

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
ENGENHARIA MECÂNICA**

MARCELO CANEVARI GARCIA

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DA DINÂMICA DE UM COXIM COM ÓLEO E SEM
ÓLEO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PONTA GROSSA

2017

MARCELO CANEVARI GARCIA

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DA DINÂMICA DE UM COXIM COM ÓLEO E SEM
ÓLEO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica do (nome do Departamento / Coordenação), da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Vinícius Piccirillo

PONTA GROSSA

2017



TERMO DE APROVAÇÃO

ANÁLISE EXPERIMENTAL DA DINÂMICA DE UM COXIM HIDRÁULICO COM ÓLEO E SEM ÓLEO

por

MARCELO CANEVARI GARCIA

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 1 de dezembro de 2017 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Prof. Dr. Vinícius Piccirillo

Orientador

Prof. Dr. Laercio Javarez Junior

Membro Titular

Prof. Dr. Angelo Marcelo Tusset

Membro Titular

Prof. Dr. Marcos Eduardo Soares

Responsável pelos TCC

**Prof. Dr. Marcelo Vasconcelos de
Carvalho**

Coordenador do Curso

RESUMO

GARCIA, Marcelo. **Análise experimental da dinâmica de um coxim com óleo e sem óleo**. 2017. 28 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Engenharia Mecânica. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2017.

Diferentemente de vários outros componentes de um veículo automotivo, o coxim não possui um sensor capaz de informar ao condutor se o mesmo está cumprindo adequadamente seu papel. Portanto este estudo traz dados experimentais do regime dinâmico de um coxim colocando-o sob diversas condições de amplitudes e frequências. Analisa-se as vibrações para dois diferentes casos; primeiramente vamos estudar um coxim sem óleo, e depois obter dados experimentais de um coxim com a quantidade ideal projetada de óleo. Neste estudo utiliza-se um coxim do lado do motor ou também denominado como coxim do lado direito. Os resultados obtidos dos testes estão de acordo com o esperado, mostrando que há um aumento de vibrações e possivelmente ruídos devido à ausência de óleo, ficando então a depender de um olhar especialista ou de certa sensibilidade do condutor para identificar se o coxim está ou não com óleo.

Palavras-chave: Coxim. Hidráulico. Veículo. Dinâmico. Óleo.

ABSTRACT

GARCIA, Marcelo. **Experimental analysis of the dynamic behavior of an engine mount with and without oil.** 2017. 28 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Engenharia Mecânica. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2017.

Differently from many other components of an automobile vehicle, the engine mount does not have any kind of sensor that tells the driver that for some reason it is not working properly as it should be. Therefore, this study brings experimental data of dynamic behavior of an engine mount putting it under different condition of amplitudes and frequencies. The vibration will be analyzed for two different cases; first we are going to study the engine mount without oil and then obtain experimental data for an engine mount with the ideal quantity of oil. In this study the automobile vehicle component a right-handed engine mount. The obtained results from the tests are in agreement as if expected, showing that there is an increase of vibration and possibly noises, later having to depend on a specialist's look or on driver's sensitivity to identify if the engine mount is working properly.

Keywords: Engine. Mount. Vehicle. Hidraulic. Dynamic.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figure 1 - Esquema de localização dos coxins com relação à carcaça do carro e motor. (Marcos, 2005).	2
Figure 2 - Ilustração de direção de forças que o motor gera. (Muller et al., 1996).	3
Figure 3 - Demonstrativo do isolador de vibrações acoplado entre a massa que sofrerá força de excitação e a base ou suporte que receberá a parte das vibrações geradas. Disponível em: < http://machinedesign.com/archive/shaking-vibration-models >, acesso em nov. 2016.	4
Figure 4 - Esquema de um motor com massa deslocada. (Ogata, 1998).	5
Figure 5 - Curvas de deslocamento por tempo dos três casos. (Ogata, 1998).	7
Figure 6 - Transmissibilidade em função do fator de frequência β . (YU, NAGANATHAN; DUKKIPATI, 2001).	9
Figure 7 - Gráfico do ângulo de fase em relação ao fator de frequência. (Disponível em: < http://iitg.vlab.co.in/?sub=62&brch=175&sim=1084&cnt=1 >, acesso em out. 2016).	10
Figure 8 - Elipse que demonstra comportamento do isolador sob regime dinâmico em termos de amplitude de força e amplitude de resposta (deslocamento). (Barbetti, 2005).	12
Figure 9 - Histerese dinâmica. (Adaptação Barbetti, 2005).	13
Figure 10 - Onda A representando uma onda senoidal harmônica da força de excitação e a onda B representando a resposta referente à força de excitação, que também se dá por uma onda senoidal harmônica.	14
Figure 11 - Localização dos coxins em um automóvel. (Barbetti, 2005).	15
Figure 12 - Imagem ilustrativa da máquina de ensaios. Disponível em: < https://mts.com/cs/groups/public/documents/library/dev_002249.pdf >, acesso em out. 2016.	16
Figure 13 - Curva estática do coxim com óleo.	18
Figure 14 - Curvas do regime dinâmico de um coxim em bom estado.	20
Figure 15 - Curva estática do coxim sem óleo.	21
Figure 16 - Curvas do regime dinâmico de um coxim sem óleo.	22

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Comparativo de transmissibilidade para as condições citadas anteriormente e amplitude de 0.10 mm.....	24
Tabela 2 - Comparativo de transmissibilidade para as condições citadas anteriormente e amplitude de 0.20 mm.....	25
Tabela 3 - Comparativo de transmissibilidade para as condições citadas anteriormente e amplitude de 2.00 mm.....	26

LISTA DE SIGLAS

DENATRAN	Departamento Nacional de Trânsito
m	Massa
\dot{x}	Velocidade
\ddot{x}	Aceleração
c	Amortecimento
k	Rigidez
F	Força de excitação
ω	Frequência
ω_n	Frequência natural
r	Distância entre o centro de gravidade e massa deslocada
β	Taxa de frequência
ζ	Fator de amortecimento
x	Deslocamento
C_c	Coefficiente de amortecimento crítico
F_e	Força de excitação
X_e	Amplitude da força de excitação
t	Tempo
θ	Ângulo de fase
TR	Transmissibilidade
K_s	Rigidez estática
F_0	Pré-carga
δ_0	Deslocamento inicial
K_d	Rigidez dinâmica
f	Frequência em Hertz

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
2 REVISÃO DA LITERATURA	2
2.1 COXINS	2
2.2 MODELAGEM MATEMÁTICA	3
2.3 TRANSMISSIBILIDADE.....	4
2.4 PROPRIEDADES DE UM COXIM	10
2.4.1 Rigidez Estática	10
2.4.2 Rigidez Dinâmica	10
2.4.3 Ângulo de Fase e Amortecimento.....	14
3 ESTUDO DE CASO	15
3.1 COXIM COM ÓLEO	18
3.2 COXIM SEM ÓLEO	21
4 CONCLUSÃO E CONSIDERAÇÕES FINAIS	27
REFERÊNCIAS	28

1 INTRODUÇÃO

Devido à grande competitividade do mercado, mais se exige de empresas quando o assunto é qualidade. Por causa do aumento da concorrência, os diferentes ramos do mercado têm buscado como diferencial em seus produtos, a qualidade, sempre aliada com a redução de custos e melhorias de performance, a depender do propósito do produto.

