

Aktive Sitzfederung für Kraftfahrzeuge

Jürgen Maas, Hans-Peter Schöner, Vasilios Orizaris,
DaimlerChrysler AG, Frankfurt a. Main und Stuttgart

Kurzfassung

Die Sitze im Fahrzeug stellen eine essentielle Schnittstelle zwischen Menschen und Fahrzeug von hoher Kundenrelevanz dar. Dabei wird der Sitzkomfort neben der Sitzkontur und Polsterung maßgeblich durch die auf den Fahrgast einwirkenden mechanischen Schwingungen und Stöße bestimmt, die im wesentlichen den subjektiv empfundenen Ridekomfort prägen. Trotz kontinuierlicher Verbesserungen am Fahrwerk und am Antriebsstrang müssen die störenden Schwingungen vor allem im oberen Frequenzbereich vom Sitzsystem absorbiert werden.

Eine spürbare Erhöhung des Schwingungskomforts kann mit passiv gefederten Sitzen wegen ihres nahezu erschöpften Optimierungspotentials nicht mehr erzielt werden. Deshalb wurde eine aktive Sitzfederung für Kraftfahrzeuge entwickelt, mit der eine weitgehend dynamische Entkopplung des Sitzes von den über die Konsole in den Sitz eingeleiteten Schwingungen und Vibration erreicht wird.

Abstract

The seat of a passenger car is one of the most essential interfaces between the human body and the vehicle. Seat comfort is not only a question of putting the right cushions into the right contour. The overall impression of the ride comfort depends on how the passenger perceives the driving situation and road conditions transferred by the seat. Although we are working on continuous improvements when designing the suspension systems of chassis and power train, the vibrations – especially in the high frequency range – must be absorbed mainly by the passenger's seat.

The situation changes when considering a system based on an active seat suspension. The basic idea is similar to the active body control (ABC) where disturbances from the road are compensated by an active component. The active seat system realised in the Daimler-Chrysler research laboratory of mechatronics systems is based on an active suspension frame for passenger seats by which significant disturbances from the chassis are compensated effectively to the driver's comfort.

Schwingungsisolierung in Kraftfahrzeugsitzen

Zur Schwingungsisolierung werden im allgemeinen Federn und/oder Dämpfer eingesetzt (passive Systeme), die bei aktiver Isolierung durch Aktoren ergänzt oder zum Teil auch ersetzt werden. Grundsätzlich führt dies auf schwingungsfähige mechanische Anordnungen, die gewöhnlich eine Resonanzüberhöhung aufweisen, siehe Bild 1.

