

(12) FASCÍCULO DE PATENTE DE INVENÇÃO

(22) Data de pedido: 2005.02.11	(73) Titular(es): MAHA MASCHINENBAU HALDENWANG GMBH & CO KG 20,HOYEN D-87490 HALDENWANG DE
(30) Prioridade(s): 2004.02.12 DE 102004006986	
(43) Data de publicação do pedido: 2005.08.17	(72) Inventor(es): ANTON KNESTEL DE JÜRGEN KÜCHLE DE
(45) Data e BPI da concessão: 2010.06.09 158/2010	(74) Mandatário: LUÍS MANUEL DE ALMADA DA SILVA CARVALHO RUA VÍCTOR CORDON, 14 1249-103 LISBOA PT

(54) Epígrafe: **PROCESSO E DISPOSITIVO PARA DETERMINAR UM VOLUME DE AMORTECIMENTO PARA VIBRAÇÕES DE VEÍCULOS**

(57) Resumo:

RESUMO**"PROCESSO E DISPOSITIVO PARA DETERMINAR UM VOLUME DE
AMORTECIMENTO PARA VIBRAÇÕES DE VEÍCULOS"**

A presente invenção diz respeito a um processo e a um dispositivo para determinar um coeficiente de amortecimento para vibrações de veículos, que são amortecidas por um amortecedor de vibração. Um processo para determinar um coeficiente de amortecimento para vibrações de veículos apresenta os seguintes passos: activação de uma roda do veículo (2) ligada a um amortecedor de vibração (1) a ser verificado, apuramento do movimento da roda do veículo (2) activada, apuramento de uma constante de amortecimento K do amortecedor de vibração (1) com base no movimento apurado da roda do veículo (2), e apuramento do coeficiente de amortecimento para a supressão de uma vibração da carroçaria do veículo, através do amortecedor de vibração (1) com base na constante de amortecimento K apurada do amortecedor de vibração (1).

DESCRIÇÃO

"PROCESSO E DISPOSITIVO PARA DETERMINAR UM VOLUME DE AMORTECIMENTO PARA VIBRAÇÕES DE VEÍCULOS"

A presente invenção diz respeito a um processo e a um dispositivo para determinar um coeficiente de amortecimento para vibrações de veículos, que são amortecidas por um amortecedor de vibração.

Amortecedores de vibração são, nos veículos automóveis, um elemento importante para a segurança rodoviária. Por um lado deve ser evitado que os volumes do eixo com amortecedores de veículos, respectivamente pneus, resultem em vibrações descontroladas, por outro lado, as vibrações da carroçaria do veículo devem ser amortecidas. Para este efeito, encontram-se previstos, nos eixos dos veículos, amortecedores, que adicionalmente ao amortecimento próprio do eixo, por exemplo através de fricção ou apoio de borracha, suprimem vibrações emergentes. Na afinação de um amortecedor devem ser considerados, fundamentalmente, múltiplos aspectos controversos. Por um lado, regra geral, a variação de carga da roda diminui com o aumento do amortecimento, por outro lado o conforto de condução é contudo afectado. De forma inversa é válido que, num conforto mais elevado, também têm que ser adquiridas variações de carga da roda mais elevadas, o que se encontra associado a uma aderência ao

piso diminuída.

De forma a alcançar um bom compromisso com a menor variação da carga da roda possível, ou seja uma boa estabilidade, e, apesar disso, um conforto elevado, podem ser fabricados amortecedores com variáveis, curvas características não uniformes. A título de exemplo, a fase de pressão pode ser exposta de forma mais fraca que a fase de tensão e/ou o amortecedor disponibiliza, em velocidades reduzidas V_D do movimento relativo da peça movida no amortecedor, sobre uma maior constante de amortecimento K , do que em velocidades elevadas, ou seja, a constante de amortecimento apresenta uma curva característica não linear. De modo a melhor amortecer as vibrações da carroçaria do veículo, os amortecedores são expostos de forma a que a força de amortecimento F_D , em velocidades reduzidas, suba de forma elevada e, a partir de cerca de 0,1 a 0,2 m/s se torne mais estável. Para a constante de amortecimento K de um amortecedor é válido

$$K = \frac{F_D}{v_D} \left[\frac{N_s}{m} \right]$$

Nos amortecedores não lineares desta natureza, a constante de amortecimento K é maior em velocidades reduzidas e diminui em velocidades elevadas. Particularmente em veículos equipados com sistema anti-bloqueio, respectivamente sistema de estabilização, a influência do amortecedor do veículo na função correcta dos

sistemas auxiliares de condução é significativa. Exemplos de curvas características de amortecedores encontram-se representados na fig. 6. Esta figura ilustra a força do amortecedor para as fases de tensão e pressão de um veículo com amortecedores diferentes, parcialmente modificados, cuja eficácia do amortecedor varia entre 100% (amortecedores novos, como total capacidade de funcionamento) e 15% (amortecedores defeituosos).

Para a verificação do funcionamento de amortecedores de veículos automóveis no estado montado são conhecidos uma série de procedimentos de teste.

No documento DE 1 232 372, para a verificação do funcionamento de amortecedores de vibração em veículos no estado montado propõe-se colocar uma roda do veículo num disco oscilante ou de rodagem de um banco de ensaio e induzir o disco com frequências diferentes em relação às vibrações. A activação de um disco de rodagem conduzido através de vibração paralela ocorre através de um elemento elástico, ligado com um accionamento excêntrico. Para além disso, encontra-se previsto um dispositivo de medição, que indica a dimensão da amplitude do disco de rodagem. Neste princípio, o sistema com capacidade de vibração do veículo, composto por roda do veículo com suspensão da roda, amortecedor de vibração e mola, é induzido, em conjunto com o disco de rodagem, a uma vibração forçada. O número de rotações do accionamento excêntrico é determinado de forma a recomendar a que o volume vibratório atinja um estado de

ressonância. Como valor para o factor de qualidade do amortecimento do amortecedor de vibração, a relação do valor da amplitude de ressonância da vibração forçada, ou seja, a amplitude do disco de rodagem vibratório na frequência de ressonância do sistema com capacidade de vibrar, aumenta para a amplitude de activação. Reside, contudo, a desvantagem do valor medido da amplitude de ressonância da vibração forçada depender do factor de influência, por exemplo, da activação, do elemento elástico, do amortecimento por fricção, entre outros. Os valores apurados desta forma são, por esse motivo, apenas difíceis de comparar uns com os outros.

De forma a libertar a condução do disco de rodagem e o accionamento excêntrico do peso do veículo, com vista à activação do sistema, é proposto no documento DE 101 43 492 um outro elemento elástico para suportar o disco de rodagem contra uma estrutura do dispositivo de teste. Através da inclusão das denominadas molas de base, ocorre no banco de ensaio, junto a ambos os sistemas massa-mola - volume de montagem do veículo, com mola de montagem e volume do eixo sem mola, com mola de pneus -, um outro sistema massa-mola com um local de ressonância correspondente. Com o objectivo de obter uma boa atenuação das vibrações, a ressonância do banco de ensaio é colocada, para este efeito, junto do centro de ambos os locais de ressonância do veículo.

A fig. 7 ilustra um exemplo de um típico desvio

de frequência da ressonância de montagem, da ressonância de banco de ensaio e da ressonância do eixo (da esquerda para a direita). A amplitude da ressonância de montagem tem um valor máximo entre 1 e 2 Hz e a ressonância do eixo apresenta um máximo entre 12 e 20 Hz. Com base nestes valores característicos para os locais de ressonância de veículos, é conveniente localizar o banco de ensaio de forma a que a ressonância do banco de ensaio se situe entre o máximo da ressonância de montagem e da ressonância do eixo (tipicamente, em cerca de 7 Hz).

Caso este sistema massa-mola seja substituído, por exemplo, através de um mecanismo de manivela numa vibração forçada e, neste processo, a frequência de ressonância da montagem de teste, que é essencialmente determinada através do sistema massa-mola do disco de rodagem passe, forma-se uma escala de ressonância, que é tão mais forte quanto menos é amortecido o sistema, através dos amortecedores.

No documento DE 44 39 997 esclarece-se como, a partir da relação da amplitude da vibração activada no caso da ressonância para a amplitude da vibração de activação, se apura a coeficiente de amortecimento de Lehr do sistema vibratório e se pode fazer a aproximação à avaliação de um amortecedor de vibração. A coeficiente de amortecimento de Lehr é uma medida conhecida do calibre da vibração, que indica a velocidade de amortecimento de uma vibração.

Fundamentalmente, todos os processos conhecidos para avaliação de amortecedores de vibração apresentam a desvantagem de considerar e avaliar uma vibração de um sistema vibratório, composto por disco de rodagem e roda do veículo com suspensão, forçada através de uma activação e amortecida através do amortecedor de veículo. Por outras palavras, sob o pressuposto de uma montagem de um veículo fixo, o amortecedor apura com qual dos amortecedores do veículo a vibração do banco de ensaio (ou seja, do disco de rodagem) amortece. Um coeficiente de amortecimento apurado desta natureza não é, contudo, apropriado para uma avaliação do amortecimento propriamente mais interessante, com o qual o amortecedor amortece a carroçaria do veículo.

