

Simulation eines Luft-Feder-Dämpfers (LFD) **Simulation of an Air-Spring-Damper**

Dr. **P. Pelz**, Freudenberg Forschungsdienste KG, Weinheim; Dr. **J. Böcking**,
R. Oberle, Vibracoustic GmbH & Co. KG, Weinheim; Dr. **U. von Brook**,
H.-G. Jaschke, Vibracoustic GmbH & Co. KG, Hamburg

Zusammenfassung

Der sogenannte Luft-Feder-Dämpfer (LFD), bei dem Luft als konservatives und dissipatives Medium eingesetzt wird, ist seit etwa 30 Jahren [1] in der Automobilindustrie bekannt und wird von Zeit zu Zeit mehr oder weniger stark diskutiert. Dennoch wird im Federbein heute immer noch ausschließlich mit Öl gedämpft.

Jedoch sind in den vergangenen Jahren die Anforderungen an das Federbein bezüglich seines Dämpfungs- und Steifigkeitsverhaltens ständig gestiegen. So wünscht man sich z.B. bei hohen Frequenzen ein weiches Federbein, um den Aufbau von der Straße dynamisch und akustisch zu entkoppeln. Daneben tritt die Forderung nach einer einfachen Niveauregulierung, sowie einem beladungsinvarianten Fahrverhalten. Da diese Zusatzaufgaben von einem klassischen Federbein bestehend aus Stahlfeder und hydraulischem Dämpfer nicht oder wenn nur mit großem (Kosten-)Aufwand erfüllt werden können, wird der LFD wieder zunehmend interessant.

Die hier vorgestellten Ergebnisse zeigen, dass bei einem LFD analog zu einem Elastomerlager die Steifigkeit eng mit den Dämpfungseigenschaften des Bauteils verknüpft ist und nicht unabhängig voneinander eingestellt werden können. Daraus folgt, dass gerade bei einem luftgedämpften System bereits vor dem ersten Musterbau das Übertragungsverhalten im Prüfstand und im System bekannt sein sollte, da später wenige Möglichkeiten bestehen, die Dämpfarbeit bzw. Steifigkeit zu ändern.

Hierzu ist eine physikalisch fundierte Beschreibung des Systemverhaltens notwendig, die ohne empirische Gleichungen auskommt. Wie der Vergleich mit Meßdaten zeigt, erfüllt das in Zusammenarbeit zwischen der Freudenberg Forschungsdienste KG und Vibracoustic GmbH & Co KG entwickelte LFD-Berechnungsmodell ADASS diese Forderung.

ADASS ist bei Vibracoustic unter anderem in MATLAB und im Mehrkörpersimulationsprogramm ADAMS in Form eines Makros als Krafterelement programmiert und kann somit zur Berechnung von allgemeinen Mehrkörpersystemen genutzt werden.

Einführung - Warum ist Luftdämpfung interessant?

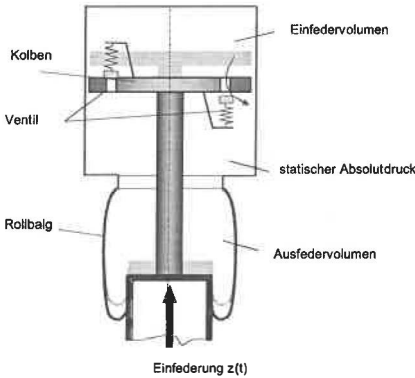


Abb. 1: Typische Ausführung eines Luft-Feder-Dämpfers

Der Luft-Feder-Dämpfer (LFD) vereinigt die Funktionen Energiespeicherung und Energiedissipation in einem Bauteil. Wie aus der schematischen Abbildung 1 ersichtlich, ist er von der Luftfeder abgeleitet. Im Gegensatz zur Luftfeder, bei der – abgesehen von der Walkarbeit des Balges – keine Verluste auftreten, kommt beim LFD die gewünschte Dämpfarbeit W pro Schwingenspiel durch die Luftströmung im Ein- bzw. Ausfederventil zustande. Das klassische Federbein bestehend aus hydraulisch arbeitendem Dämpfer und Stahl- oder Luftfeder ist also durch das Kraftelement LFD ersetzbar.