No setor automotivo, isto não é diferente, pois cada vez mais o nível de concorrência entre as empresas está aumentando conforme eleva-se a demanda. Estima-se que, apenas no Brasil, circulam cerca de 51 milhões de automóveis, sem contar a quantidade de caminhões e caminhonetes, segundo dados atualizados do mês de setembro de 2016 obtidos pelo DENATRAN (Disponível em: <http://www.denatran.gov.br/index.php/estatistica/261-frota-2016>).

Perante a esse gigantesco nicho de mercado, um aspecto que pôde ser identificado para a melhoria da qualidade, é a troca do coxim tradicional pelo coxim hidráulico, uma vez que o coxim tradicional não possui um sistema de amortecimento, enquanto o coxim hidráulico possui óleo que desempenha o papel de amortecedor do produto.

O objetivo deste trabalho é analisar o comportamento de um coxim hidráulico sem óleo e comparar os dados obtidos com uma peça com a quantidade ideal projetada de óleo.

2 REVISÃO DA LITERATURA

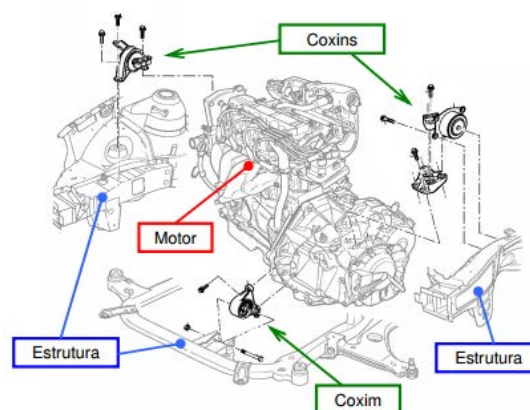
Nesta seção são apresentados os referenciais teóricos necessários para o entendimento do problema, bem como os cálculos utilizados para as análises dos testes.

2.1 COXINS

Os coxins, nada mais são do que peças cuja principal funcionalidade é reduzir as vibrações causadas pelo funcionamento do motor e impactos durante as acelerações e desacelerações do carro. Eles se localizam entre o motor e a carroceria, impedindo ou minimizando as vibrações transmitidas aos usuários do veículo. De forma geral em um automóvel, existem os coxins que estão presentes no motor, e geralmente um tipo de coxim que fica apoiado no câmbio.

Em sua grande maioria os coxins são feitos de borracha e metal, onde o metal constituiria uma carcaça para conseguir apoiar o motor na carroceria e a borracha que fica embutida na carcaça cuja função é a redução da transmissão de vibrações. Este tipo de coxim, costuma-se chamar de coxim convencional, porém existem aqueles que na tentativa de uma maior redução da transmissão de vibrações, possuem óleo entre a borracha e o metal que são chamados de coxins hidráulicos.

Figura 1 - Esquema de localização dos coxins com relação à carcaça do carro e motor.



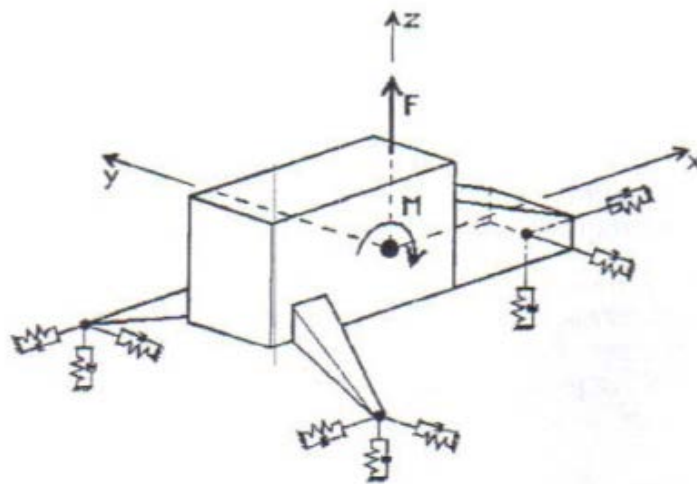
Fonte: Marcos, 2005.

2.2 MODELAGEM MATEMÁTICA

Para realizar o modelamento matemático do sistema de apoio automotivo, é plausível considerar o motor como uma massa rígida que fica livre para se movimentar nos 3 eixos, resultando em seis graus de liberdade.

Os coxins funcionam como molas, possuindo assim um coeficiente de rigidez e um ângulo de fase ou ângulo de perda, caracterizando assim ao coxim um amortecimento. A movimentação do coxim também se dá nos 3 eixos. Abaixo é mostrada uma figura ilustrativa do motor apoiado aos coxins de um carro que possui 3 coxins: O coxim do lado do motor, o coxim do lado do câmbio e o coxim do diferencial.

Figura 2 - Ilustração de direção de forças que o motor gera.



Fonte: Muller et al., 1996.

O equacionamento para esse modelo, considerando que entre os coxins e a carroceria não há movimento e que essa carroceria é um sistema rígido se dá na equação (1).

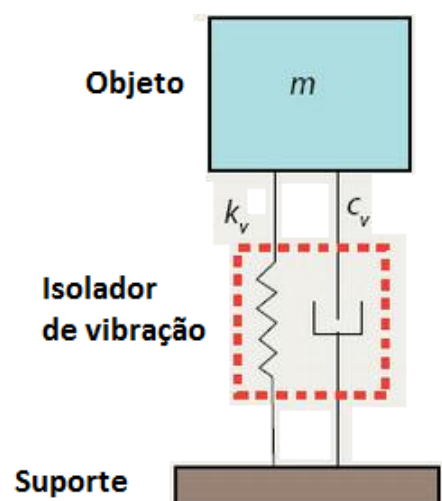
$$m. \{\ddot{x}\} + c. \{\dot{x}\} + k. \{x\} = \{F\} \quad (1)$$

Onde $\{x\}$ é deslocamento e $\{\dot{x}\}$ e $\{\ddot{x}\}$ são as derivadas primeira e segunda ordem do deslocamento, que correspondem respectivamente, à velocidade e à aceleração, que são respostas das forças geradas pelo funcionamento do motor que são representadas por $\{F\}$. Os parâmetros que estão dentro dos colchetes são matrizes 6x1 devido aos seis graus de liberdade já mencionados anteriormente.

2.3 TRANSMISSIBILIDADE

Segundo Rao (2008), a transmissibilidade é a relação entre a amplitude da força transmitida à base ou suporte e a amplitude da força de excitação. Neste estudo, a força de excitação são as forças que o motor exerce sobre os coxins devido à combustão e movimentação dos virabrequins e outros componentes dentro do motor. Abaixo um esquema demonstrando a função de isolamento de vibrações dos coxins que está relacionada diretamente com a transmissibilidade.

Figura 3 - Demonstrativo do isolador de vibrações acoplado entre a massa que sofrerá força de excitação e a base ou suporte que receberá a parte das vibrações geradas

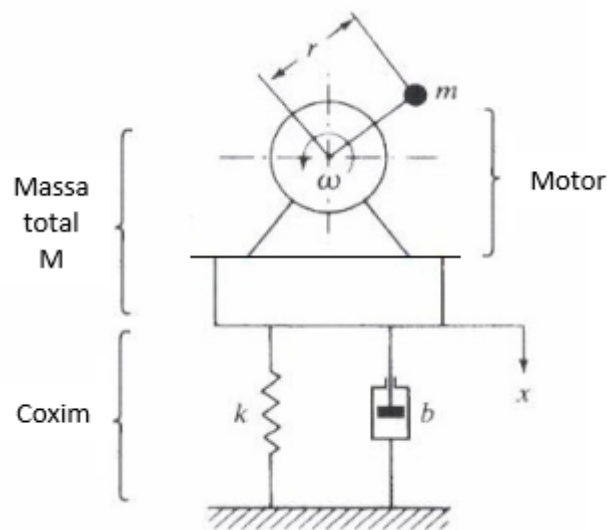


Segundo Rao (2008), o desbalanceamento de máquinas rotativas é uma das principais causas de vibração.