É objectivo da presente invenção fornecer uma coeficiente de avaliação para o amortecimento de vibrações do veículo, através de amortecedores de vibração, que possibilite uma avaliação fiável da eficácia de amortecedores de vibração no estado montado e que preveja um processo correspondente e um dispositivo apropriado para esse apuramento.

Este objectivo é concretizado de acordo com a presente invenção, através das reivindicações independentes. As reivindicações dependentes dizem respeito a formas de execução vantajosas da invenção.

Um processo de acordo com a presente invenção para determinar um coeficiente de amortecimento para

vibrações de veículos pode apresentar os seguintes passos:

- Activação de uma roda do veículo ligada a um amortecedor de vibração a ser avaliado. Através da activação, a roda do veículo e o amortecedor de vibração são deslocados, sendo que a vibração emergente é amortecida através do amortecedor de vibração. Preferencialmente, ocorre uma activação vertical, periódica, por exemplo através de um disco de rodagem, sobre o qual se eleva a roda do veículo. Funcionalmente, a activação decorre de forma a que se alcance uma ressonância do sistema massa-mola activado. Deste modo, a activação pode ocorrer, por exemplo, através de uma frequência flutuante, que, partindo de uma frequência inicial, é lentamente elevada até surgir uma ressonância correspondente. É evidente que o processo também pode partir de uma frequência mais elevada e reduzir a frequência de activação, o tempo necessário, até surgir um efeito de ressonância.
- Detecção do movimento da roda do veículo activado ou do disco de rodagem, sobre o qual a roda se eleva.

Funcionalmente, a amplitude \hat{x} da vibração forçada da roda do veículo, respectivamente do disco de rodagem, é activada por meio de sensores apropriados. Estes podem, por exemplo, reunir opticamente o movimento da roda com base numa marcação a ela aplicada. Uma vez que o pneu do veículo pode apresentar um funcionamento de mola através da mola do pneu, é possível que o movimento da suspensão

da roda e amortecedor de vibração não decorram idênticos com o movimento do disco de rodagem. A amplitude do movimento emergente no amortecedor de vibração pode, por este motivo, por exemplo por meio de um factor de correcção, ser determinada a partir de uma amplitude do disco de rodagem, eventualmente de mais fácil detecção, em que o funcionamento da mola da roda pode ser considerado no factor de correcção. Fundamentalmente, é possível para a presente invenção detectar e avaliar, tanto o movimento da roda, como também o movimento do disco de rodagem.

- Apuramento da constante de amortecimento K do amortecedor de vibração, com base no movimento detectado da roda do veículo, respectivamente do disco de rodagem.

Esta situação ocorre preferencialmente com base na relação A entre uma amplitude r da activação e da amplitude \hat{x}_1 detectada do movimento da roda do veículo, respectivamente do disco de rodagem em caso de ressonância: $A = r / \hat{x}_1$. Neste passo do processo, o amortecimento da vibração forçada do disco de rodagem e roda do veículo é avaliado para esse efeito através do amortecedor de vibração, de modo a apurar a constante de amortecimento K do amortecedor de vibração. Uma vez que o volume da carroçaria do veículo é, em regra, muito maior do que o volume movimentado pela activação, a montagem da carroçaria pode ser encarada como em repouso (fixa). Neste caso é apropriado partir de um sistema de vibração

de uma só massa. A relação entre constante de amortecimento K do amortecedor de vibração e a proporção de amplitude A pode, a título de exemplo, ser determinada através do princípio de conservação de energia. Neste processo assume-se que a energia, respectivamente potência de activação que alimenta o sistema é incorporada e absorvida pelo amortecedor de vibração.

Uma vez que, preferencialmente, a activação da roda do veículo, respectivamente do disco de rodagem ocorre sobre um elemento elástico, a constante de amortecimento K do amortecedor de vibração pode ser apurada com base na constante de mola D_1 do elemento elástico, na proporção de amplitude A e na frequência de ressonância ω_0 de acordo com a fórmula seguinte:

$$K = \frac{D_1 \cdot r}{\omega_0 \cdot \hat{x}_1} = \frac{D_1}{\omega_0} \cdot A$$

A frequência de ressonância $\omega_0 = 2\pi \cdot f_0$ para o sistema vibratório pode, a título de exemplo, ser determinado através de avaliação das amplitudes \hat{x}_1 , uma vez que na ω_0 surge um máximo de amplitude fácil de reconhecer.

Para um resultado semelhante, obtém-se também uma consideração da dinâmica mecânica sob observação da coeficiente de amortecimento de Lehr para vibrações. A constante de amortecimento K pode ser apurada com base na massa vibratória m (massa m_1 do disco de rodagem e massa

não amortecida m_2 da roda) das constantes de mola D_1 , do elemento elástico das constantes de mola D_3 da mola do veículo e da relação de amplitude A . Uma vez que é válido $m_1 \gg m_2$ e $D_1 \gg D_2$, a constante de amortecimento K pode ser apurada sem um conhecimento explícito da frequência de ressonância do sistema vibratório:

$$K = \frac{\sqrt{D_1 m_1} \cdot r}{\hat{x}_1} = \frac{D_1 \cdot A}{\sqrt{\frac{D_1}{m_1}}}$$

Neste contexto note-se que na presente invenção a coeficiente de amortecimento de Lehr para a vibração conjunta forçada de discos de rodagem e roda apenas é utilizado para apurar a constante de amortecimento K do amortecedor de vibração, enquanto no processo de verificação de acordo com o ponto de situação da técnica a coeficiente de amortecimento de Lehr para o amortecimento da vibração do banco de ensaio é reunido com a roda do veículo como critério de avaliação conclusivo para o amortecedor de vibração do veículo.

- Apuramento de um coeficiente de amortecimento para a supressão de uma vibração da carroçaria do veículo, através do amortecedor de vibração com base na constante de amortecimento K do amortecedor apurada.

De acordo com a presente invenção, com base na constante de amortecimento K apurada, é determinado uma coeficiente para a supressão de uma vibração de veículo, através do amortecedor de vibração. Este coeficiente de amortecimento é independente das características do local

da verificação, como a massa m_1 do disco de rodagem e a constante de mola D_1 do elemento elástico. Por este motivo, este coeficiente de amortecimento é mais adequado como coeficiente de avaliação para a capacidade funcional do amortecedor de vibração do que as proporções de amortecimento conhecidas.

Preferencialmente, o coeficiente de amortecimento apurado de acordo com a presente invenção caracteriza a qualidade do decaimento, respectivamente a escala da ressonância de uma vibração da montagem do veículo dissipada através do amortecedor de vibração (em oposição ao amortecimento de uma vibração forçada de disco de rodagem e roda de veículo como no ponto de situação da técnica). Um coeficiente de amortecimento preferencial para a caracterização da qualidade do decaimento é o coeficiente de amortecimento de Lehr.

Para a avaliação do amortecimento de vibrações de veículos, o cálculo do coeficiente de amortecimento de Lehr pode ser executado com o auxílio de uma massa de veículo proporcional, com a qual é carregado o amortecedor de vibração. Em veículos com quatro rodas, esta massa de veículo proporcional, que corresponde ao peso do veículo, que se suporta na roda do veículo respectivo, corresponde a cerca de um quarto do total do volume de veículo. De forma a considerar cargas diferentes entre os eixos do veículo, a metade correspondente da carga aceitável sobre o eixo pode ser reunida como massa de veículo proporcional. Esta

situação é particularmente vantajosa, uma vez que, para muitos veículos é conhecida a carga aceitável sobre o eixo, por exemplo do livrete de circulação do veículo. De forma a considerar a proporção da massa não amortecida na carga aceitável sobre o eixo, esta pode ser corrigida com um factor (por exemplo 0,9). A utilização da carga aceitável sobre o eixo apresenta a vantagem do veículo ser considerado com a condição de uma carga máxima e da qualidade da vibração pode ser, neste caso, levada em conta.

De acordo com a presente invenção o coeficiente de amortecimento é apurado, ao ser apurada a massa do veículo 4 proporcional efectiva para o amortecedor de vibração a ser verificado com base numa medição. Para a medição da massa do veículo m_4 proporcional é particularmente adequada uma balança, sobre a qual é colocada a respectiva roda do veículo a ser verificado. Desta forma é aconselhável considerar as massas m_2 não amortecidas da roda e da suspensão da roda, de modo a que lhe corresponda o peso medido da massa total $m_4 + m_2$. Para a simplificação pode ser aceite que m_2 perfaz cerca de 10% de m_4 . Neste caso, o valor medido para a massa total que actua no disco de rodagem pode ser corrigido com um factor de, por exemplo, 0,9, de forma a alcançar uma estimativa suficientemente exacta para a massa do veículo m_4 proporcional.

De acordo com a presente invenção a balança

encontra-se integrada no dispositivo de verificação. Neste caso, pode ocorrer o passo para apuramento da massa de veículo proporcional, a título de exemplo na medição de uma redução do disco de rodagem através do carregamento com o veículo. Devido à constante de mola conhecida do elemento de mola que apoia o disco de rodagem, a massa de veículo m_4 proporcional pode, desta forma, ser apurada sem recursos construtivos adicionais.