Ursprünglich hatte und hat das Federbein nur die beiden Aufgaben, bei Schwingungserregung durch Straßenunebenheiten die Aufbaubeschleunigung klein zu halten (Komfort) und die Schwingungsenergie im Bereich der Rad- und Aufbaueigenfrequenz zu dissipieren. Die Dissipation wird dabei so abgestimmt, dass die Reifenaufstandskraft nicht zu klein wird, die Kontrolle des Fahrzeuges also gewährleistet ist (Sicherheit).

In den vergangenen Jahren sind diese klassischen Aufgaben des Federbeines durch zusätzliche Aufgaben erweitert worden. Unter diesen ist die Niveauregulierung sowie die Ermöglichung eines von der Beladung unabhängigen Fahrverhaltens zu finden.

Die Niveauregulierung wird gut durch eine Luftfeder und damit auch durch einen LFD erfüllt. Da das Fahrzeuggewicht im Gleichgewicht mit dem relativen Luftdruck im Bauteil steht, führt eine Beladung zu einer Erhöhung des Druckes. Die dynamische wie statische Steifigkeit der Luftfeder und damit auch des LFDs ist bekanntermaßen direkt proportional zum absoluten Druck innerhalb des Bauteils. Sieht man vom Einfluß des Umgebungsdruckes ab, so sind die ungedämpften Eigenfrequenzen des Fahrzeuges wie gewünscht unabhängig von der Beladung.

Hydraulische Dämpfer haben die Eigenschaft, dass die Dämpfarbeit pro Schwingenspiel monoton mit der Schwingfrequenz zunimmt. Bei einer einfachen Drosselbohrung ist die Dämpfarbeit der Frequenz proportional. In jedem Fall wächst die Dämpfarbeit mit zunehmender Frequenz unbegrenzt. Dies ist insbesondere bei Frequenzen oberhalb der Radeigenfrequenz, d.h. oberhalb etwa 15 bis 18 Hz unerwünscht. Hier wünscht man sich im Gegenteil eine Abnahme der Dämpfarbeit, um den Aufbau von den Schwingungsanregungen durch die Straße dynamisch und akustisch zu isolieren. (Aus dem gleichen Grund wünscht man sich ein lokales Minimum der Dämpfarbeit im Bereich zwischen Aufbau- und Radeigenfrequenz.)

Im Gegensatz zu einem hydraulisch arbeitenden System ist bei einem pneumatischen System die Dämpfarbeit begrenzt. Erfolgt die Schwingung mit einer Frequenz, die oberhalb einer typischen Frequenz ist – diese soll Abstimmfrequenz f_0 genannt werden –, so ist der Luft während einer Schwingungsperiode nicht genügend Zeit gegeben, um einen Druckausgleich zwischen den durch den Kolben getrennten Volumina des LFDs herzustellen. Da die Dissipation aber durch die Luftströmung in der Drossel bedingt ist, findet bei $f \gg f_0$ keine Dissipation statt. Das System verhält sich in diesem Betriebspunkt wie zwei parallel angeordnete Luftfedern. Ist auf der anderen Seite die Frequenz $f \ll f_0$, so ist der Luft im Zeitraum der Schwingung immer genügend Zeit gegeben, um einen vollständigen Druckausgleich zwischen den beiden Volumina des LFDs herzustellen. Daher ist das Ventil in diesem Betriebspunkt ohne Drosselwirkung: das System verhält sich wie eine vergleichsweise weiche Luftfeder, da das Federvolumen gleich dem gesamten LFD Volumen ist. Auch hier findet keine Dissipation statt. Nur innerhalb eines Frequenzbandes um die Abstimmfrequenz f_0 wird Dämpfarbeit geleistet. Hier wird zunehmend der Druckausgleich behindert.

Die Abstimmfrequenz ist definiert als die Frequenz, bei der das Dämpfungsmaximum erreicht wird. Nähert man sich von kleinen Frequenzen kommend der Abstimmfrequenz, so stellt man einerseits einen Anstieg der dynamischen Steifigkeit des Systems fest, auf der anderen Seite erreicht man das Dämpfungsmaximum. Für weiter zunehmende Frequenzen erreicht die Steifigkeit den oben beschriebenen Grenzwert, die Dämpfarbeit geht gegen Null.

Wie beschrieben, wächst bei einem LFD der Druck linear mit dem Fahrzeuggewicht, d.h. im LFD herrschen Überdrücke. Hinsichtlich des Dämpfniveaus ist dies von Vorteil, da die Dämpfarbeit direkt proportional zum absoluten Systemdruck ist.