Neste estudo o motor é modelado como uma máquina com massa desbalanceada, obedecendo às equações de resposta de um sistema amortecido ao desbalanceamento rotativo (devido aos movimentos dos virabrequins).

A seguir é mostrada uma figura para um melhor entendimento de como é essa modelagem do motor como sendo uma máquina com massa desbalanceada.

Figura 4 - Esquema de um motor com massa deslocada.



Fonte: Ogata, 1998.

Onde:

k é a constante de rigidez.

b é o coeficiente de amortecimento, que neste trabalho receberá a nomenclatura C .

ω é a frequência da força de excitação.

M é a massa do sistema.

r é a distância do centro de gravidade até a massa deslocada.

Para deixarmos a transmissibilidade em termos de β e ζ , precisamos deixar claro antes o que são, e como obtê-los.

β é a razão entre a frequência da força de excitação e a frequência natural do motor, que é dada pela equação (2).

$$\beta = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (2)$$

Onde:

ω_n é a frequência natural.

A frequência natural segundo Vieira (2011), é aquela na qual uma determinada massa vibra, após sofrer um deslocamento do seu ponto de equilíbrio. Pode-se determinar a frequência natural de um sistema pela equação (3).

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3)$$

Já o parâmetro ζ é a relação entre o amortecimento e o amortecimento crítico dado conforme a equação (4).

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \quad (4)$$

Onde:

c_c é o coeficiente crítico de amortecimento.

O coeficiente crítico de amortecimento, que segundo Ogata (1998), é o amortecimento mínimo que fará com que o sistema em movimento retorne ao seu ponto de equilíbrio sem apresentar oscilações. Esse parâmetro pode ser determinado pela equação (5).

$$C_c = 2 \cdot m \cdot \omega_n \quad (5)$$

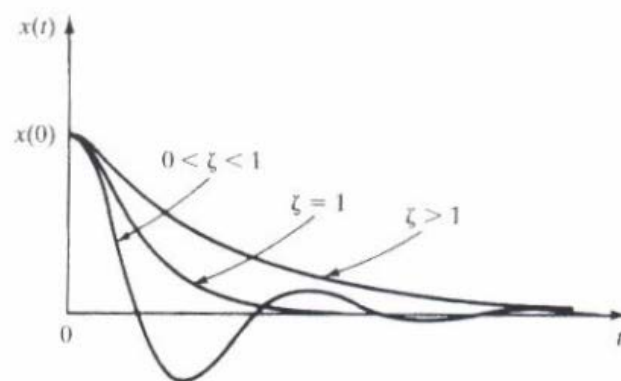
Para o parâmetro ζ , podemos identificar três diferentes casos:

Caso 1: Onde $0 < \zeta < 1$, chamado de caso de sub-amortecimento, onde o sistema em movimento consegue realizar oscilações antes de retornar ao seu ponto de equilíbrio e parar.

Caso 2: Onde $\zeta = 1$, chamado de caso de amortecimento crítico, no qual o sistema não chega a concluir oscilação alguma antes de retornar à sua posição inicial.

Caso 3: Onde $\zeta > 1$, chamado de caso de super amortecimento, onde o movimento é parado de forma brusca, tendendo a linearidade.

Figura 5 - Curvas de deslocamento por tempo dos três casos.



Fonte: Ogata, 1998.

A força de excitação em função do tempo exercida por uma máquina de massa deslocada é dada pela equação (6).

$$F_e = X_e \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (6)$$

Onde:

F_e é a força de excitação.

X_e é a amplitude da força de excitação.

t é o tempo.

A equação para esse tipo de sistema é dada pela equação (7).

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k \cdot x = F_e \quad (7)$$

Já a força transmitida para a base ou suporte, que neste estudo, se refere à carroceria, e por final, o usuário do veículo é dada pela equação (8).

$$c \cdot \dot{x} + k \cdot x = Ft \quad (8)$$

Onde:

Ft é a força transmitida.

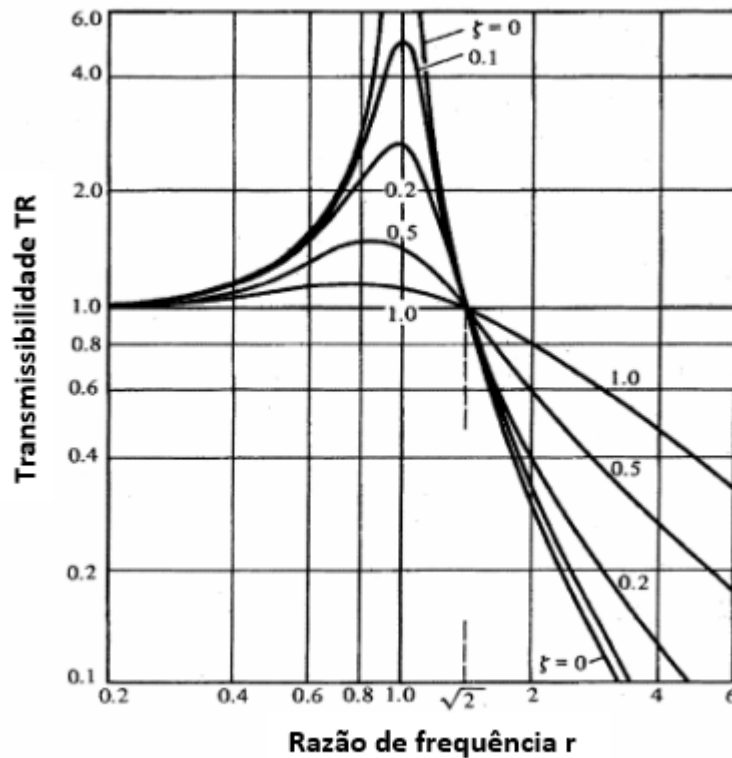
Aplicando a transformada de Laplace e fazendo as substituições corretas, temos então a equação (9).

$$TR = \left[\frac{1 + (2 \cdot \zeta \cdot \beta)^2}{(1 - \beta^2)^2 + (2 \cdot \zeta \cdot \beta)^2} \right]^{0,5} \quad (9)$$

Onde:

TR é a transmissibilidade.

Figura 6 - Transmissibilidade em função do fator de frequência β .