Na constante de mola D_3 da mola de veículo conhecida, o coeficiente de amortecimento de Lehr para o veículo calcula-se de acordo com a fórmula seguinte:

$$\beta = \frac{K}{2 \cdot \sqrt{D_3 \cdot m_4}} = \frac{K}{2 \cdot m_4 \sqrt{\frac{D_3}{m_4}}} = \frac{K}{2 \cdot m_4 \cdot \omega_A}$$

Uma vez que a frequência de ressonância ω_A da carroçaria do veículo é conhecida para a maioria dos veículos, respectivamente que as frequências de ressonância de diferentes veículos dificilmente se diferenciam umas das outras, é conveniente determinar o coeficiente de amortecimento de Lehr, levando em consideração uma frequência de ressonância ω_A fixa especificada para uma vibração da carroçaria do veículo. Esta pode, a título de exemplo, obter um catálogo previamente apurado para a respectiva frequência de ressonância da carroçaria típica a ser aprovada. Também é possível distribuir diversos tipos de veículos em categorias e reunir uma frequência de ressonância de carroçaria típica para a respectiva

categoria do veículo.

Uma vez que o coeficiente de amortecimento apurado de acordo com a presente invenção é extensivamente independente das características do dispositivo de verificação utilizado e que caracteriza correctamente as propriedades de amortecimento para vibrações de veículos, o mesmo pode ser reunido para avaliação fiável e reproduzível de amortecedores de vibração. Apesar de um ajuste diferente de veículos, o coeficiente de amortecimento de acordo com a presente invenção possibilita uma verificação fiável da capacidade funcional de amortecedores, tal como é desejável, por exemplo, para uma inspecção automóvel. Com base numa análise com diversos veículos determinou-se que amortecedores com capacidades funcionais apresentam, em regra, um coeficiente de amortecimento de Lehr de $\delta > 0,2$.

Preferencialmente o processo de acordo com a presente invenção apresenta um outro passo de avaliação para avaliação das propriedades de amortecimento do amortecedor de vibração, no qual o coeficiente de amortecimento δ apurado para o amortecedor de vibração a ser verificado é comparado com um valor limite G predefinido. Caso o coeficiente de amortecimento de Lehr δ para o amortecedor de vibração apurado de acordo com a presente invenção ultrapasse, por exemplo, o valor limite $G = 0,1$, pressupõe-se que o amortecedor de vibração já não é suficientemente apropriado para uma dissipação de uma vibração do veículo e, por esse motivo, já não cumpre a sua

função de forma suficiente. Neste caso, o amortecedor de vibração deve ser considerado defeituoso e substituído.

De modo a compensar perdas de amortecimento do dispositivo de verificação através de fricção, no apuramento da constante de amortecimento K do amortecedor de vibração, pode-se encontrar previsto um passo de compensação correspondente. Durante a compensação, é apurada, preferencialmente, uma constante de amortecimento K' do veículo corrigida, na qual o valor apurado com base no movimento capturado da roda do veículo, respectivamente disco de rodagem, para a constante de amortecimento K é corrigido com uma constante de amortecimento de vibração K_p do banco de ensaio. Por regra, esta situação ocorre através da subtracção da constante de amortecimento K_p do banco de ensaio ao valor apurado com base na análise de vibração:

$$K' = K - K_p.$$

Esta etapa de compensação é vantajosa, particularmente, para veículos com constante de amortecimento limitada, como por exemplo veículos mais pequenos com carga de veículo limitada, uma vez que neste caso, o erro de medição relativo, através do amortecimento da fricção, é relevante no banco de ensaio, no apuramento da constante de amortecimento do amortecedor de vibração.

A constante de amortecimento K_p do dispositivo de verificação pode ser apurada, por exemplo, através de

captação das amplitudes de vibração dos discos de rodagem sem carga após o final da movimentação numa tentativa de redução da oscilação. Uma vez que a constante de amortecimento K_p do dispositivo de verificação é extensivamente constante, pode ser, em determinada altura antes da verificação do amortecedor propriamente dita, determinada e armazenada. Para melhoramento da precisão pode também ser apurado um campo parâmetro para a constante de amortecimento K_p , a título de exemplo dependente da carga que actua sobre o disco de rodagem ou da amplitude de vibração e pode ser reunida para compensação. A avaliação da tentativa de redução de oscilação pode ocorrer, por exemplo, com ajuda do decremento logarítmico. Desta forma, com base nas relações de amplitude na tentativa de redução de oscilação, a constante de redução de oscilação da vibração, respectivamente a constante de amortecimento K_p do banco de ensaio pode ser directamente determinada.

Um dispositivo para determinar um coeficiente de amortecimento para vibrações de veículos pode apresentar meio de activação para activar uma roda do veículo ligado a um amortecedor de vibração, meio de detecção para detectar o movimento da roda do veículo activado, um primeiro meio de cálculo para apurar uma constante de amortecimento K do amortecedor de vibração com base no movimento detectado da roda do veículo e um segundo meio de cálculo para apurar um coeficiente de amortecimento para a supressão de uma vibração de veículo através do amortecedor de vibração.

Preferencialmente, o dispositivo inclui um disco de rodagem, sobre o qual se encontra a roda do veículo. O disco de rodagem pode, através de um elemento elástico, encontrar-se ligado a uma unidade de accionamento, que activa periodicamente o disco de rodagem. Com base na activação, o disco de rodagem conduz uma vibração vertical, que é transportada pela roda do veículo levantada.

Meios de detecção podem detectar uma amplitude do movimento do disco de rodagem. Esta situação ocorre preferencialmente de modo que no disco de rodagem são instalados sensores correspondentes para apuramento da posição, respectivamente altura do disco de rodagem. Em alternativa, os meios de detecção também podem detectar directamente o movimento da roda do veículo activada. Desta forma, os sensores correspondentes podem ser instalados na roda, respectivamente na suspensão da roda do veículo.

Os meios de cálculo determinam a constante de amortecimento K do amortecedor de vibração, preferencialmente com base na relação A entre uma amplitude de activação r da unidade de accionamento e a amplitude detectada do movimento da roda do veículo, respectivamente do disco de rodagem no caso de ressonância. Com base na amplitude medida do movimento do sistema massa-mola no disco de rodagem e roda do veículo no caso de ressonância, podem ser determinadas as propriedades do sistema massa-mola movido, tal como a supressão através do amortecedor de vibração. Por meio das conhecidas relações do calibre da

vibração pode ser determinada a constante de amortecimento K do amortecedor de vibração.

Preferencialmente os meios de cálculo apuram a constante de amortecimento K sob consideração da massa m_1 do disco de rodagem e da constante de mola D_1 do elemento elástico. Desta forma, a constante de amortecimento K para o respectivo amortecedor de vibração do veículo pode ser extensivamente apurada independentemente das propriedades do dispositivo de verificação.

Os meios de avaliação determinam preferencialmente o coeficiente de amortecimento de Lehr para uma vibração da carroçaria do veículo com base na constante de amortecimento K apurada do amortecedor de vibração.

Para este efeito, o dispositivo apresenta meios de determinação de massa do veículo para apuramento da massa do veículo m_4 parcial.

O disco de rodagem do dispositivo de verificação pode ser suportado através de um outro elemento elástico, denominado mola de base, de modo a suportar uma grande parte da massa do veículo e a aliviar o accionamento dos meios de activação. A inclusão do outro elemento elástico tem a vantagem do disco de rodagem não baixar tanto durante um choque do veículo. Este efeito também pode ser utilizado para apuramento da massa parcial do veículo m_4 , na qual os meios de detecção detectam o baixar do disco de rodagem

condicionado pelo carregar com a massa parcial do veículo m_4 . Através de uma apresentação desta natureza do dispositivo de verificação a massa m_4 parcial do veículo pode ser exactamente determinada para cada roda do veículo, sem que seja necessário um dispositivo de pesagem adicional.

Os meios de determinação da massa do veículo apuram a massa m_4 parcial do veículo preferencialmente levando em consideração as constantes de mola D_5 do outro elemento elástico e as constantes de mola D_1 do elemento elástico. Para a constante de mola D efectiva é válido: $D=D_1+D_5$.

De forma a determinar a capacidade funcional do amortecedor de vibração, meios de avaliação podem avaliar as propriedades de amortecimento do amortecedor de vibração, na qual o coeficiente de amortecimento apurado é comparado com um valor limite G predefinido.

Como compensação do amortecimento de vibração através de fricção no dispositivo de verificação, os meios de cálculo podem apresentar um dispositivo de compensação, que subtraem ao valor apurado para a constante de amortecimento K a constante de amortecimento K_p do dispositivo de verificação, para, deste modo, conseguir uma constante de amortecimento K' corrigida do amortecedor de vibração.

Outras particularidades e preferências da presente invenção podem ser inferidas das ilustrações e da descrição que se segue de exemplos de execução preferenciais. Ilustra-se:

Fig. 1 esquematicamente, um exemplo de execução para um banco de ensaio de amortecedor de acordo com a presente invenção;

Fig. 2 um modelo de vibração para um veículo num banco de ensaio de amortecedor com quatro massas;

Fig. 3 um modelo de vibração simplificado para um vibrador de uma só massa;

Fig. 4 o comportamento da amplitude de vibrações de ressonância em diferentes graus de amortecimento.