Eine leicht durchführbare Dimensionsanalyse (vgl. hierzu [2]) zeigt, wie sich der Punkt maximaler Dämpfung (f_0, W_{\max}) durch Änderung des Druckes verschiebt. Wird das Ventil durch eine einfache Drosselbohrung dargestellt, dann ist die Abstimmfrequenz unabhängig vom Systemdruck und proportional zur Schallgeschwindigkeit. Die maximale Dämpfbarkeit wächst wie die Steifigkeit proportional zum absoluten Druck p_i (Der Index „i“ steht für initial). Mit diesem schnell gefundenen Ergebnis sind gleich mehrere Fragen beantwortet:

1. Die Dämpfbarkeit wächst automatisch linear mit zunehmendem Fahrzeuggewicht. Es muß also keine i.d.R. aufwendige Adaption des Dämpfers an des Gewicht vorgenommen werden.
2. Die Abstimmfrequenz ist (bei einer konstanten Drosselbohrung) unabhängig vom Druck und damit von der Fahrzeugbelastung.
3. Eine Temperaturänderung führt zu einer leichten Verschiebung des Dämpfungsmaximums hin zu höheren Frequenzen. Wie die Dimensionsanalyse gezeigt hat, ist die Abstimmfrequenz proportional zur Schallgeschwindigkeit. Diese wiederum wächst mit der Wurzel der absoluten Temperatur. Bei einer Temperaturänderung von -10°C auf $+23^\circ\text{C}$ verschiebt sich die Abstimmfrequenz um $f_0(-10^\circ\text{C})/f_0(23^\circ\text{C})=0.94$, d.h. 6% hin zu einer größeren Frequenz.

Neben den genannten Vorteilen, die in der Natur der Luft selbst begründet liegen, hat der LFD im Vergleich zum hydraulischen Dämpfer natürlicherweise kein Schaumproblem und das Problem der Schallerzeugung, wenn im Öl befindliche Gasblasen bei Unterdruck implodieren.

Die Einleitung soll wie folgt zusammengefaßt werden: Beim Krafelement LFD sind Dämpfung $W(f, \hat{z})$ und dynamische Steifigkeit $c(f, \hat{z})$ voneinander abhängig. Damit kann bei der Systemabstimmung auf ein gegebenes Fahrzeug nicht wie bei einem konventionellen Federbein verfahren werden, bei dem der hydraulische Dämpfer und die Feder in bestimmten Grenzen unabhängig voneinander verändert werden können. Daneben macht die (bisher unerwähnte) ausgeprägte Abhängigkeit der Abstimmfrequenz von der Anregungsamplitude \hat{z} eine Abstimmung schwierig.

Bei Systemen, bei denen ein LFD zum Einsatz kommt, ist es daher in besonderem Maße geboten, vor dem Musterbau durch eine Berechnung des Übertragungsverhaltens das Systemverhalten zu beurteilen.

Dies war bei Vibracoustic Motivation, eine Theorie für die Transportvorgänge innerhalb des LFDs zu entwickeln. Das Modell, dem der Name ADASS (Air Damper Air Spring Simulation) geben wurde, zeichnet sich durch folgende Punkte aus:

- Neben Ruhedruck und Temperatur sind allein geometrische Konstruktionsgrößen (Flächen, Volumina) sowie das statische Verhalten von Rollbalg und Ventil vorzugeben. Die Ventilkennlinie, d.h. offene Fläche als Funktion der Druckdifferenz zwischen Druck- und Zugkammer, kann durch übliche strukturemechanische Berechnungen, z.B. mittels FE-Methoden, oder Messungen bestimmt werden.
- In dem Modell werden keine empirischen Daten verwendet.
- Es wird kein Polytropenexponent verwendet. Der Frequenzübergang von isothermer zu adiabater Zustandsänderung ist im Modell berücksichtigt. Die Frequenz, bei der dieser Übergang geschieht, ist Lösungsgröße.
- Die per se progressive Kompression der Luft wird richtig abgebildet.
- Es wird überkritisches, d.h. es wird mindestens Schallgeschwindigkeit in der Drossel erreicht, als auch unterkritisches Druckverhältnis berücksichtigt.

Im folgenden wird mittels ADASS das Übertragungsverhalten eines LFDs im Prüfstand (keine Masse) und das Schwingungsverhalten eines Viertel-Fahrzeuges (Rad- und Aufbaumasse) berechnet. In der dynamischen Steifigkeit sowie der Dämpfarbeit über der Frequenz wird das oben beschriebene Verhalten sichtbar. Die Berechnungsdaten werden mit Meßdaten verifiziert.

