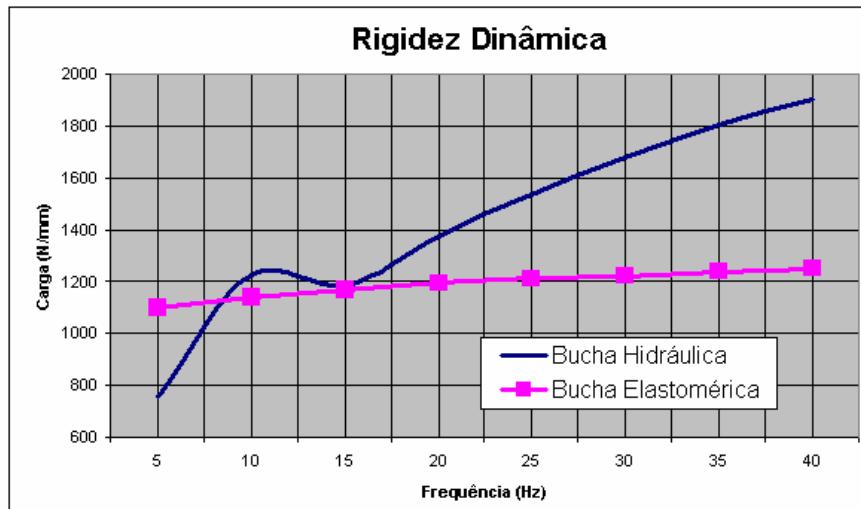


Figura 4.10 – Gráfico de rigidez dinâmica comparando as buchas elastomérica e hidráulica

Pode-se traduzir o ângulo de perda como o amortecimento gerado pelo componente. Olhando as curvas do ângulo de perda na Figura 4.9 vemos que o amortecimento gerado pela bucha hidráulica é bem maior que o da bucha elastomérica principalmente à baixa freqüência [entre 10 e 20 Hz]. Contudo, não é possível dizer que o comportamento da bucha elastomérica é rejeitável. Faz-se necessária uma avaliação veicular para esta definição.

Já a rigidez dinâmica pode ser traduzida como o conforto ou aspereza proporcionado pelo componente, ou seja, está ligado à dureza “Shore A” do componente. No gráfico da Figura 4.10 pode ser verificado que a bucha elastomérica tem melhor desempenho até 8 Hz de freqüência. Acima deste valor a bucha hidráulica é superior. Todavia, da mesma forma que para o ângulo de perda, a avaliação veicular é o fator relevante para a definição do melhor componente.

4.1.3 Fadiga torsional

Este ensaio tem por objetivo avaliar a resistência da bucha quando submetida a esforços superiores aos que a mesma estará sujeita durante o seu trabalho no veículo, isto para que seja garantido que 100% das peças não apresentem problemas de durabilidade durante o uso, desde que obedeçam as especificações do projeto e produção e não estejam sob uso abusivo.

Para este ensaio, conforme procedimento interno da General Motors “GME L-6Q-5”, a bucha deve ser montada em dispositivos e solicitada conforme mostra a Figura 4.11.

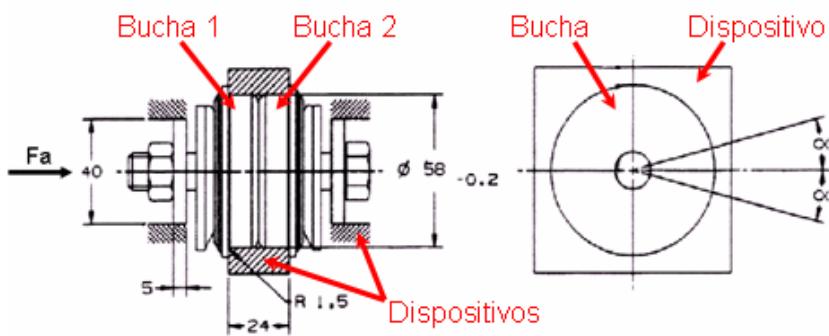


Figura 4.11 – Esquema para ensaios dinâmico e estático

Condições de ensaio: Carga axial: $F_a = +/- 1 \text{ KN}$

Freqüência de F_a : $5 \pm 0,5 \text{ hz}$

Ângulo de torção: $\alpha = \pm 15^\circ$

Freqüência de α : $1 \pm 0,1 \text{ hz}$

Vida mínima: $N = 250.000 \text{ ciclos}$

Para realização deste ensaio foi utilizado um equipamento com atuadores em dois eixos para aplicação da força F_a e do ângulo α , conforme mostra a Figura 4.12.