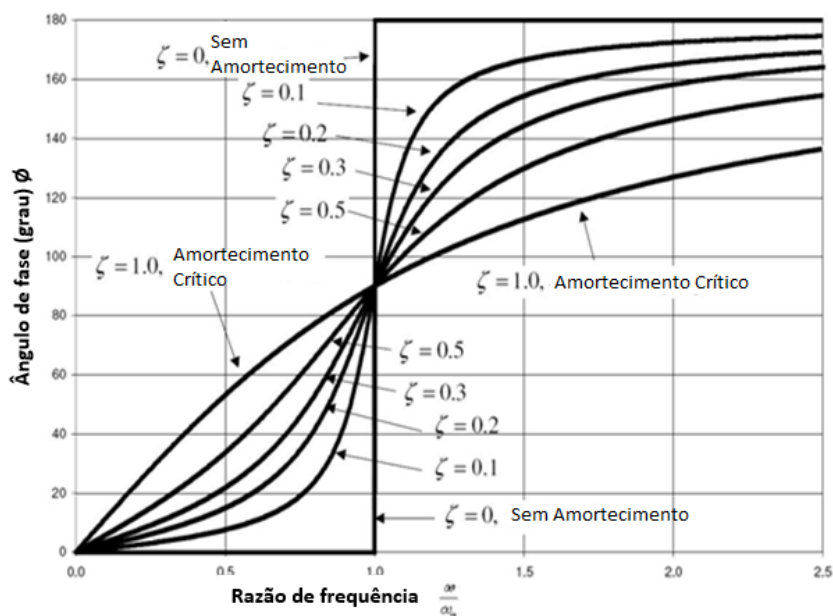


Fonte: YU, NAGANATHAN; DUKKIPATI, 2001.

Vale ressaltar que independentemente do valor de ζ , para $\beta = \sqrt{2}$, a transmissibilidade sempre será 1, ou seja, a amplitude de força de excitação terá o mesmo valor que a amplitude da força transmitida. Para $\beta < \sqrt{2}$, a transmissibilidade diminui conforme aumenta o valor de ζ , ou seja, nesta situação, aumentar o amortecimento do isolador ajudaria na redução da transmissibilidade. Já para quando $\beta > \sqrt{2}$, como a transmissibilidade aumenta com o aumento do valor de ζ , aumentar o amortecimento não seria uma boa solução caso o objetivo fosse reduzir a transmissibilidade.

Segundo Marcos (2005), o ângulo de fase identifica o quanto a frequência de deslocamento está atrasada em relação à frequência da força de excitação. Embora sejam as mesmas frequências, elas não acontecem simultaneamente, pois há um atraso entre o momento que ocorre a excitação e o momento em que a resposta em forma de deslocamento ocorre.

Figura 7 - Gráfico do ângulo de fase em relação ao fator de frequência.



Fonte: Disponível em: <<http://iitg.vlab.co.in/?sub=62&brch=175&sim=1084&cnt=1>>, acesso em out. 2016.

2.4 PROPRIEDADES DO COXIM AUTOMOTIVO

2.4.1 RIGIDEZ ESTÁTICA

Assim que o motor é apoiado ao coxim, este fica sujeito a um deslocamento inicial (δ_0) e uma pré-carga (F_0). Portanto, aplicando a Lei de Hooke, consegue-se determinar uma das várias propriedades do coxim que será chamada de rigidez estática (K_s). Segue-se a equação (10) para se obter esse parâmetro.

$$K_s = \frac{F_0}{\delta_0} \quad (10)$$

2.4.2 RIGIDEZ DINÂMICA

Quando o carro está em funcionamento e o motor está vibrando, e, portanto, exercendo uma força de excitação sobre os coxins, a força varia com o tempo, juntamente com a amplitude dessa força, devido à vários tipos de irregularidades de via em que o veículo está se submetendo. Logo, o cálculo da rigidez do isolador do coxim se dá de uma forma bem diferente e um pouco mais complexa do que o cálculo da rigidez estática.

É plausível supor que essa força de excitação se comporte como uma onda senoidal harmônica, e, portanto, da mesma forma, será o comportamento da resposta (deslocamento). Porém deve-se considerar os aspectos estáticos para o cálculo da rigidez dinâmica.

Para a força em qualquer instante de tempo utiliza-se a equação mostrada a seguir.

$$F = F_0 + F_x \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (11)$$

Onde:

F é a força para um determinado instante de tempo.

F_0 é a pré-carga.

F_x é a amplitude da força de excitação devido à vibração do motor.

ω é a velocidade angular.

Da mesma forma, se comporta o deslocamento, como pode ser visto na equação (12).

$$\delta = \delta_0 + \delta_x \cdot \sin(\omega \cdot t - \theta) \quad (12)$$

Onde:

δ é o deslocamento para um determinado instante de tempo.

δ_0 é o deslocamento inicial com a aplicação da pré-carga.

δ_x é a amplitude da resposta da força de excitação em regime dinâmico em termos de deslocamento.

θ é o ângulo de fase.

Vale lembrar que para encontrar a velocidade angular usa-se a equação (13) mostrada a seguir.

$$\omega = 2. \pi. f \quad (13)$$

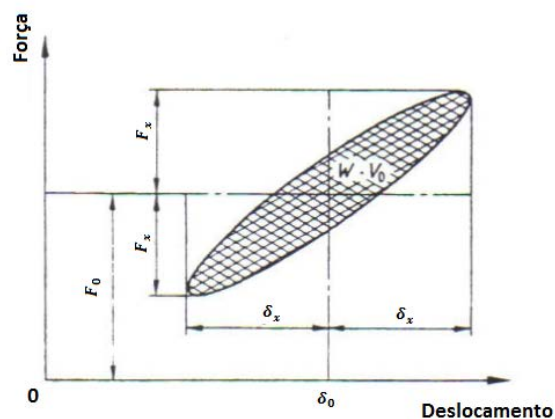
Onde:

ω é a velocidade angular.

f é a frequência, que geralmente é dada em Hz.

Durante o período em que o isolador está sob cargas dinâmicas, devido às características de amortecimento, compressão e tensão do isolador, para cada frequência, o comportamento com relação à rigidez dinâmica é diferente, formando assim uma histerese dinâmica e se colocada em gráfico de força por deslocamento, possui a forma de uma elipse, conforme pode ser visto na figura 8.

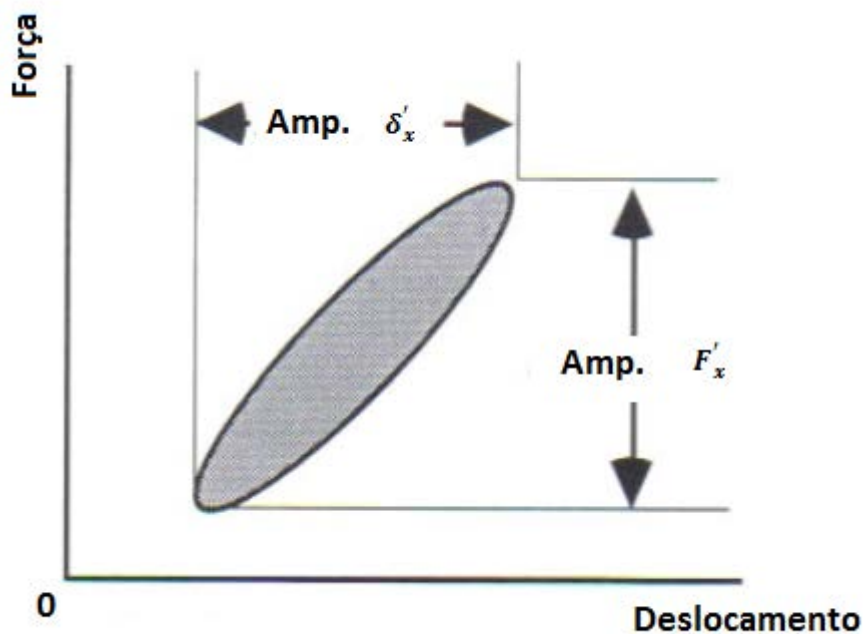
Figura 8 - Elipse que demonstra comportamento do isolador sob regime dinâmico em termos de amplitude de força e amplitude de resposta (deslocamento).