Fig. 5 um comportamento típico da vibração do disco de rodagem num teste de redução de vibração;

Fig. 6 exemplos para curvas características de amortecedores;

Fig. 7 um exemplo de um comportamento de frequência típico da ressonância da carroçaria, da ressonância do banco de ensaio e da

ressonância axial;

Fig. 8 a dependência da constante de amortecimento K_p do banco de ensaio da amplitude dos discos;

Fig. 9 um fluxograma para um processo, para determinar um coeficiente de amortecimento para amortecedores de vibração de acordo com um exemplo de execução da presente invenção.

A fig. 2 ilustra um modelo de vibração para um veículo sobre um banco de ensaio de um amortecedor com quatro massas, m_1 a m_4 , no qual a m_1 representa a massa do disco de rodagem do banco de ensaio, a m_2 as massas não amortecidas de uma roda de um veículo (massa da roda, massa do eixo, massa da suspensão da roda, entre outras), a m_3 a massa do amortecedor e a m_4 a massa parcial da carroçaria do veículo. As respectivas deflexões das massas nas suas vibrações são designadas de x_0 a x_4 , em que x_0 representa a deflexão da activação, por exemplo através de um mecanismo de manivela. Os elementos elásticos representados como molas são as molas de banco de ensaio entre mecanismo de manivela e disco de banco de ensaio, as molas das rodas, as molas do veículo e o funcionamento da mola da óptica do amortecedor. A constante de mola correspondente do amortecedor de vibração do veículo é designada por K .

Com base no modelo de vibração acima descrito

deve, de seguida e em primeiro lugar, ser apurada a constante de amortecimento K . Desta forma, com base no princípio da conservação de energia, pressupõe-se que a energia de alimentação do sistema é incorporada a partir do mecanismo de manivela, respectivamente a potência do amortecedor. Deste modo é determinada a potência de alimentação $P(t) = F_F \cdot \dot{x}_0(t)$, em que $F_F = D_1 \cdot (x_1(t) - x_0(t))$ a força F_F é transportada do mecanismo de manivela para o disco de rodagem.

Com a equação $x_0(t) = r \cdot \cos(\omega t)$ para o movimento do mecanismo de manivela, a potência $P(t)$ pode ainda ser determinada. Através de integração durante um período da vibração é apurada a potência efectiva do banco de ensaio.

$$P_{wp} = \pi \cdot D_1 \cdot r \cdot \hat{x}_1 \cdot f \cdot \sin(\varphi_0)$$

Neste caso, \hat{x}_1 corresponde à amplitude do movimento de vibração do disco de rodagem e f à frequência de activação. O ângulo de fase entre a vibração de activação e a vibração do disco de rodagem é denominado φ_0 .

Para a potência retirada do amortecedor é válido $P(t) = F_D \cdot V_D$, em que F_D corresponde à força de amortecimento do amortecedor. Para este é válido $F_D = V_D \cdot K$ com $V_D = x_3 - x_2$ como velocidade das partes movidas do mecanismo de amortecimento.

Uma vez que, em comparação com as outras massas

movidas, a massa da carroçaria é muito maior, pode-se pressupor que a carroçaria se encontra em repouso. Para além disso, a óptica do amortecedor é muito dura (ou seja, D_4 muito grande) e tem apenas um limitado curso da mola, de forma que é válido $x_3=x_4=0$. Caso, para além disso, a deformação dos pneus seja negligenciada (ou seja, D_2 muito grande; $x_2=x_1$) surge o modelo de vibração simplificado representado na fig. 3 para um vibrador de uma só massa. Para a massa vibratória da massa do disco de rodagem e massa não amortecida das rodas do veículo é válido $m=m_1+m_2$.

Levando em consideração os pressupostos acima mencionados a potência retirada do amortecedor pode ser calculada em $P(t)=K \cdot \dot{x}^2 \cdot \omega^2 \sin^2(\omega t)$. Através de integração durante um período da vibração é novamente apurada a potência efectiva do amortecedor:

$$P_{WD} = 2\pi^2 \cdot K \cdot f^2 \cdot \hat{x}_1^2$$

De acordo com o princípio da conservação de energia é válido: $P_{WP}=P_{WD}$. Uma vez que, em caso de ressonância, a massa vibratória e a activação apresentam uma desfasagem angular $\varphi_0=90^\circ$, a constante de amortecimento K do amortecedor de vibração pode ser determinada como a seguir se indica:

$$K = \frac{D_1 \cdot r}{\omega_0 \cdot \hat{x}_1} = \frac{D_1 \cdot r}{2\pi \cdot f_0 \cdot \hat{x}_1} \quad (\text{Fórmula 1})$$

Esta fórmula possibilita um cálculo da constante de amortecimento K do amortecedor de vibração, com base na relação A entre a amplitude de activação r e a amplitude \hat{x}_1 detectada do movimento do disco de rodagem, bem como levando em consideração a constante de mola D_1 conhecida da mola de banco de ensaio e da frequência de ressonância $\omega_0 = 2\pi \cdot f_0$ do banco de ensaio.

Em veículos com curva característica de amortecimento não linear é válido o valor apurado para a constante de amortecimento K para as condições (velocidade V_D , amplitude de activação r) sob as quais a medição foi efectuada. Através de uma selecção apropriada das condições de verificação, a constante de amortecimento K para um amortecedor pode, contudo, ser determinada com exactidão suficiente.

A fig. 4 ilustra o comportamento da amplitude de vibrações de ressonância em diferentes graus de amortecimento. Na ordenada encontra-se aplicada a função de ampliação $V = \hat{x}_1 / r = 1/A$ para coeficientes de amortecimento atribuídos sobre a frequência mencionada $\eta = \frac{f}{f_0} = \frac{\omega}{\omega_0}$. Tal como se pode observar, a amplitude de uma vibração amortecida limitada aumenta largamente em caso de ressonância. Com base na relação apresentada entre, por um lado, a relação das amplitudes da massa movida e a activação em caso de ressonância e, por outro lado, o coeficiente de amortecimento η da vibração torna-se

evidente como, a partir da relação de amplitude medida A, pode ser determinado o grau de amortecimento, respectivamente a constante de amortecimento K do sistema de vibração.

Neste processo é válido o coeficiente de amortecimento de Lehr ζ conhecido da dinâmica mecânica.

$$\frac{\hat{x}}{r} = \frac{1}{2\zeta\sqrt{1-\zeta^2}}$$

Para sistemas pouco amortecidos com $\zeta \leq 0,25$ este contexto pode ser simplificado para:

$$\frac{\hat{x}}{r} = \frac{1}{A} = \frac{1}{2\zeta}$$

A relação entre o coeficiente de amortecimento de Lehr ζ e a constante de redução δ em caso de ressonância com a própria frequência angular ω_0 surge $\zeta = \delta = \frac{\delta}{\omega_0}$, em que constantes de declínio δ e constantes de amortecimento K se encontram relacionadas de acordo com $\delta = \frac{K}{2m}$.

Levando em consideração as fórmulas acima indicadas, o coeficiente de amortecimento de Lehr pode, de uma forma muito geral, ser apurado para um sistema de massa-mola amortecido com a massa m e o rácio de mola D de acordo com a equação seguinte:

$$g = \frac{K}{2 \cdot \sqrt{D \cdot m}} = \frac{K}{2 \cdot m \cdot \sqrt{\frac{D}{m}}} = \frac{K}{2 \cdot m \cdot \omega_0}$$

Caso se observe o sistema do banco de ensaio com discos de rodagem vibratórios, resulta a seguinte relação com a negligência da massa da roda não amortecida m_2 ($m_2 \ll m_1$) e da mola do veículo ($D_3 \ll D_1$) para a constante de amortecimento K do amortecedor de vibração:

$$K = \frac{\sqrt{D_1 \cdot m_1} \cdot r}{\hat{x}_1} = \frac{D_1}{\omega_0} A = \frac{D_1}{\sqrt{\frac{D_1}{m_1}}} A \quad (\text{Fórmula 2})$$

Tal como é evidente a partir desta equação, a constante de amortecimento K pode ser apurada, com base na relação de amplitude A apurada, da constante de mola D_1 da mola do banco de ensaio e da massa do disco m_1 do banco de ensaio.

Tal como anteriormente mencionado, a escala da ressonância da vibração forçada do banco de ensaio é, desta forma, utilizada para apurar o amortecimento desta vibração, através do amortecedor de vibração do veículo, respectivamente da sua constante de amortecimento K . Ao contrário do ponto de situação da técnica, no qual o coeficiente de amortecimento é reunido como critério de

avaliação para o amortecedor de vibração, esta representa na presente invenção apenas um passo intermédio, respectivamente uma dimensão intermédia.