Simulation und Versuch

Luft-Feder-Dämpfer im Prüfstand

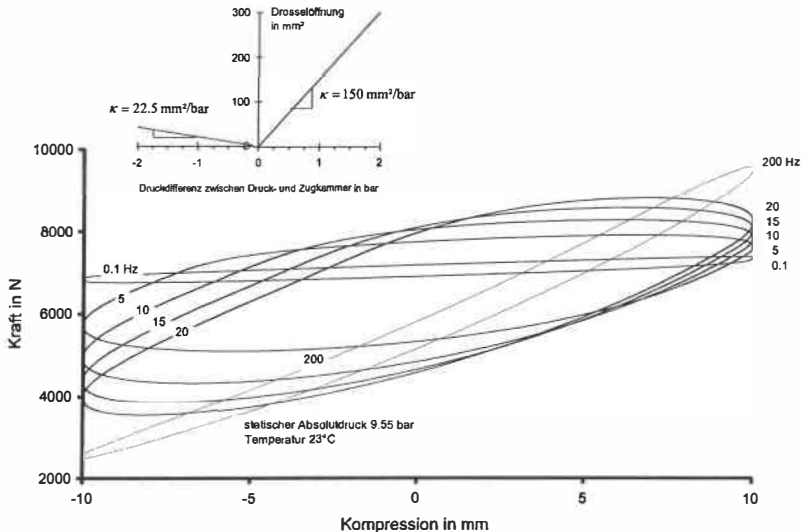


Abb. 2.: Berechnete Kraft-Weg-Kurven eines Luft-Feder-Dämpfers bei unterschiedlichen Frequenzen mit druckabhängiger, unsymmetrischer Ventilkennlinie

Abbildung 2 zeigt die mit ADASS berechneten Kraft-Weg-Kurven eines Luft-Feder-Dämpfers, der unter einem statischen Absolutdruck von 9,55 bar steht. Als Temperatur wurde Umgebungstemperatur gewählt. Die angenommene einfache Ventilkennlinie ist im Bild oben links dargestellt. Hierbei ist die Drosselfläche proportional dem Differenzdruck zwischen Druck- und Zugkammer. Innerhalb ADASS ist es für diesen Fall daher ausreichend, mit der sogenannten Flächennachgiebigkeit κ zu arbeiten. Eine Ventilkennlinie dieser Art kann z.B. durch den Einsatz von dünnen Federscheiben erzielt werden. Die Amplitude ist zu 10 mm gewählt.

Betrachtet man zunächst die Kraft-Weg-Kurve bei 0.1 Hz, so stellt man fest, dass die Kurve vergleichsweise flach verläuft, d.h. die Steifigkeit ist klein. Weiterhin ist die eingeschlossene Fläche, d.h. die Dämpfungsarbeit gering. Mit zunehmender Frequenz werden zum einen die Kurven steiler, zum anderen wird die eingeschlossene Fläche größer, bis bei 15 Hz ein Maximum erreicht ist. Bei dem gewählten Ventil und der gegebenen Amplitude ist dies demnach die Abstimmfrequenz des Systems. Für weiter steigende Frequenz wird die Dämpfungsarbeit wieder kleiner. Bei 200 Hz findet nur noch eine geringe Dämpfung statt. Die maximale Steigung der Kurve ist erreicht.

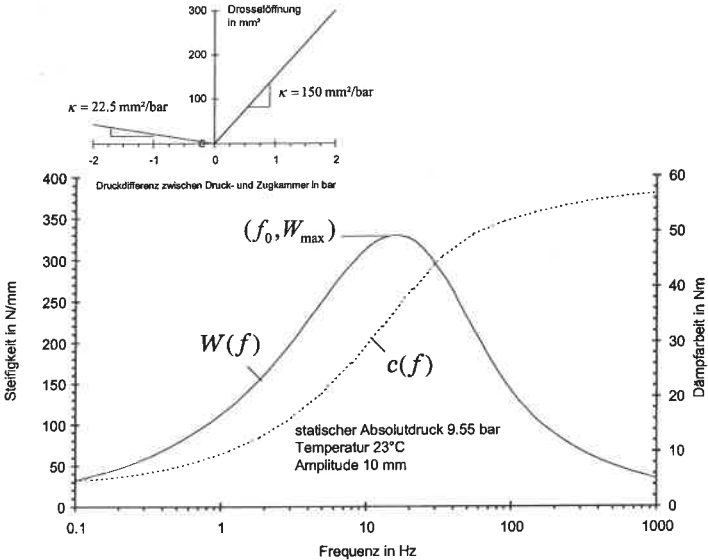


Abb. 3: Auswertung der berechneten Kraft-Weg-Kurven aus Abbildung 2; Auftragung der dynamischen Steifigkeit (...) und Dämpfungsarbeit (___) als Funktion der Frequenz.