Fonte: Barbetti, 2005.

Um outro gráfico simplificado e demonstrativo do primeiro será mostrado abaixo para facilitar no entendimento da obtenção da rigidez dinâmica.

Figura 9 - Histerese dinâmica.



Fonte: Barbetti, 2005.

Onde:

δ'_x é a amplitude de deslocamento obtido durante uma certa frequência por um esforço dinâmico.

F'_x é a amplitude de força dinâmica imposta ao isolador.

Portanto para encontrar o valor de rigidez dinâmica através do gráfico, basta usar a equação (14), mostrada a seguir.

$$K_d = \frac{\text{Amplitude da Força dinâmica}}{\text{Amplitude de deslocamento}} = \frac{F'_x}{\delta'_x} \quad (14)$$

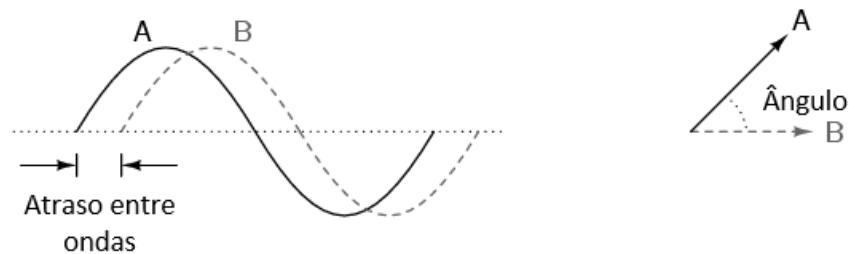
Onde:

K_d é a rigidez dinâmica.

2.4.3 ÂNGULO DE FASE E AMORTECIMENTO

O ângulo de fase e o amortecimento são propriedades de um coxim automotivo e uma está diretamente relacionada a outra. Abaixo uma figura ilustrativa mostrando o comportamento das ondas senoidais de força de excitação e resposta (deslocamento).

Figura 10 - Onda A representando uma onda senoidal harmônica da força de excitação e a onda B representando a resposta referente à força de excitação, que também se dá por uma onda senoidal harmônica.



Fonte: Barbetti, 2005.

O amortecimento nada mais é do que a dissipação da energia gerada pelas vibrações do motor através da deformação elástica e conversão em calor do isolador do coxim.

Para o cálculo do ângulo de fase segue a equação (15) conforme Barbetti, 2005.

$$\theta = \sin^{-1}\left(\frac{C}{\pi \cdot F'_x \cdot \delta'_x}\right) \quad (15)$$

Onde:

C é o amortecimento.

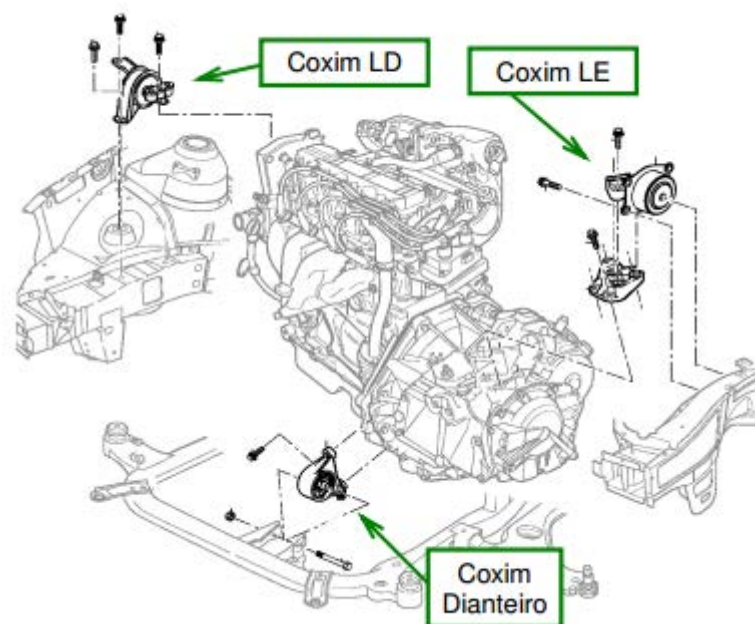
Logo, para a obtenção da propriedade amortecimento, utiliza-se a equação (16), que nada mais é do que um rearranjo da equação (15).

$$C = \sin(\theta) \cdot \pi \cdot F'_x \cdot \delta'_x \quad (16)$$

3 ESTUDO DE CASO

Para esse estudo, será analisado apenas o coxim do lado do motor, que é o “Coxim LD” mostrado na Figura 11.

Figura 11 - Localização dos coxins em um automóvel.



Fonte: Barbetti, 2005.

A máquina de ensaios MTS 831 conforme figura 12 foi usada para a execução dos testes necessários e é específica para testes de componentes elastoméricos em regimes estático e dinâmico, cujas especificações são as seguintes:

- Faixa de frequência: 0.01 to 1000 Hz.
- Faixa de força: -10 kN to 10 kN.

O funcionamento desta máquina baseia-se em aplicar forças e vibrações em componentes elastoméricos para a análise de diversos parâmetros.

Figura 12 - Imagem ilustrativa da máquina de ensaios.



Fonte: Disponível em: <https://mts.com/cs/groups/public/documents/library/dev_002249.pdf>, acesso em out. 2016.

Os parâmetros a serem obtidos serão: Rigidez estática, rigidez dinâmica, ângulo de fase e amortecimento, os últimos três em função da frequência e amplitude imposta. Para a obtenção dos mesmos foram adotados os seguintes passos:

Os coxins foram montados na máquina com os dispositivos apropriados, as peças foram colocadas na posição 0mm e na força 0 N, e então aplicou-se forças de -5000 N até 4000 N para obter as curvas estáticas dos coxins.

Após o valor de rigidez estática ser obtido, foi imposta uma pré-carga, simulando a força gravitacional que o motor em estado estático provoca sobre o coxim, que para este caso foi de 673 N. Então foram feitas simulações de diferentes trepidações e velocidades de um veículo transitando pelas ruas. Tanto a pré-carga como as amplitudes e frequências foram pré-definidas para o projeto da peça em questão. Nestas simulações foram impostas as seguintes condições:

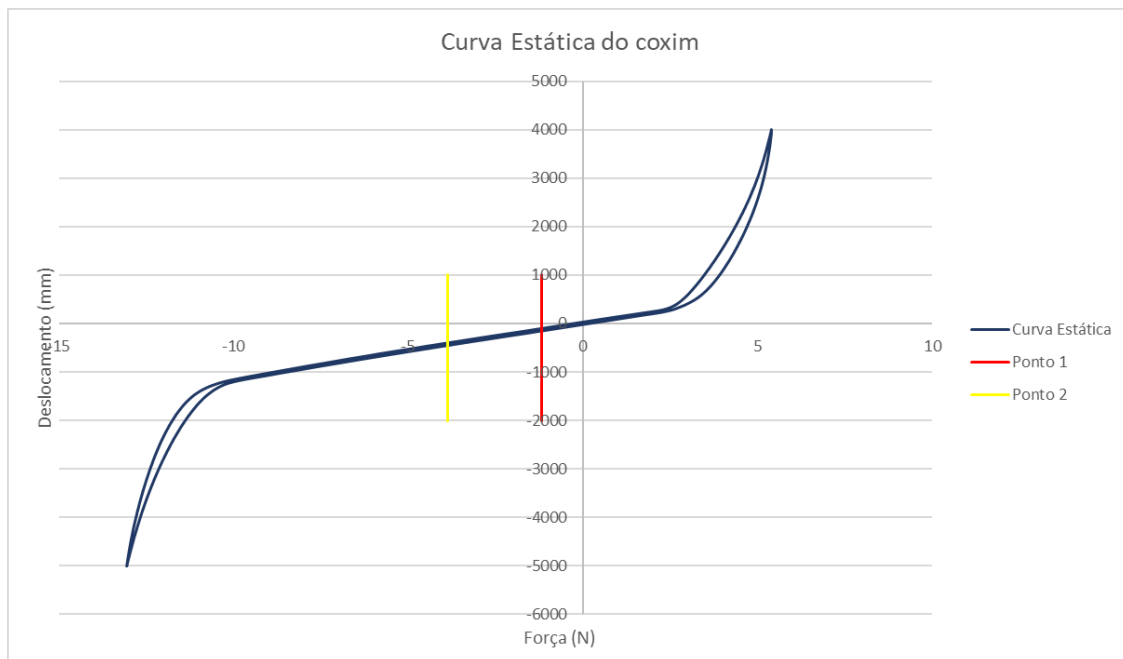
- Amplitude de 0.10 mm com as seguintes condições de frequências (Hz): 8; 9; 9.5; 9.6; 9.8; 10; 10.3; 10.4; 10.5; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 25; 40; 50; 70; 80.
- Amplitude de 0.20 mm com as seguintes condições de frequências (Hz): 6; 7; 8; 9; 9.5; 9.9; 10; 10.3; 10.4; 10.5; 11; 12; 13; 14; 15; 17; 18; 19; 20; 25; 30; 40.
- Amplitude de 2.00 mm com as seguintes condições de frequências (Hz): 7; 8; 9; 9.5; 9.9; 10; 10.1; 10.2; 10.3; 10.4; 10.5; 11; 12; 13; 14; 15; 17; 19; 20; 25; 30; 40.

A fim de representar diversas condições de estrada e dirigibilidade, iremos utilizar diferentes amplitudes de entrada para o teste experimental. A maior amplitude simula o caso em que o carro trafega por uma rua de paralelepípedos e apresenta certa trepidação. Já para as menores amplitudes, é como se o carro estivesse trafegando por uma rua uniforme (sem buracos ou irregularidades) e o motor apresentando pouca trepidação.

3.1 COXIM COM ÓLEO

Para a condição do coxim com a quantidade ideal projetada de óleo temos a seguinte curva estática, que foi obtida através da plotagem dos pontos de força e deslocamento obtidos pelo teste.

Figura 13 - Curva estática do coxim com óleo.



Fonte: Autoria própria.

Nota-se que para a compressão e tração a curva se comporta de forma diferente, e isso é devido à histerese que a borracha apresenta quando são exercidas forças de tração e compressão. É possível notar a falta de simetria da curva, e isso se deve ao fato de que, o ponto zero da peça montada no veículo se dá quando a carga estática do motor é aplicada na direção negativa, deslocando assim o ponto de simetria da curva para a força de -673 N.

Para a obtenção do valor de rigidez estática do coxim, foram obtidos os valores de deslocamento para a força -150 N (Ponto 1) e para força de -450 N (Ponto 2) que foram os seguintes:

- Força = -150N. Deslocamento = -1.1759 mm.
- Força = -450N. Deslocamento = -3.8707 mm.

Os pontos 1 e 2 foram escolhidos pois são pontos onde tem-se garantia que os mesmos pertencem à região linear da curva, sendo assim ideal para encontrar o valor de rigidez estática.

Aplicando a lei de Hooke, temos:

$$K_s = \frac{(-450 - (-150))N}{(-3.8707 - (-1.1759))mm} = \frac{111.33N}{mm} = 111330N/m$$

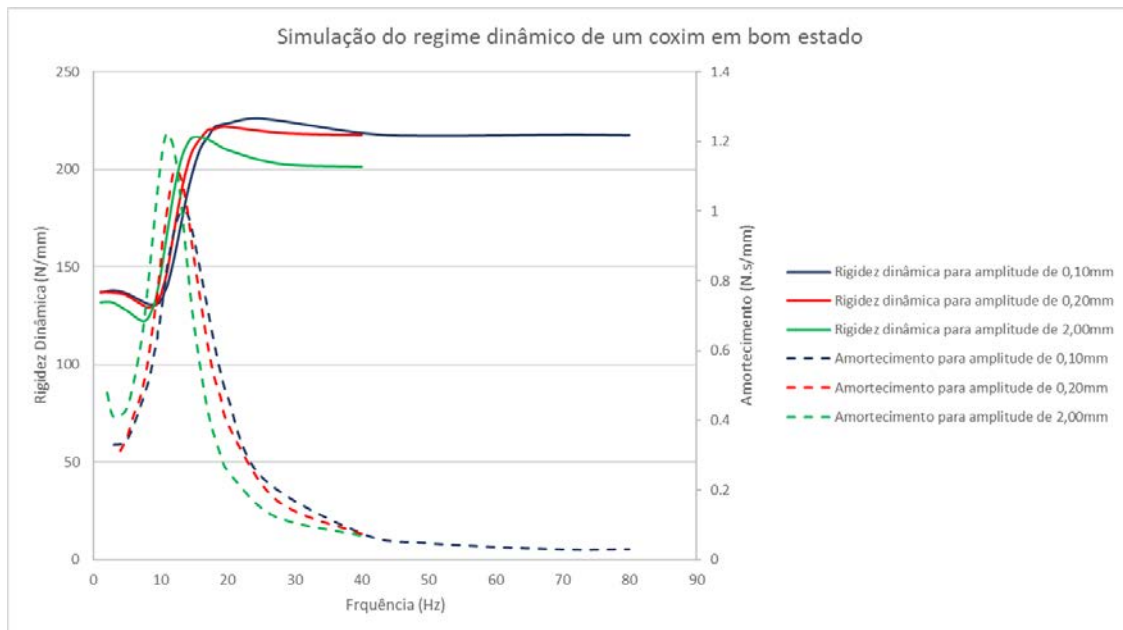
Assim, conseguimos obter a frequência natural e o coeficiente de amortecimento crítico, pelas equações 3 e 5. A massa do coxim é de aproximadamente 1,61 kg.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{111330}{1.61}} = 262.96 \text{ rad/s}$$

$$C_c = 2 \times 1.61 \times 262.96 = 846.74 \text{ N.s/m}$$

Uma vez obtido o valor de rigidez estático, a seguir estão os gráficos do regime dinâmico para as condições citadas anteriormente.

Figura 14 - Curvas do regime dinâmico de um coxim em bom estado.



Fonte: Autoria própria.