No passo seguinte, o veículo é então considerado sem banco de ensaio e, com base nas propriedades do veículo, é apurado o coeficiente de amortecimento de Lehr para a supressão de uma vibração da carroçaria do veículo, através do amortecedor de vibração como coeficiente de avaliação. Desta forma, é considerada uma vibração da montagem do veículo com uma massa do veículo m_4 parcial e a mola de veículo D_3 . Esta vibração é amortecida pelo amortecedor de vibração com a constante de amortecimento K apurada de acordo com o processo acima. Para o coeficiente de amortecimento de Lehr desta vibração é válido:

$$\eta = \frac{K}{2 \cdot \sqrt{D_3 \cdot m_4}} = \frac{K}{2 \cdot m_4 \sqrt{\frac{D_3}{m_4}}} = \frac{K}{2 \cdot m_4 \cdot \omega_A} \quad (\text{Fórmula 3})$$

Uma vez que a frequência de ressonância ω_A da montagem da carroçaria entre veículos diferentes não apresenta, regra geral, uma grande diferença, pode ser aceite, para este efeito, um valor conhecido predefinido. Este valor pode ser estabelecido, por exemplo, para diferentes categorias de veículos. Frequências de ressonância de montagem típicas para veículos ligeiros são 1,4Hz, para veículos todo o terreno (SUVs) 1,6Hz e para furgões 1,8Hz.

O coeficiente de amortecimento de Lehr \bar{D} apurado para o veículo de acordo com o processo acima constitui um coeficiente de avaliação descritivo, fiável e independente do banco de ensaio para a capacidade funcional do amortecedor. Por esse motivo, é possível estipular um valor limite, que não deve ser ultrapassado pelos amortecedores, de modo a não comprometer a segurança de condução do veículo. Com base em investigações empíricas descobriu-se que em amortecedores com capacidade funcional é válido $\bar{D} > 0,2$ e, por isso, um valor limite possível situa-se em $G = 0,1$.

A fig. 9 ilustra um fluxograma de um processo para determinar um coeficiente de amortecimento para amortecedores de vibração de acordo com um exemplo de execução da presente invenção.

No passo 100 é apurada a massa do veículo m_4 parcial com a qual é carregado o amortecedor de vibração a ser verificado. Neste caso pode acontecer que, após a deslocação do veículo para cima do disco de rodagem, seja detectado o rebaixamento s do disco de rodagem através do carregar com o peso do veículo em accionamento de activação estacionário. Deste modo, o banco de ensaio é utilizado como uma balança e é determinada a massa de veículo m_4 parcial com base no princípio da mola através do peso do veículo parcial correspondentes $F_4 = m_4 \cdot g = D \cdot s$

$$m_4 = \frac{D \cdot s}{g} \quad (\text{Fórmula 4})$$

em que D corresponde à constante de mola efectiva do banco de ensaio e g à aceleração devida à gravidade. Para um banco de ensaio com uma outra mola base com uma constante de mola D₅ para suporte do disco de rodagem na estrutura do banco de ensaio é válido: D=D₁+D₅. De forma a considerar as massas não amortecidas m₂, m₃, o valor apurado desta forma para m₄ pode ser corrigido com um factor de correcção (por exemplo, 0,9).

É evidente que o passo para detecção da massa de veículo parcial m₄ também pode ocorrer após a detecção do movimento da roda do veículo activada, respectivamente o apuramento da constante de amortecimento K do amortecedor de vibração. Neste caso, a roda do veículo colocada sobre o disco de rodagem seria, em primeiro lugar, induzida a uma vibração forçada e, por último, decorreria o processo de medição.

No passo 110, a roda que se encontra colocada sobre o disco de rodagem é activada numa vibração forçada. Deste modo, o disco de rodagem é induzido a uma vibração vertical, através de um elemento elástico de uma unidade de accionamento, em que a frequência de indução é variada. De forma a gerar uma ressonância do sistema vibratório, composto por disco de rodagem e roda do veículo, o número de rotações da unidade de accionamento é lentamente

aumentado, de modo a atravessar o local da ressonância. Em alternativa, a indução pode de igual modo começar com um número de rotações elevado, que no final, é lentamente reduzido, até que a ressonância ocorre.

No passo 120 é detectado o movimento da roda do veículo activada, respectivamente do disco de rodagem. Desta forma, a título de exemplo, pode-se encontrar prevista uma marcação na roda do veículo, que é detectada por sensores correspondentes. É, contudo, mais simples instalar elementos sensores no disco de rodagem e detectar a amplitude do movimento vertical do disco de rodagem. Uma vez que a mola dos pneus, em comparação com a mola do banco de ensaio, apresenta, regra geral, uma constante de mola D_2 mais elevada, a roda do veículo e o disco de rodagem vibram na mesma fase, sem que a roda do veículo e o disco de rodagem se separem. Por este motivo é, regra geral, suficiente detectar o movimento do disco de rodagem, respectivamente considerar as massas não amortecidas do veículo e o disco de rodagem como uma unidade vibratória (ver também o sistema de vibração de uma só massa na fig. 3).

No passo 130 é apurada a constante de amortecimento K do amortecedor de vibração, com base na relação introduzida pela fórmula 2, com base no movimento detectado da roda do veículo. Tal como previamente esclarecido, este cálculo baseia-se na avaliação da relação entre a amplitude de activação e da amplitude detectada \hat{x}_1

do movimento do disco de rodagem, respectivamente da roda do veículo em caso de ressonância.

De forma a considerar o amortecimento da vibração provocado no banco de ensaio por meio de fricção, o valor apurado para a constante de amortecimento K é corrigido no passo 140. Esta constante de amortecimento compensada K' do amortecedor de vibração surge através da subtracção da constante de amortecimento K apurada do processo de verificação à constante de amortecimento K_p do banco de ensaio: $K' = K - K_p$. Este passo de compensação é conveniente, principalmente em veículos mais pequenos, respectivamente mais leves, com constantes de amortecimento menores, uma vez que, para estes veículos, o amortecimento do banco de ensaio pode atingir até 15% do amortecimento de vibração total.

De modo a determinar as perdas do banco de ensaio, pode ser conduzido um ensaio de redução de vibração com um banco de ensaio não carregado. Desta forma, o disco de rodagem é induzido a uma vibração, pela unidade de accionamento, e após a desactivação da unidade de accionamento é detectado o comportamento da amplitude da vibração amortecida. A fig. 5 ilustra um comportamento típico da vibração do disco de rodagem num ensaio de redução de vibração.

A avaliação do ensaio de redução de vibração ocorre preferencialmente com o auxílio do decremento

logarítmico. Desta forma, a partir do ensaio de redução de vibração, são determinadas a duração dos períodos $T=1/f$ e a amplitude $\hat{x}(t)$ para um momento t , bem como as amplitudes de acordo com n vibrações $\hat{x}(t+n \cdot T)$. Para o decremento logarítmico é válido:

$$\Lambda = \frac{1}{n} \ln \left(\frac{\hat{x}(t)}{\hat{x}(t+nT)} \right) = \delta \cdot T.$$

A partir da constante de redução δ , a constante de amortecimento K_p do banco de ensaio pode ser assim determinada: $K_p=2\delta \cdot m_1$.

Uma vez que a constante de amortecimento K_p do banco de ensaio se encontra dependente, regra geral, da amplitude de disco respectiva (ver fig. 8), é conveniente conduzir um ensaio de redução de vibração com as amplitudes de disco correspondentes que se esperam no funcionamento do banco de ensaio. Também é possível apurar, previamente, as constantes de amortecimento K_p correspondentes para diferentes amplitudes de disco e/ou pesos de veículos e, na correcção das constantes de amortecimento, reunir a constante de amortecimento de banco de ensaio K_p correspondente para a condição de medição (por exemplo, amplitude de disco). No presente caso, as constantes de amortecimento, respectivamente as constantes de amortecimento K_p do banco de ensaio podem ser previamente apuradas e armazenadas no momento da instalação e calibração do banco de ensaio (por exemplo num campo

parâmetro) encontrando-se assim imediatamente disponíveis na condução do processo de verificação para um amortecedor de vibração.

No passo 150 é determinado, com base na fórmula 3, o coeficiente de amortecimento de Lehr para a vibração da montagem do veículo com base na constante de amortecimento K' corrigida. Desta forma é, regra geral, suficiente aceitar uma frequência de ressonância ω_A fortemente predefinida para a vibração da montagem do veículo. Para além disso, a massa do veículo parcial m_4 apurada, neste exemplo, no passo 100, é incluída no cálculo. O coeficiente de amortecimento δ apurado pode ser reunido como critério de avaliação para a sobrelevação da ressonância, respectivamente o amortecimento da vibração da montagem do veículo.

No passo 160 o coeficiente de amortecimento δ apurado é comparado com um valor de inchação G predefinido, com por exemplo 0,1. Experiências demonstraram que os amortecedores de veículos em boas condições, bem como amortecedores com capacidade funcional de veículos mais antigos, regra geral, ultrapassam este valor limite.

Caso a verificação do passo 160 sugira que o coeficiente de amortecimento de Lehr do amortecedor de vibração ultrapassa o valor limite G predefinido, o amortecedor de vibração do passo 180 é declarado como tendo capacidade funcional.

Por outro lado, o amortecedor de vibração verificado é declarado no passo 170 como um amortecedor de vibração defeituoso, no qual, caso seja necessário, podem ser introduzidas medidas correspondentes.