In Abbildung 3 ist die Auswertung der Kraft-Weg-Kurven von Abbildung 2 dargestellt. Die durchgezogene Linie zeigt die berechnete Dämpfungsarbeit, die gestrichelte Kurve die zugehörige Steifigkeit. Die dynamische Steifigkeit zeigt deutlich eine Zunahme mit steigender Frequenz, solange bis das bereits angesprochene obere Steifigkeitsniveau erreicht ist.

Wie oben beschrieben ist dieses Plateau durch die Steifigkeit der beiden parallelen Luftfedern gegeben. Die Anfangssteifigkeit bei niedriger Frequenz ist durch das Gesamtvolumen des LFDs gegeben. Die in Abbildung 3 dargestellten Kurven verschieben sich mit zunehmender Amplitude je nach Art des Ventils in Richtung größere oder in Richtung kleinere Frequenzen. Letzteres tritt auf, wenn anstelle eines druckabhängigen Ventiles eine einfache Bohrung Verwendung findet.

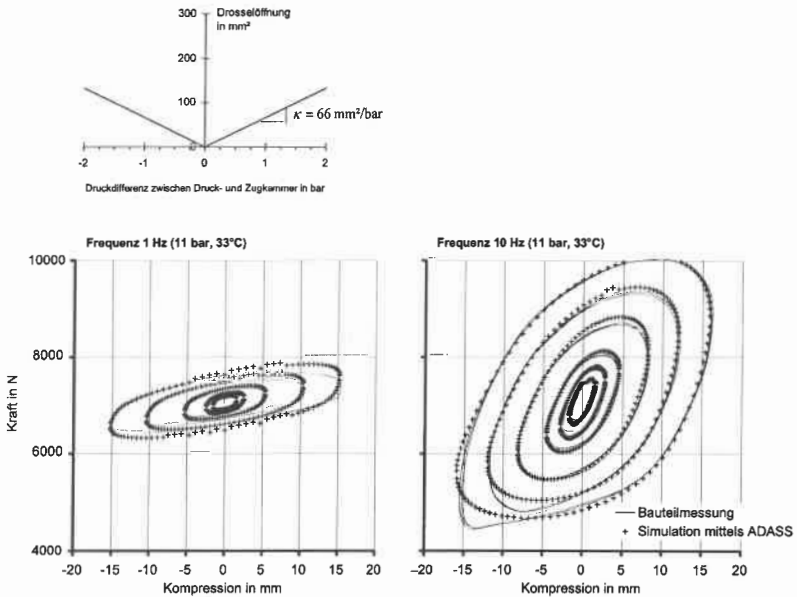


Abb. 4: Gemessene (—) und berechnete (+) Kraft-Weg-Kurven. In der linken Abbildung ist die Prüffrequenz 1 Hz. In der rechten Abbildung ist die Prüffrequenz 10 Hz. In beiden Fällen ist die Amplitude bis maximal 15 mm variiert. Der statische Ruhedruck ist jeweils 11 bar, die Prüftemperatur 33°C. Das Ventil ist symmetrisch mit einer Flächennachgiebigkeit von 66 mm²/bar.

Abbildung 4 zeigt den Vergleich von im Prüfstand gemessenen und mit ADASS berechneten Kraft-Weg-Kurven. Bei diesem Bauteil ist die Ventilkennlinie symmetrisch. Erst bei den größeren Amplituden ist eine Abweichung zwischen Messergebnis und Simulation festzustellen. Vermutlich machen sich hier geometrisch nichtlineare Deformationen der Ventillfedern bemerkbar.

Der Abschnitt wird wie folgt zusammengefaßt: Mittels ADASS kann mit hoher Genauigkeit das Verhalten eines LFDs im Prüfstand bei unterschiedlichen Amplituden und Frequenzen berechnet werden. Damit kann mit Unterstützung durch die Simulation z.B. eine Ventilkennlinie auf die Systemanforderungen effizient abgestimmt werden.