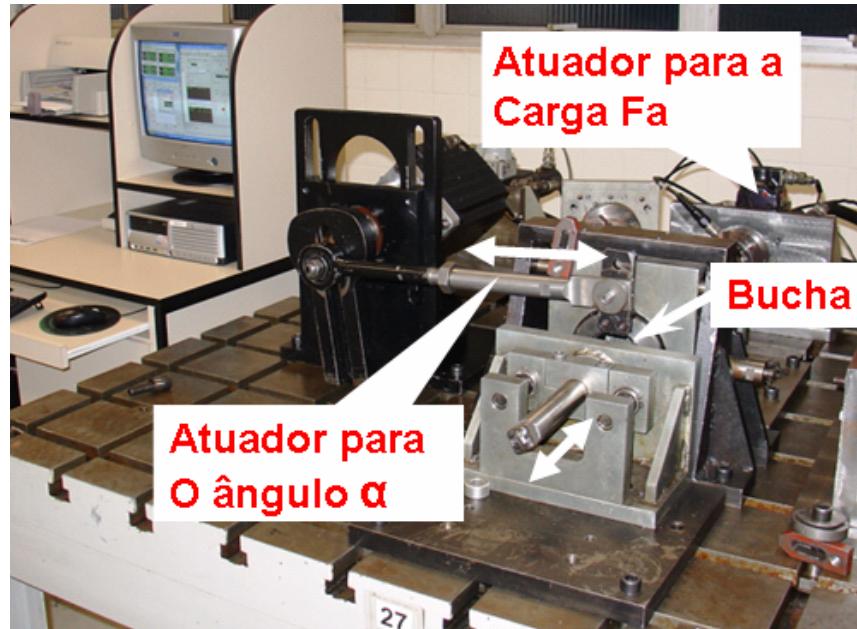


Figura 4.12 – Equipamento de ensaio de fadiga

Este equipamento possui um sistema computadorizado para monitoração das cargas aplicadas no componente, conforme pode ser visualizado na Figura 4.13.



Figura 4.13 – Monitores do teste de fadiga

Para aprovação neste ensaio foi utilizado o requisito da montadora para aprovação de buchas da suspensão, onde no mínimo 3 buchas devem ser testadas e ultrapassar 250.000 ciclos sem aquecimento da borracha acima de 55° C, sem rupturas, trincas ou descolamento da borracha após o ensaio. Foram ensaiadas 6 buchas elastoméricas onde todas ultrapassaram 300.000 ciclos, estando portanto aprovadas neste ensaio.

4.2 Testes no veículo

4.2.1 Conforto

Este teste foi realizado com o veículo trafegando por uma pista conhecida, onde se conseguiu avaliar subjetivamente o desempenho do veículo com o componente sob as mais variadas condições de uso, compreendendo curvas para a esquerda e direita, buracos, ondulações e imperfeições na pista.

Segundo H. Braess (2005), apesar da disponibilidade de equipamentos de alta qualidade e tecnologia para avaliação de componentes, como a análise virtual, por exemplo, a avaliação subjetiva continua sendo uma importante ferramenta para refinar-se as propriedades de conforto e dirigibilidade de componentes veiculares. Isto pode ser atribuído principalmente à habilidade e experiência de Engenheiros experimentais, percepção esta conseguida através de constantes avaliações e testes veiculares por vários anos consecutivos.