De seguida, com base num cálculo exemplificativo, deve ser novamente clarificado o modo de funcionamento do banco de ensaio do amortecedor de acordo com a presente invenção. Para esse efeito, para um banco de ensaio exemplificativo, são considerados os seguintes valores:

Massa do disco de rodagem $m_2=100\text{Kg}$

Constante de mola efectiva do banco de ensaio

$$D = 100.000 \frac{N}{m}$$

Raio do mecanismo de manivela $r=10\text{mm}$

Caso num ensaio com um veículo seja atingida uma amplitude de ressonância $\hat{x}_1=30\text{mm}$, a partir destes valores é possível apurar-se a constante de amortecimento K do amortecedor de vibração (fórmula 2):

$$K = \frac{\sqrt{100000 \frac{N}{m} \cdot 100\text{kg} \cdot 10\text{mm}}}{30\text{mm}} = 1054 \frac{Ns}{m}$$

A massa do veículo m_4 parcial é determinada em cerca de $s=20\text{mm}$, com base no rebaixar do disco do banco de ensaio, no momento em que o veículo entra no banco de ensaio (fórmula 4):

$$m_4 = \frac{100000 \frac{N}{m} \cdot 0,020m}{9,81 \frac{m}{s^2}} = 203,8kg$$

Com a constante de amortecimento K assim obtida e a massa de veículo m_4 parcial é apurado o coeficiente de amortecimento de Lehr com o pressuposto de uma frequência de montagem $f_A=1,4\text{Hz}$ (fórmula 3):

$$g = \frac{1054 \frac{Ns}{m}}{2 \cdot 203,8kg \cdot 8,8s^{-1}} = 0,289$$

Desta forma obtém-se um critério de avaliação, que reflecte não apenas os amortecedores, mas toda a qualidade do amortecimento para vibrações em veículos.

O processo descrito para determinação de um coeficiente de amortecimento para vibrações de veículos, é assim apropriado para verificação de amortecedores montados em veículos automóveis e pode, por exemplo, ser introduzido no âmbito de uma inspecção principal de veículos. A grande vantagem em relação a processos conhecidos reside no facto de se poder ser apurado um coeficiente de avaliação fiável,

expressivo para a capacidade funcional de amortecedores, que forneça um coeficiente de avaliação fiável, independentemente dos tipos de veículos a serem verificados e das propriedades do banco de ensaio utilizado.

A fig. 1 ilustra esquematicamente um exemplo de execução para um banco de ensaio de amortecedor, de acordo com a presente invenção.

Do veículo colocado sobre o banco de ensaio ilustram-se esquematicamente um amortecedor 1, uma roda de veículo 2, uma mola de veículo 12, uma suspensão de roda 13 e uma carroçaria do veículo 14. De acordo com o modelo de vibração da fig. 12, o amortecedor 1 corresponde à constante de amortecimento K , a mola do veículo 12 à constante de mola D_3 , a suspensão de roda 13 à massa da roda não amortecida m_2 e a carroçaria 14 representada simbolicamente à massa da carroçaria m_4 parcial.

O banco de ensaio do amortecedor apresenta um disco de rodagem 7, uma estrutura 8, uma dupla alavanca oscilante 9, uma unidade de accionamento 4 e um primeiro elemento elástico 3. Através da dupla alavanca oscilante e do primeiro elemento elástico 3, o disco de rodagem 7 encontra-se ligado à unidade de accionamento 4, que actua como mecanismo de manivela e faz vibrar o disco de rodagem 7, bem como a roda do veículo 2. Uma unidade de controlo 15 controla o número de rotações da unidade de accionamento 4 de forma que o sistema vibratório entre em ressonância.

Um outro elemento elástico 6 (mola base) apoia o disco de rodagem 7 e suporta uma grande parte do peso do veículo (normalmente entre 60 e 90%), de modo a evitar um rebaixar demasiado forte do disco de rodagem 7, aquando da carga do veículo.

Nas proximidades do disco de rodagem 7 encontram-se previstos meios de detecção 5, que detectam o movimento do disco de rodagem 7 e que fornecem um sinal X correspondente aos meios de cálculo 10, 11, aos meios de determinação da massa do veículo 16 e à unidade de controlo 15. Na unidade de controlo 15 este sinal X pode ser utilizado para determinar que o número de rotações correcto para uma ressonância do sistema vibratório é atingido.

Meios de determinação da massa do veículo 16 apuram a massa do veículo m_4 parcial, na activação em repouso, com base no rebaixar s do disco de rodagem 7 no momento do choque do veículo e da constante de mola D efectiva.

Os primeiros meios de cálculo 10 determinam, com base na amplitude \hat{x}_1 do disco de rodagem 7 em caso de ressonância ($\omega=\omega_0$) e da amplitude de activação r conhecida, a constante de amortecimento K do amortecedor de vibração 1 (fórmula 2), que, em caso de necessidade, pode ser corrigida com uma constante de amortecimento K_p do banco de ensaio previamente apurada.

Os segundos meios de cálculo 11 apuram, por fim, o coeficiente de amortecimento η de Lehr para uma vibração da montagem do veículo com base na massa do veículo m_4 parcial e na constante de amortecimento K do amortecedor de vibração 1 (fórmula 3).

Com base numa comparação do coeficiente de amortecimento η apurado com um valor limite G predefinido é avaliada a capacidade funcional do amortecedor de vibração 1, através dos meios de avaliação 17, e gerado um sinal de verificação binário correspondente, que com "0" ilustra que o amortecedor de vibração 1 não cumpre o critério de verificação, e com "1" ilustra que o amortecedor de vibração teste 1 superou o teste.

Lisboa, 9 de Agosto de 2010

REIVINDICAÇÕES

1. Processo para determinar um coeficiente de amortecimento para vibrações de veículos, com os seguintes passos:

- activação de uma roda do veículo (2) ligada a um amortecedor de vibração (1) a ser avaliado e passagem de um comportamento de frequência para determinação da ressonância do banco de ensaio para apuramento de uma constante de amortecimento K , com base na relação entre uma amplitude r da activação e uma amplitude \hat{x} detectada do movimento da roda do veículo (2), respectivamente do disco de rodagem (7) em caso de ressonância, e
- apuramento do coeficiente de amortecimento δ de Lehr para a supressão de uma vibração da carroçaria do veículo do amortecedor de vibração (1), com base na constante de amortecimento K apurada do amortecedor de vibração (1) e uma massa do veículo m_4 parcial, que actua sobre o amortecedor de vibração (1) e um valor predefinido para a frequência de ressonância da montagem da carroçaria, em que a massa do veículo m_4 parcial é determinada de uma de entre as duas formas seguintes:

- com base numa medição de um rebaixar s de um disco de rodagem (7) causado através da carga com a roda do veículo (2), ou
- com base na carga axial permitida.

2. Um processo de acordo com a reivindicação 1, em que a roda do veículo (2) se encontra colocada sobre o disco de rodagem (7) activado periodicamente, em que um movimento do disco de rodagem (7) é detectado e em que, com base no movimento do disco de rodagem (7) detectado, é apurado o movimento da roda do veículo (2) activada.

3. Um processo de acordo com a reivindicação 1 ou 2, em que a activação da roda do veículo (2) ocorre através de um elemento elástico (3), em que se encontra previsto um outro elemento elástico (6) e em que é apurada a constante de amortecimento K levando em consideração a massa m vibratória, particularmente a massa m_1 do disco de rodagem (7), e as constantes de mola dos elementos elásticos (3 u, 6).

4. Um processo de acordo com uma das reivindicações 1-3, em que frequências de ressonância ω_A para vibrações da montagem de veículos para diferentes categorias de veículos são utilizados para determinar, guardar e para apurar o coeficiente de amortecimento δ de Lehr.

5. Um processo de acordo com uma das reivindicações 1-4 com um passo de avaliação para avaliação das propriedades de amortecimento do amortecedor de vibração (1), em que o coeficiente de amortecimento apurado é comparado com um valor limite G.

6. Um processo de acordo com uma das reivindicações 1-5 com um passo para correcção do valor apurado para a constante de amortecimento K levando em consideração um amortecimento, com o qual um dispositivo de verificação amortece vibrações do disco de rodagem (7).

7. Um processo de acordo com uma das reivindicações precedentes com um passo para apuramento da constante de amortecimento K_p do dispositivo de verificação, através de detecção dos valores de amplitude da vibração em redução do disco de rodagem (7) não carregado, de acordo com o encerramento da activação, particularmente por meio do decremento logarítmico de amplitudes de vibração detectadas.

8. Um dispositivo para determinar um coeficiente de amortecimento para vibrações de veículos com:

- meios de activação para activar uma roda do veículo (2) ligada a um amortecedor de vibração (1) para passagem de um comportamento de frequência, com vista à determinação da

ressonância do banco de ensaio,

- meios de detecção (5) para detecção do movimento da roda do veículo (2) activada,

- primeiros meios de cálculo (10) para apuramento de uma constante de amortecimento K do amortecedor de vibração (1), com base na amplitude \dot{x} detectada do movimento do disco de rodagem (7) e do movimento da roda do veículo (2) activada, respectivamente do disco de rodagem (7) em caso de ressonância,

- segundos meios de cálculo (11) para apuramento do coeficiente de amortecimento δ de Lehr para a supressão de uma vibração da carroçaria do veículo, através do amortecedor de vibração (1), com base na constante de amortecimento K apurada do amortecedor de vibração (1), e uma massa do veículo m_4 parcial e um valor predefinido para a frequência de ressonância da montagem da carroçaria,

em que a massa do veículo m_4 parcial é determinada de uma de entre as duas formas que se seguem:

- causada com base no rebaixar do disco de rodagem (7), através da carga com a roda do veículo (2) ou

- com base em meia carga axial permitida.