Luft-Feder-Dämpfer im Viertel-Fahrzeug

Im vorangegangenen Abschnitt wurde gezeigt, dass es möglich ist, für einen LFD unter Prüfstandsbedingungen die dynamische Steifigkeit und Dämpfarbeit pro Schwingspiel als Funktion der Frequenz und Amplitude vorauszusagen. In einem System mit einer oder mehreren Massen ändert sich die Kompressionsamplitude je nach Frequenz bzw. Fahrsituation. Betrachtet wird im Folgenden das Systemverhalten eines Viertel-Fahrzeugmodells mit gegebener Achsübersetzung, Aufbau- sowie Radmasse und Reifensteifigkeit. Die Gegenüberstellung von Messung und Berechnung ist in Abbildung 5 dargestellt.

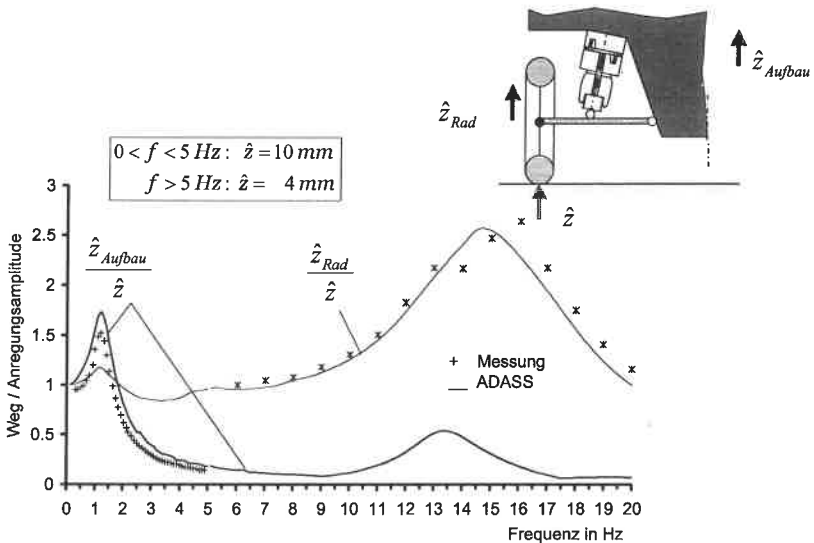


Abb. 5: Gemessene und berechnete Amplitudenverhältnisse von Rad und Aufbaubewegung bei einem Viertel-Fahrzeug. Die Anregung erfolgt harmonisch bis zu einer Frequenz von 20 Hz.

Die Übereinstimmung mit den Messdaten ist gut. Das nichtlineare Verhalten, d.h. die Abhängigkeit der Abstimmfrequenz von der Amplitude, wird bei der Berechnung in ADASS demnach richtig wiedergegeben.

Damit wurde gezeigt, dass es auch möglich ist, mittels ADASS ein System bestehend aus einer oder mehreren Massen, wobei zwei Massen durch einen LFD verbunden sind, zu berechnen.

Zur Berechnung des Schwingungsverhaltens von 3D Fahrzeugmodellen kann bei Vibracoustic auf das ADASS-Makro für ADAMS zurückgegriffen werden.

Schlussbemerkung

Ein luftgedämpftes System zeigt ein gänzlich anderes dynamisches Verhalten als ein konventionelles Federbein, bei dem das Dämpfungsmedium i.d.R. Öl ist. Steifigkeit und Dämpfung lassen sich nicht unabhängig voneinander einstellen. Auf der anderen Seite erfüllen luftgedämpfte Systeme eine Reihe von erweiterten Anforderungen per se, die mit öldämpfenden Systemen nicht oder nur mit großem Aufwand erfüllt werden können.

Der Vibracoustic steht mit ADASS ein physikalisch fundiertes Berechnungswerkzeug zur Verfügung, um Systemauslegungen durchzuführen, Konzeptstudien anzufertigen und schnelle Reaktionen auf Kundenanfragen zu ermöglichen.

Literatur

- [1] Gold, H.; „Über das Dämpfungsverhalten von Kraftfahrzeug-Gasfedern“; Aachen, Techn. Hochsch., Diss., 1973
- [2] Bridgman, P. W.; „Theorie der physikalischen Dimensionen“; Teubner; Leipzig, Berlin; 1932