Estas avaliações podem ser realizadas não somente para componentes da suspensão, mas para muitos outros componentes aos quais a condição destes seja perceptível pelo cliente final. São também avaliados subjetivamente o sistema de direção, freios, pneus, bancos, pedais, entre outros. Vale acrescentar que a avaliação subjetiva é um teste adicional a outros tantos necessários à aprovação de cada um dos mencionados componentes e sistemas, como no estudo de caso aqui abordado.

Para uma maior confiabilidade do resultado é aconselhável que a avaliação seja conduzida com três avaliadores, condição esta adotada para o estudo de caso.

A classificação do componente é feita através de notas atribuídas ao componente conforme o seu desempenho, baseado na percepção do cliente quanto a um possível distúrbio.

Notas	Desempenho	Distúrbio
10	Excelente	Nada perceptível
9	Muito Bom	Leves traços notados apenas por avaliadores treinados
8	Bom	Traços notados por todos os avaliadores treinados
7	Satisfatório	Traços perceptíveis a todos os usuários, porém não incômodo
6	Aceitável	Incômodo para alguns usuários
5	Marginal	Incômodo para todos usuários
4	Pobre	Considerado falha por alguns usuários
3	Muito Pobre	Considerado falha por todos os usuários
2	Ruim	Considerado falha grave por alguns usuários
1	Péssimo	Considerado falha grave por todos os usuários
0	Não Aplicável	Inoperante ou Inexistente

Tabela 4.1 – Notas para a avaliação subjetiva

A tabela 4.1 indica as notas mínima (zero) e máxima (dez) para a classificação de um componente. As cores mostram as faixas indicadas para aprovação e rejeição da peça, onde a nota 6 seria a condição mínima para aprovação. Todavia, esta condição mínima pode variar dependendo do item e da especificação da montadora. Para a bucha da suspensão será utilizada a nota 6 como condição mínima.

Este teste foi realizado comparativamente com a bucha hidráulica. A seguir são apresentadas as médias aritméticas das notas obtidas:

CONFORTO		
	Bucha Elastomérica	Bucha Hidráulica
1 - Conforto Geral ao Dirigir		
1.1 - Conforto da suspensão	7	6,5
1.2 - Equilíbrio da suspensão e do amortecimento	7	7
1.3 - Aspereza de rodagem	7	6
1.4 - Ruído ao rodar	6	6
1.5 - Poder de absorção	7	6,5
1.6 - Ruídos de impacto	6	6
1.7 - Vibração na parte dianteira	7	6,5
1.8 - Vibração no assoalho	7,5	7,5
1.9 - Vibração lateral	7,5	7,5
1.10 - Impactos torsionais no volante	6,5	7
1.11 - Vibrações torsionais no volante	7	6
1.12 - Vibrações verticais no volante	7,5	7,5
1.13 - Esforço estático no volante	6	6
1.14 - Esforço dinâmico no volante	7	7
1.15 - Esforços no volante ao percorrer curvas	7	7
1.16 - Atuação dos batentes de compressão	7,5	7,5
1.17 - Queda de roda	6	6
1.18 - Rolagem da carroceria	7	7

Tabela 4.2 – Resultado comparativo do teste de conforto

A tabela 4.2 mostra que em todos os itens desta avaliação a bucha elastomérica teve comportamento igual ou superior à bucha hidráulica com exceção do item 1.10, onde a bucha hidráulica teve comportamento ligeiramente superior. Teste considerado aprovado.

4.2.2 Dirigibilidade

Este teste foi realizado para verificar se a condição de dirigibilidade do veículo foi mantida ou se houve alguma alteração. É de conhecimento que a bucha da bandeja inferior tem influência no comportamento da suspensão do veículo e, por consequência, a condição de dirigibilidade do mesmo também pode ser afetada.