9. Um dispositivo de acordo com a reivindicação 8 com um disco de rodagem (7), sobre o qual se encontra colocada a roda do veículo (2), e uma unidade de accionamento (4) que se encontra ligada ao disco de rodagem (7) por meio de um elemento elástico (3), em que o disco de rodagem (7) é passível de ser activado periodicamente com a unidade de accionamento.

10. Um dispositivo de acordo com uma das reivindicações 8 ou 9 com um outro elemento elástico (6), em que, com os primeiros meios de cálculo (10), a constante de amortecimento K é passível de ser apurada, levando e consideração a massa m vibratória, particularmente a massa m_1 do disco de rodagem (7), e as constantes de mola dos elementos elásticos (3 e 6).

11. Um dispositivo de acordo com uma reivindicação 8 a 10 com meios de determinação da massa do veículo (16) para apuramento da massa do veículo m_4 parcial, com a qual a roda (2) é carregada com o peso do veículo.

12. Um dispositivo de acordo com as reivindicações 10 e 11, em que o disco de rodagem (7) é apoiado pelo outro elemento elástico (6) e com os meios de determinação da massa do veículo (16) a massa do veículo m_4 parcial é passível de ser apurada, levando em consideração

as constantes de mola dos elementos elásticos (3 e 6).

13. Um dispositivo de acordo com uma das reivindicações 8 a 12 com meios de avaliação (17), para avaliar as propriedades de amortecimento do amortecedor de vibração (1), através da comparação do coeficiente de amortecimento apurado com, pelo menos, um valor limite G.

14. Um dispositivo de acordo com uma das reivindicações 8 a 13, em que os primeiros meios de cálculo (10) apresentam um dispositivo de correcção para corrigir o valor apurado para a constante de amortecimento K do amortecedor de vibração (1) com um amortecedor de vibração K_p do dispositivo.