Para frequências até 10 Hz, a rigidez dinâmica do coxim é baixa, pois o óleo dentro da câmara ainda não impõe grande resistência quando é imposta a força de excitação. Porém em aproximadamente 10 Hz, ocorre o pico de amortecimento, que é quando o óleo está fluindo de forma que quando a força de excitação acontece, o óleo impõe uma força no sentido contrário, aumentando em muito a rigidez dinâmica. Após este fenômeno, o óleo começa a impor resistência, devidos às altas frequências, assim, a rigidez dinâmica não cai muito, e aos poucos o amortecimento vai diminuindo, pois, o ângulo de fase também diminui e o óleo começa a ir no mesmo sentido da força de excitação. Neste último caso, para a amplitude de 2 mm, o pico de amortecimento ocorre em 10,5 Hz com valor de 1198,47 N.s/m.

Assim, utilizando a equação 4 para a amplitude de 2 mm, temos:

$$\zeta = \frac{1198,47}{846,74} = 1,42 > 1$$

Conclui-se então, que para este caso, e na condição acima, temos o super amortecimento.

Para encontrar então a transmissibilidade nestas condições utilizamos as equações 2 e 9.

$$\beta = \frac{10.5\text{Hz}}{262.96\text{rad/s}} = \frac{65.97\text{rad/s}}{262.96\text{rad/s}} = 0.25 < \sqrt{2}$$

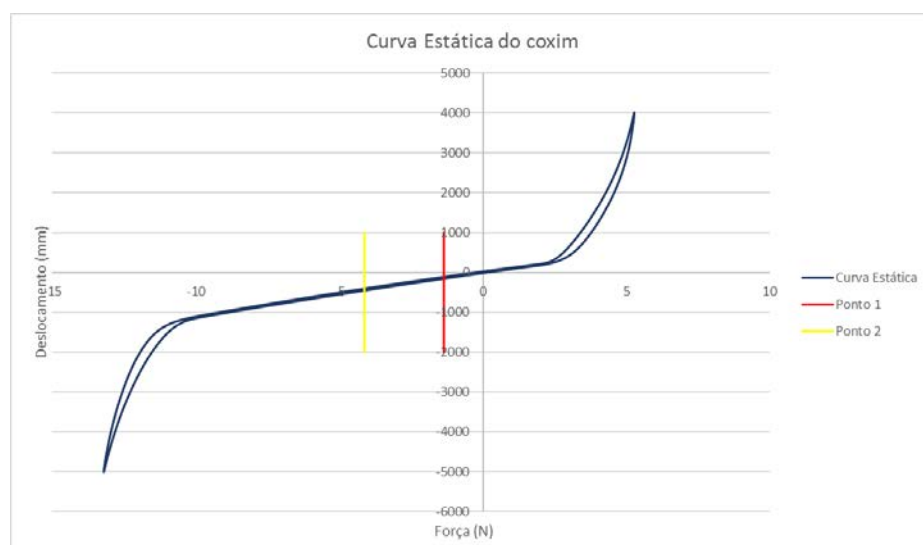
Portanto, como β é menor que $\sqrt{2}$, quanto maior o valor de ζ , menor será a transmissibilidade TR.

$$TR = \left[\frac{1 + (2 \times 1.42 \times 0.25)^2}{(1 - 0.25^2)^2 + (2 \times 1.42 \times 0.25)^2} \right]^{0.5} = 1.04$$

3.2 COXIM SEM ÓLEO

Agora analisando o caso de um coxim sem óleo:

Figura 15 - Curva estático do coxim sem óleo.



Fonte: Autoria própria.

Para a obtenção do valor de rigidez estática do coxim, foram obtidos os valores de deslocamento para força -150 N (Ponto 1) e para a força de -450 N (Ponto 2) da mesma maneira que para o outro coxim, que foram os seguintes:

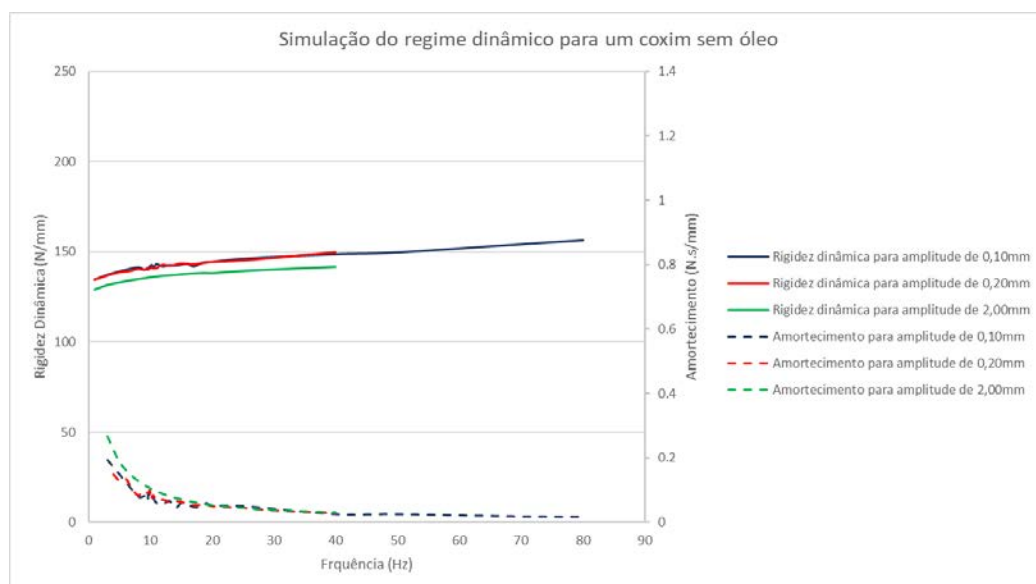
- Força = -150N. Deslocamento = -1.3556 mm
- Força = -450N. Deslocamento = -4.1395 mm

Aplicando a lei de Hooke, temos:

$$K_s = \frac{(-450 - (-150))N}{(-4.1395 - (-1.3556))mm} = \frac{101.22N}{mm} = 101220 N/m$$

Uma vez obtido o valor de rigidez estático, a seguir estão os gráficos do regime dinâmico para as condições citadas anteriormente.

Figura 16 - Curvas do regime dinâmico de um coxim sem óleo.



Fonte: Autoria própria.

Quando o coxim não tem óleo, o mesmo não impõe resistência ou faz com que ocorra o pico de amortecimento, assim a curva de amortecimento para todas as amplitudes apenas vai diminuindo, enquanto a rigidez dinâmica aumenta de forma lenta e quase linear conforme aumenta-se a frequência.

Aplicando a mesma metodologia para o caso do coxim sem óleo, temos:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{101220}{1.46}} = 263.30 \text{ rad/s}$$

Uma vez que a massa do coxim sem óleo é de 1.46 kg.

$$C_c = 2 \times 1.46 \times 263.30 = 768.84 \text{ N.s/m}$$

Considerando a condição de 10.5 Hz, temos um valor de amortecimento de 99.68 N.s/m. Logo:

$$\zeta = \frac{99.68}{768.84} = 0.13 < 1$$

Como ζ é menor que 1, caracteriza-se assim um sub-amortecimento para esta condição.

$$\beta = \frac{10.5 \text{ Hz}}{263.30 \text{ rad/s}} = \frac{65.97 \text{ rad/s}}{263.30 \text{ rad/s}} = 0.25 < \sqrt{2}$$

$$TR = \left[\frac{1 + (2 \times 0.13 \times 0.25)^2}{(1 - 0.25^2)^2 + (2 \times 0.13 \times 0.25)^2} \right]^{0.5} = 1.07$$

Como esperado, a transmissibilidade de vibrações para um coxim sem óleo é maior do que para um coxim com óleo, para a frequência de 10.5 Hz e amplitude de 2.00 mm, mostrando assim a grande importância do óleo para um coxim.