Para este teste foi utilizado o mesmo percurso do teste de conforto vertical. A seguir são apresentados os resultados obtidos:

DIRIGIBILIDADE		
	Bucha Elastomérica	Bucha Hidráulica
1 - Comportamento na partida		
1.1 - Movimento descendente /ascendente	7,5	7,5
1.2 - Saltitar das rodas motrizes	7,5	7,5
1.3 - Movimento pendular na saída	6,5	6,5
1.4 - Tração	7,5	7,5
1.5 - Reações do volante de direção	6,5	6,5
2 - Marcha em Linha Reta		
2.1 - Estabilidade direcional (pista plana)	7,5	7,5
2.2 - Estabilidade direcional (pista irregular)	7	7
2.3 - Sensibilidade à emendas longitudinais	7,5	7,5
2.4 - Esterçamento resultante da variação da carga	7,5	7,5
2.5 - Comportamento autodirecional	7,5	7,5
3 - Comportamento Direcional		
3.1 - Comportamento no início do esterçamento	7	7
3.2 - Resposta de direção	7,5	7,5
3.3 - Efeito vale	6,5	6,5
3.4 - Esterçamento retardado	6,5	7
3.5 - Sensação de centragem do volante	7	7
3.6 - Precisão em relação ao ponto visado	7	7
3.7 - Rabeada em função de mudança de pista	7	7
3.8 - Retorno do volante de direção	7	7,5
3.9 - Esforço no volante sob tração	6,5	6,5
3.10 - Movimento pendular	7	7
3.11 - Ruído em piso irregular	6	6
3.12 - Ruído ao estacionar	7,5	7,5
4 - Comportamento em Curvas		
4.1 - Comportamento relativo ao esterçamento	7	7
4.2 - Comportamento em pista ondulada	7	7
4.3 - Comportamento de rolagem transitória	7	7
4.4 - Rolagem absoluta	7,5	7,5
4.5 - Esterçamento Result. da variação da carga tra	7,5	7,5
4.6 - Aderência das rodas ao solo	7	7
4.7 - Salto das rodas motrizes	7,5	7,5
4.8 - Comportamento autodirecional	7	7

Tabela 4.3 – Resultado comparativo do teste de dirigibilidade

A tabela 4.3 mostra que a bucha elastomérica teve comportamento similar à bucha hidráulica em todos os itens da avaliação de dirigibilidade com exceção dos itens 3.4 e 3.8. Porém o demérito da bucha elastomérica nestes itens é muito pequeno e, conforme a classificação de desempenho da avaliação subjetiva, a nota 7 representa uma condição satisfatória do componente. Portanto, o componente está sendo considerado aprovado neste teste.

4.2.3 Vibração de volante de direção

Este teste foi conduzido para verificar a eficácia da bucha elastomérica em comparação à bucha hidráulica quanto a absorção de desbalanceamento proveniente dos componentes não suspensos.

Para o teste foram utilizados conjuntos de rodas/pneus originais, devidamente calibrados e balanceados. Uma primeira avaliação foi realizada e em seguida foi aplicado um desbalanceamento nas rodas dianteiras, gradual e crescente em 10 gramas por avaliação. O veículo foi acelerado em linha reta e entre as velocidades de 70 a 140 km/h foi medida a aceleração angular torsional do volante de direção. O acelerômetro foi posicionado na parte superior do volante segundo a Figura 4.14 e o mesmo é capaz de indicar a aceleração tangencial apesar de estar medindo a aceleração angular de vibração do volante.

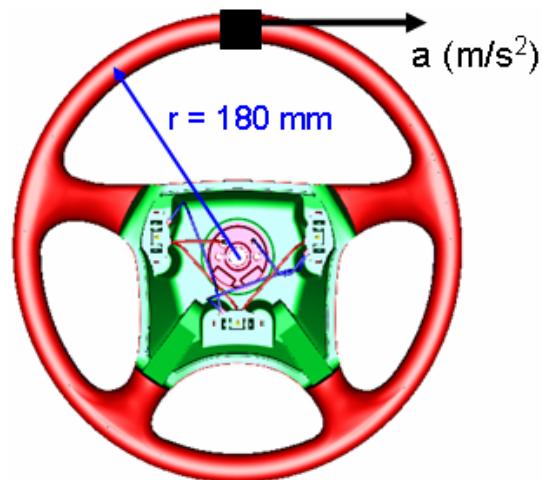


Figura 4.14 – Indicação da posição do acelerômetro no volante

Os resultados são mostrados a seguir:

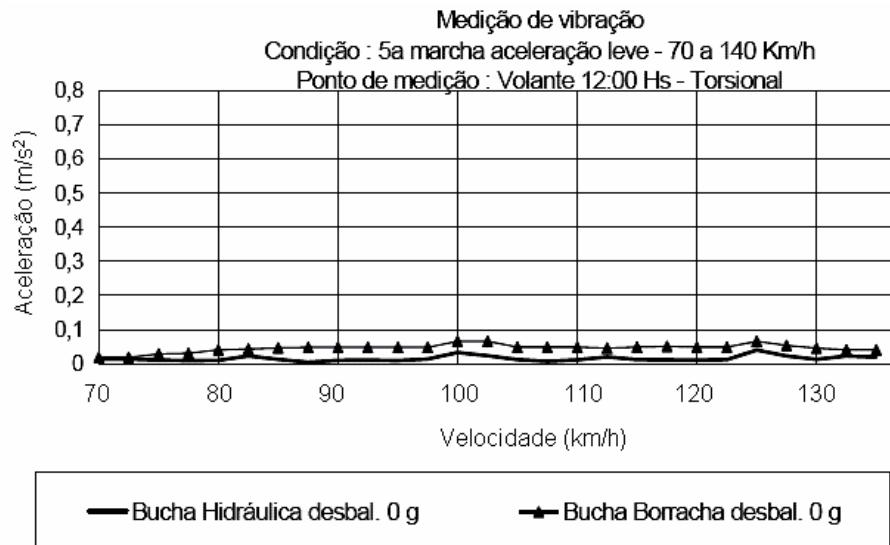


Figura 4.15 – Resultado comparativo do teste de vibração sem desbalanceamento.

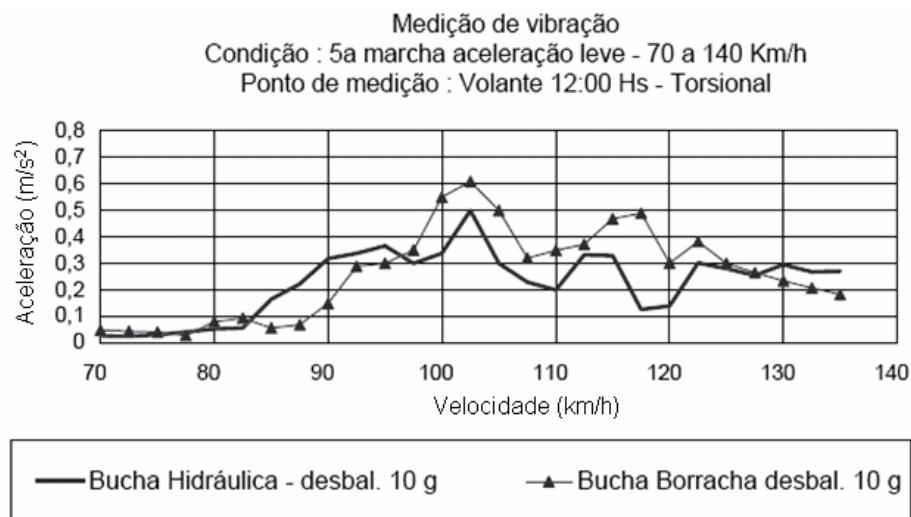


Figura 4.16 – Resultado comparativo do teste de vibração com 10 gramas de desbalanceamento.