Lisboa, 9 de Agosto de 2010

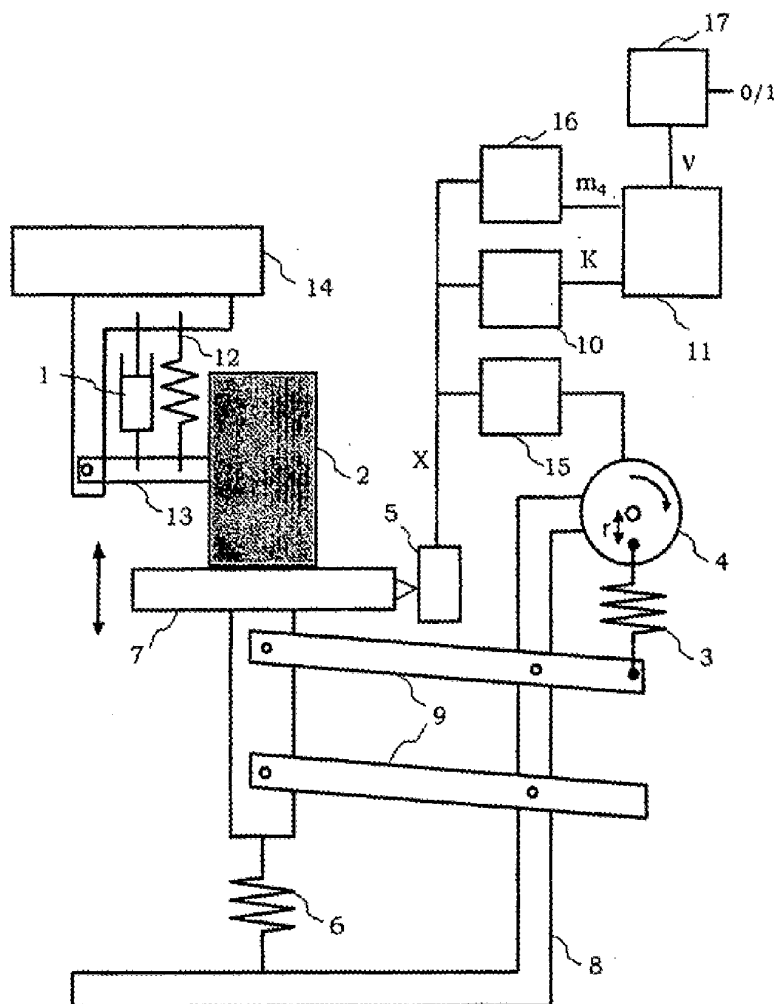


Fig. 1

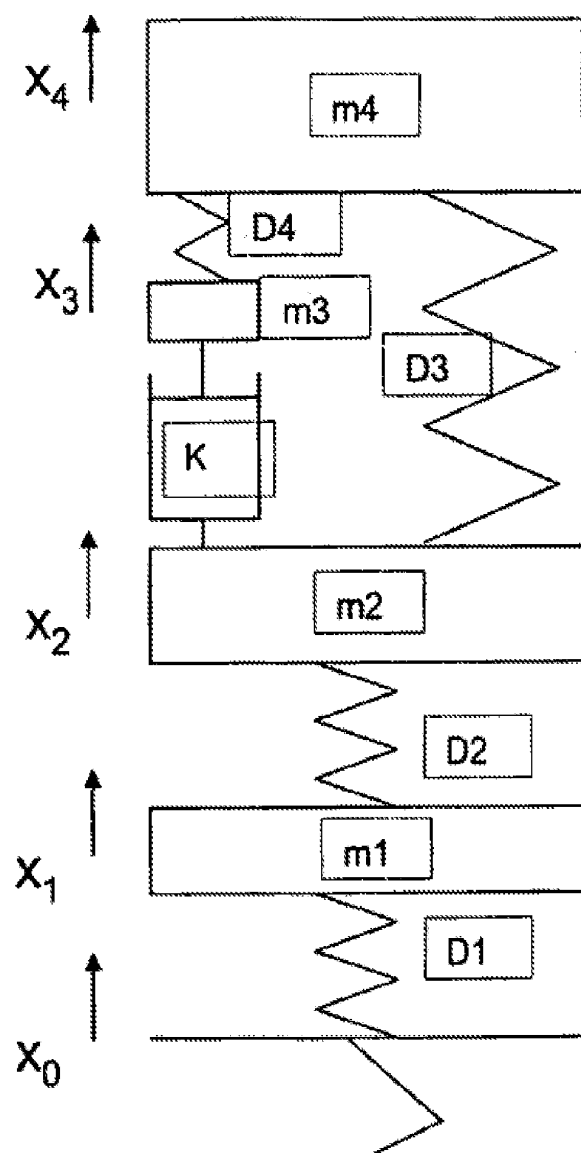


Fig. 2

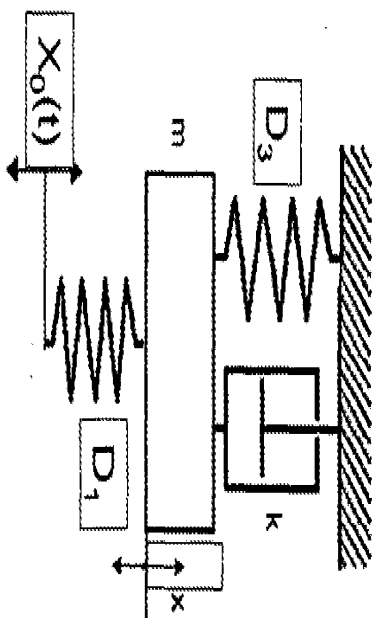


Fig. 3

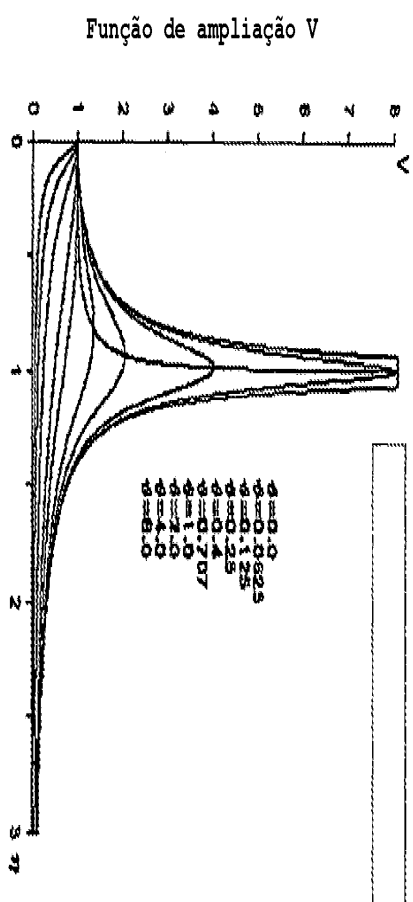


Fig. 4

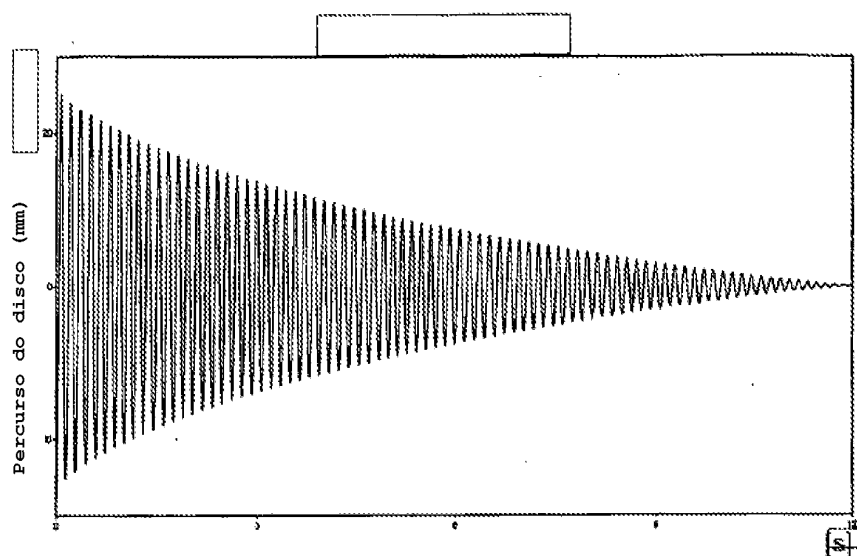


Fig. 5

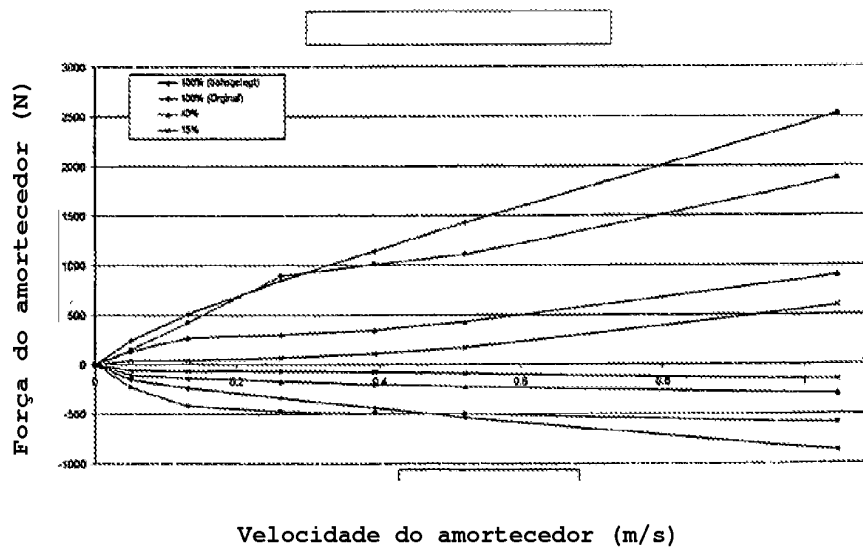


Fig. 6

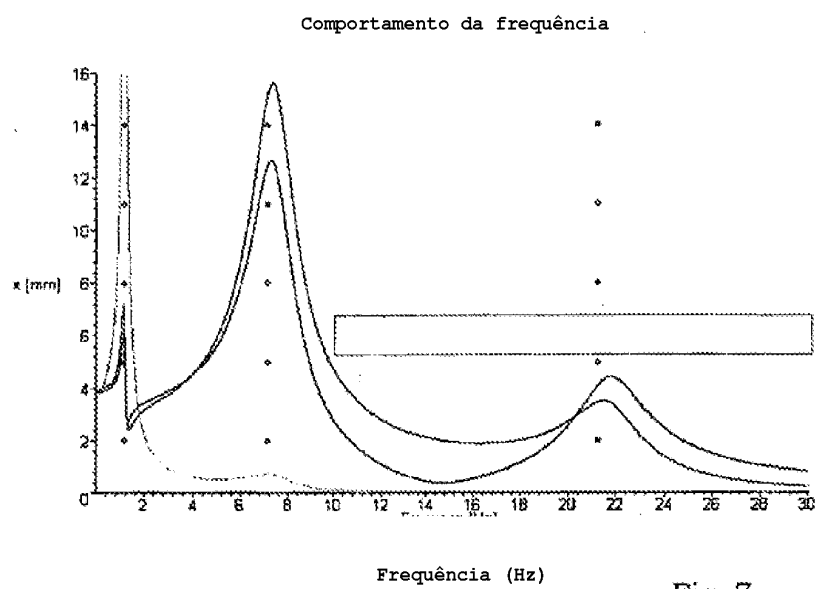


Fig. 7

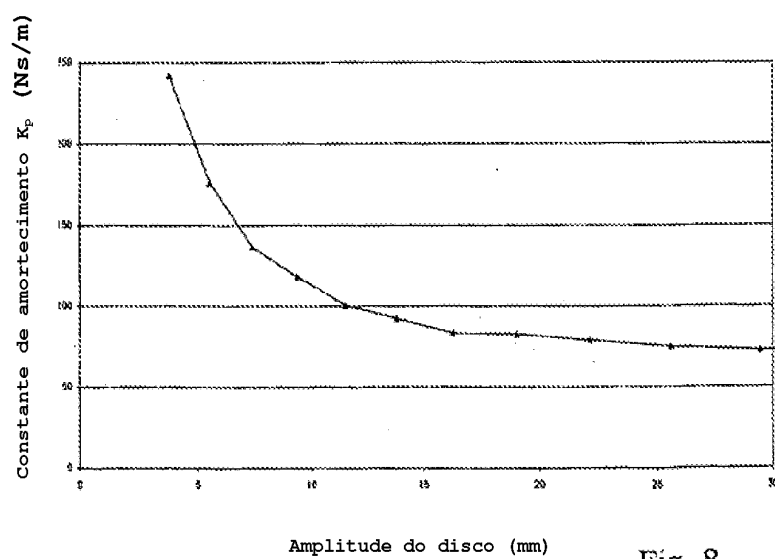


Fig. 8

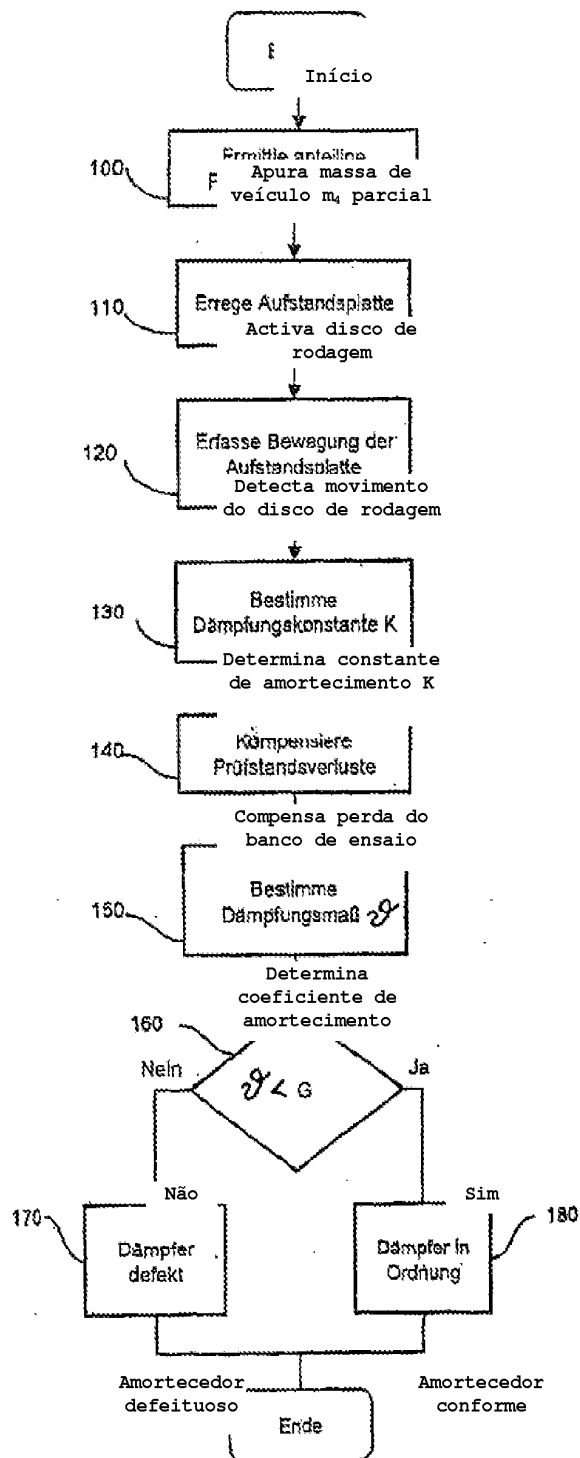


Fig. 9

Fim

DOCUMENTOS APRESENTADOS NA DESCRIÇÃO

A lista de documentos apresentados no âmbito da presente invenção tem um objectivo exclusivamente informativo para o leitor e não faz parte integrante do documento da patente europeia. Esta lista foi composta com o maior cuidado, não sendo, no entanto, assumida qualquer responsabilidade, por parte do EPO, quanto a eventuais erros ou omissões.

Documentos de patentes apresentados na descrição:

- DE 1232372
- DE 4439997
- DE 10143492