Abaixo estão os resultados comparativos de um coxim com óleo e um coxim sem óleo para mais condições.

Tabela 1 - Comparativo de transmissibilidade para as condições citadas anteriormente e amplitude de 0.10 mm.

Frequência (Hz)	Coefficiente de amortecimento (N.s/m) (Com óleo)	Coefficiente de amortecimento (N.s/m) (Sem óleo)	Transmissibilidade (Com óleo)	Transmissibilidade (Sem óleo)	Diferença (%)
8.00	500.24	80.05	1.04	1.04	0.17%
9.00	589.53	82.58	1.04	1.05	0.38%
9.50	633.39	65.80	1.05	1.05	0.55%
9.60	669.20	89.36	1.05	1.06	0.63%
9.80	668.85	85.63	1.05	1.06	0.68%
10.00	704.59	69.11	1.05	1.06	0.82%
10.30	740.23	73.65	1.05	1.06	1.00%
10.40	760.68	77.16	1.05	1.07	1.09%
10.50	764.24	73.04	1.05	1.07	1.14%
11.00	844.24	60.23	1.06	1.07	1.61%
12.00	941.22	56.97	1.06	1.09	2.63%
13.00	999.64	67.56	1.07	1.11	3.80%
14.00	993.93	45.79	1.07	1.13	4.93%
15.00	919.83	61.42	1.08	1.15	5.71%
16.00	824.30	55.08	1.10	1.17	6.31%
17.00	723.19	48.24	1.12	1.20	6.71%
18.00	623.37	48.69	1.15	1.23	6.85%
19.00	535.63	60.37	1.18	1.26	6.80%
20.00	469.43	52.21	1.21	1.29	6.96%
25.00	240.26	51.17	1.45	1.55	6.43%
40.00	76.85	26.21	5.24	9.10	73.77%

Fonte: Autoria própria.

Tabela 2 - Comparativo de transmissibilidade para as condições citadas anteriormente e amplitude de 0.20 mm.

Frequência (Hz)	Coefficiente de amortecimento (N.s/m) (Com óleo)	Coefficiente de amortecimento (N.s/m) (Sem óleo)	Transmissibilidade (Com óleo)	Transmissibilidade (Sem óleo)	Diferença (%)
6.00	415.58	134.80	1.02	1.02	0.03%
7.00	468.40	104.09	1.03	1.03	0.08%
8.00	555.55	83.83	1.04	1.04	0.21%
9.00	689.86	97.51	1.04	1.05	0.51%
9.50	759.58	90.61	1.05	1.05	0.76%
9.90	830.26	97.58	1.05	1.06	1.04%
10.00	843.60	70.27	1.05	1.06	1.12%
10.30	915.84	83.86	1.05	1.06	1.42%
10.40	915.13	81.20	1.05	1.07	1.47%
10.50	930.50	83.56	1.05	1.07	1.57%
11.00	1003.58	67.49	1.05	1.07	2.09%
12.00	1113.96	70.95	1.05	1.09	3.29%
13.00	1097.22	63.47	1.06	1.11	4.27%
14.00	1002.99	66.79	1.07	1.13	4.96%
15.00	863.13	63.01	1.09	1.15	5.27%
17.00	621.11	53.61	1.13	1.20	5.41%
18.00	525.56	54.52	1.16	1.23	5.30%
19.00	463.73	58.62	1.19	1.26	5.44%
20.00	391.88	50.13	1.23	1.29	5.20%
25.00	219.97	45.53	1.47	1.55	5.52%
30.00	140.21	37.50	1.90	2.04	7.15%
40.00	74.75	28.75	5.35	8.80	64.46%

Fonte: Autoria própria.

Tabela 3 - Comparativo de transmissibilidade para as condições citadas anteriormente e amplitude de 2.00 mm.

Frequência (Hz)	Coefficiente de amortecimento (N.s/m) (Com óleo)	Coefficiente de amortecimento (N.s/m) (Sem óleo)	Transmissibilidade (Com óleo)	Transmissibilidade (Sem óleo)	Diferença (%)
7.00	614.52	144.24	1.03	1.03	0.14%
8.00	770.23	129.32	1.03	1.04	0.39%
9.00	960.51	115.96	1.04	1.05	0.92%
9.50	1054.44	110.96	1.04	1.05	1.30%
9.90	1120.61	106.05	1.04	1.06	1.66%
10.00	1137.35	105.86	1.04	1.06	1.76%
10.10	1149.63	102.95	1.04	1.06	1.85%
10.20	1164.70	102.90	1.04	1.06	1.96%
10.30	1176.60	101.86	1.04	1.06	2.05%
10.40	1188.00	99.56	1.04	1.07	2.15%
10.50	1198.47	99.68	1.04	1.07	2.25%
11.00	1223.58	96.08	1.05	1.07	2.72%
12.00	1177.56	89.15	1.05	1.09	3.51%
13.00	1030.68	81.89	1.06	1.11	3.93%
14.00	841.38	76.77	1.08	1.12	3.93%
15.00	671.10	72.21	1.11	1.15	3.68%
17.00	430.64	63.58	1.16	1.20	2.97%
19.00	296.87	56.54	1.23	1.26	2.46%
20.00	255.39	54.11	1.26	1.29	2.34%
25.00	148.92	46.21	1.51	1.55	2.44%
30.00	105.85	39.67	1.96	2.03	3.72%
40.00	69.19	31.82	5.67	8.43	48.80%

Fonte: Aatoria própria.

Nota-se que para todas as condições, o coxim com óleo em bom estado de funcionamento possui uma transmissibilidade de vibrações menor que o mesmo coxim sem óleo.

4 CONCLUSÃO E CONSIDERAÇÕES FINAIS

Como o coxim, diferentemente de alguns outros acessórios do carro, não possui sensores avisando o motorista de que o coxim está com óleo ou sem, acabamos ficando por conta da sensibilidade do próprio motorista de sentir maiores vibrações ou de escutar ruídos fora do comum. O que podemos concluir é que quando o coxim hidráulico está sem o óleo, a transmissibilidade de vibrações aumenta.

REFERÊNCIAS

OGATA, Katsuhiko. **System dynamics**. New Jersey: Prentice Hall, 1998.

BARBETTI, Marcos Rogerio Sanches. **Estudo comparativo entre coxim hidráulico e coxim elastomérico, aplicados ao sistema de apoio do motor automotivo**. 2005. Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo.

MULLER, Michael et al. **The effect of engine mounts on the noise and vibration behavior of vehicles**. SAE Technical Paper, 1994.

YU, Yunhe; NAGANATHAN, Nagi G.; DUKKIPATI, Rao V. A literature review of automotive vehicle engine mounting systems. **Mechanism and machine theory**, v. 36, n. 1, p. 123-142, 2001.

RAO, Singiresu S.; YAP, Fook Fah. **Mechanical vibrations**. New York: Addison-Wesley, 1995.

VIEIRA, A. L.; LEAL, V.; SILVEIRA, M. E. Avaliação de Modelos Hiperelásticos na Simulação Numérica de um Suporte de Motor Automotivo. **Universidade Federal de São João Del-Rei**, 2010.