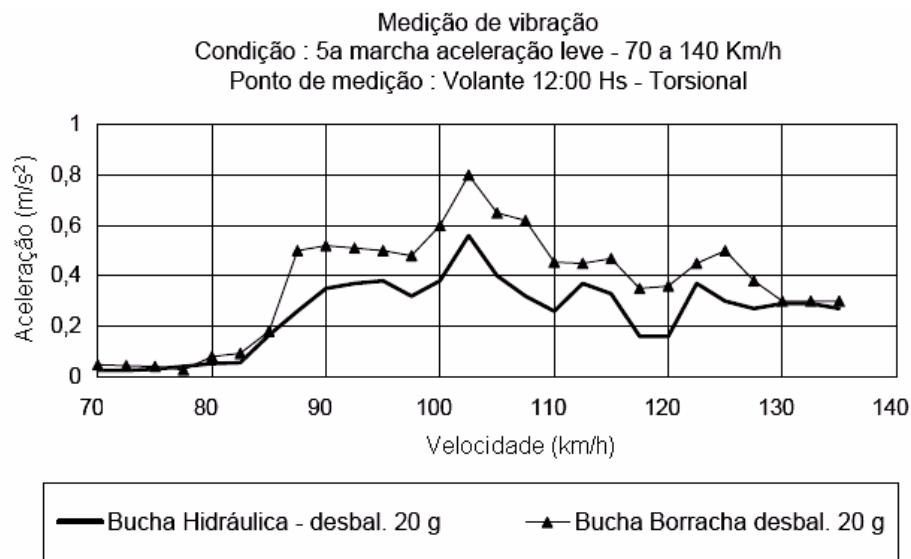


Figura 4.17 – Resultado comparativo do teste de vibração com 20 gramas de desbalanceamento.

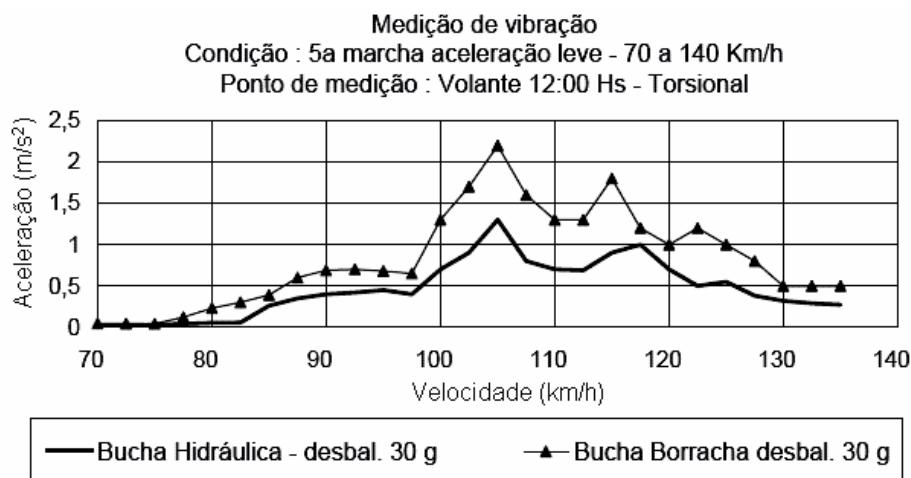


Figura 4.18 – Resultado comparativo do teste de vibração com 30 gramas de desbalanceamento.

As Figuras 4.15, 4.16, 4.17 e 4.18 mostram que a bucha elastomérica tem desempenho inferior à bucha hidráulica em $0,1 \text{ m/s}^2$ com 10 gramas de

desbalanceamento, passando para $0,22 \text{ m/s}^2$ de diferença com 20 gramas e chegando a mais de 1 m/s^2 sob 30 gramas de desbalanceamento.

O resultado deste teste é que a bucha elastomérica tem comportamento similar à bucha hidráulica com até 10 gramas de desbalanceamento dos componentes não suspensos, sendo portanto aprovado para esta condição. Já para um desbalanceamento superior a 10 gramas, a bucha hidráulica tem comportamento muito superior, estando a bucha elastomérica reprovada com desbalanceamento acima deste valor.

4.2.4 Durabilidade no veículo

Para confirmar o desempenho da bucha sob as diversas condições a que o veículo se submete, é importante realizar-se uma avaliação de campo da bucha. O teste laboratorial de fadiga é um pré-requisito para a validação de uma bucha da suspensão. Contudo, o teste em veículo permite avaliar em condições reais de pressão e temperatura, todas as variações e limitações que não podem ser representadas em laboratório, como intempéries, forças em direções não conhecidas, impactos, entre outros itens.

Dois veículos foram submetidos a teste de durabilidade onde os componentes foram avaliados quanto à sua resistência em rigorosas condições de uso comum e abusivo, que representaram cerca de 100.000 km de rodagem por veículo. As mais variadas condições de uso são impostas como variações de tipo de piso, velocidade, carregamento do veículo e local de tráfego [urbano, rodoviário ou fora de estrada].

O requisito de aprovação dos componentes é finalizar o teste sem apresentar trincas, rupturas, perda de torque de fixação ou descolamento da borracha e não apresentar ruído. As buchas elastoméricas finalizaram o teste em condições normais de desgaste e não apresentaram ruído durante todo o teste, estando portanto aprovadas.

5 CONCLUSÃO

O ensaio laboratorial mostrou que a bucha elastomérica tem desempenho similar à bucha hidráulica quanto ao atendimento ao requisito de vida útil conforme mostra o item 4.1.3.

Já nos testes no veículo, pode-se constatar que a bucha elastomérica teve melhor desempenho que a bucha hidráulica em 5 quesitos de conforto, sendo inferior somente em um deles, portanto o comportamento foi considerado similar, conforme mostra o item 4.2.1.

Quanto à dirigibilidade, houve pequena piora em dois quesitos, resultando em desempenho inferior da bucha elastomérica neste item, segundo mostra o item 4.2.2. Todavia, como a nota 7 representa uma condição satisfatória do componente e as notas dos dois quesitos foram 6,5 e 7,0, considera-se o componente elastomérico ainda com bom desempenho.

Para o teste de durabilidade, as buchas atenderam ao requisito mínimo de vida, finalizando o teste sem problemas, sendo portanto, consideradas similares também neste ensaio, conforme visto no item 4.2.4.

O teste de vibração do volante mostrou que a bucha hidráulica tem desempenho superior à elastomérica com o aumento do desbalanceamento, como já era esperado e pode ser visto no item 4.2.3.

Pela avaliação dos especialistas de campo, uma vibração com aceleração superior a $0,7 \text{ m/s}^2$ seria percebida pela maioria dos usuários, o que resultaria em insatisfação e reclamação. Como vemos nos gráficos de teste das Figuras 4.15, 4.16, 4.17 e 4.18, o desbalanceamento de 10 gramas provoca uma aceleração de $0,6 \text{ m/s}^2$. Logo, uma condição de desbalanceamento superior a 10 gramas com o uso da bucha elastomérica é considerada insatisfatória.

Para um veículo de passeio, conforme o caso em estudo, a absorção de um desbalanceamento de até 10 gramas é considerado um bom índice de absorção. Portanto, apesar de um comportamento inferior quanto a esse quesito de

desempenho, a bucha elastomérica tem viabilidade de implementação em substituição à hidráulica, pois soluciona o problema de ruído e é superior à bucha hidráulica em alguns quesitos de conforto.

É importante ressaltar que a bucha elastomérica não apresentou ruído em nenhum dos testes realizados, tanto em laboratório quanto em veículo.

Em adição à solução do problema de qualidade, a implementação da bucha elastomérica proporcionará uma substancial redução de custo com sua implementação, sendo da ordem de metade do custo da bucha hidráulica.

Conclui-se portanto que, considerada a condição de desbalanceamento máximo de 10 gramas para os componentes não suspensos, a bucha elastomérica tem viabilidade técnica de substituição da bucha hidráulica, pois soluciona o problema de ruído [rangido], tem comportamento similar à bucha hidráulica quanto à absorção de vibrações, possui bom desempenho quanto à durabilidade e reduz significativamente o custo do produto.

6 RECOMENDAÇÃO PARA TRABALHOS FUTUROS

A bucha elastomérica bipartida desenvolvida neste trabalho, tem possibilidade de melhoria através da diferenciação da composição das duas metades visando melhorar o desempenho do componente.

Como o desempenho da bucha elastomérica quanto à absorção de vibração foi inferior ao da bucha hidráulica, é possível modificar-se as características de uma das metades [modificação do elastômero, aumento da dureza, modificação da alma etc] buscando otimizar o seu desempenho e, eventualmente, conseguir uma condição equivalente ou superior do que a apresentada pela bucha hidráulica.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Adams, H., **Bushings and Deflections**, Chassis Engineering, HP Books, New York-USA, 1993, f.133.

Barbetti, M.R.S., **Estudo comparativo entre coxim hidráulico e coxim elastomérico, aplicados ao sistema de apoio do motor automotivo.** 2005 69f. Dissertação de Mestrado. Universidade de São Paulo. São Paulo, 2005.

BEST cars website. Disponível em <http://www2.uol.com.br/bestcars/tecprep/susp-1.htm>, Acesso em: 14 set. 2006.

Braess, H.; Seiffert,U., **Handbook of automotive engineering**, Society of Automotive Engineers – SAE, Warrendale, PA-USA, 2005, f.635, p.440-445, 482-483.

Caputo, A.; Spina, M., **Sensitivity of suspension system performance to bushing stiffness variation – An evaluation methodology**. In: SAE - Society of Automotive Engineers World Congress, 2003, Michigan, 12p.

Costa Neto, A., **Sistemas de Suspensão**, Departamento de Engenharia Mecânica – Escola de Engenharia de São Carlos. USP. São Paulo. 1995. 125 p.

Demers, M., **Suspension bushing effects on steering wheel nibble**. SAE International – Noise & Vibration conference and exhibition. Traverse City, Michigan. 5 a 8 de maio de 2003.

Dipebor Soluções de borracha website. Disponível em <http://www.dipebor.com.br/inftecnicas.htm>, acesso em 18 out 2006.

Dixon, J.C., **The Shock Absorber Handbook**, Society of Automotive Engineers – SAE, Warrendale, PA-USA, 1999, 495p., f. 110-112, 131-132

Fonseca, A, **Vibrações**. Rio de Janeiro – RJ, 1964. pp.215-225 e 245-255.

FORD power website. Disponível em <http://fordpower.net/main/press-releases/mustang/front-control-arm-bushings-from-strange-development.htm>, Acesso em 20 jul 2006.

Gallas, G.; Renzo, B., **New Products developed to improve the isolation qualities of automobile suspension systems: Torsidyne and Atadyne**, SAE Passenger car meeting, Dearborn, Michigan, 23 a 26 de setembro de 1985.

Gillespie, T., **Fundamentals of vehicle dynamics**, Society of Automotive Engineers – SAE, Warrendale, PA-USA, 1992, 495 p., f. 147-160.

Hartog, J.P., **Vibrações nos sistemas mecânicos**, São Paulo: Universidade de São Paulo, 1972. 366 p.

Hope, S. W.; Conrado, G.N.P.V.; Pinto, A.P.; Quaglia, J.L.C.; Cadiot, D.; Pintos, C., **Lower control arm rear bushing development: an integrated approach**. Congresso SAE Brasil, São Paulo, 18 a 20 de novembro de 2003.

Korenev, B.G.; Reznikov, L.M., **Dynamic vibration absorbers**, John Wiley & Sons Inc, Chichester - England, 1993, f.7, 16, 259.

Montenegro, R.S.P.; Pan, S.S.K., Panorama do setor de borrachas. BNDS – Gerência setorial do complexo químico. Disponível em <http://www.bnbs.gov.br/conhecimento/bnset/borrach2.pdf>, Acesso em 17 out 2006.

Moura, E.D.A., **Estudo de Suspensões Passiva, Semi-Ativa MR e Ativa.** 2003,143 f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Itajubá, 2003.

Ogata, K., **Systems Dynamics**, New Jersey: Pearson Prentice Hall, 2004. 768 p., f. 140-144; 441-448.

Snowdon, J.C., **Vibration and shock in damped mechanical systems**, John Wiley & Sons Inc., NewYork-USA, 1968, f. 7-14

Thomson, W.T., **Teoria da Vibração – com aplicações**, 1978. Interciência Itda, Rio de Janeiro RJ, 462 p.