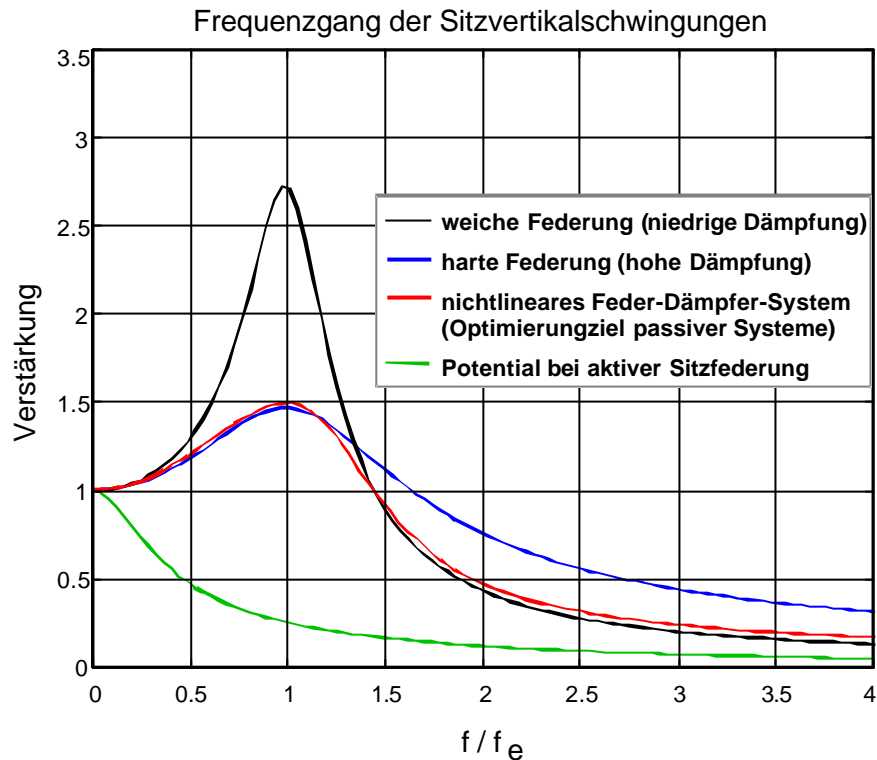


Bild 1: Auf die Eigenfrequenz normierter Amplitudengang bei eindimensionaler Betrachtung.

Während die Eigenfrequenz des Systems durch die Nachgiebigkeit der Feder variiert werden kann, hat der Dämpfer einen entscheidenden Einfluss auf die Überhöhung im Resonanzfall. Es bestehen also zwei Freiheitsgrade bei der Optimierung des Sitzsystems: Eigenfrequenz und Dämpfung der Resonanzüberhöhung.

Die Eigenfrequenz wird dabei möglichst niedrig gewählt. Dies hat den Vorteil, dass der überresonante dämpfende Bereich auch schon bei vergleichsweise kleinen Frequenzen zum Tragen kommt. Damit im Resonanzfall des Fahrzeuges keine zusätzliche Amplitudenverstärkung durch das Sitzsystem auftritt, wird in [1] vorgeschlagen, die Eigenfrequenz des Sitzes um mindestens 30-40 % oberhalb der des Fahrzeugaufbaus festzulegen.

Zur Wahl des Dämpfungsparameters sollen die normierten Amplitudengänge des Sitzsystems in Bild 1 betrachtet werden. Wird eine harte Dämpfung gewählt, so wird zwar im Resonanzbereich eine hohe Amplitudenüberhöhung vermieden, der aber eine vergleichsweise

schlechtere Schwingungsisolierung im überresonanten Fall gegenübersteht. Bei geringer Dämpfung liegen gerade die entgegengesetzten Verhältnisse vor, die sich durch eine relativ hohe Resonanzüberhöhung und guten Dämpfungseigenschaften im überresonanten Bereich äußern. Es kann also immer nur ein Kompromiss zwischen den konträren Optimierungszielen „weiche und harte Sitzfederung“ eingegangen werden, der ggf. vom Fahrer durch eine manuelle Komfortanpassung individuell variiert werden kann.

Eine deutlich höhere Komfortsteigerung kann erzielt werden, wenn anstelle der linearen Bauelemente nichtlineare Übertragungskomponenten zum Einsatz kommen, wie dies der Amplitudenkennlinie eines nichtlinearen Feder-Dämpfer-Systems in Bild 1 zu entnehmen ist. Dabei werden die positiven Eigenschaften beider Einstellungen durch Optimierung der Nichtlinearitäten erreicht, die sowohl durch spezielle Federn mit Hysterese auf Basis von Formgedächtnislegierungen als auch durch steuerbare Dämpfer realisiert werden können.

Steuerbare Dämpfer stellen den Übergang von rein passiven zu aktiven Systemen dar, die als semiaktive Dämpfersysteme bezeichnet werden, [2]. Mit ihnen lassen sich nichtlineare Übertragungsglieder realisieren, deren Dämpfungsverhalten sensorbasiert durch eine elektronische Steuerung verändert werden kann. Die bereits bei semiaktiven Fahrwerken eingesetzte Dämpfervariante wird zunehmend auch für Fahrzeugsitze untersucht. Es werden im Wesentlichen zwei Varianten unterschieden: Einerseits sind dies hydraulische Dämpfer, die gegenüber gewöhnlichen Dämpfersystemen mit einem steuerbaren Bypass ausgeführt sind, siehe z.B. [3]. Andererseits wird in jüngster Zeit der Einsatz von magneto- und elektro-rheologischen Flüssigkeiten erforscht [4], [5], deren Viskosität durch magnetische bzw. elektrische Felder steuerbar ist.

Den bisher vorgestellten Sitzsystemen ist gemein, dass ihre Wirkungsweise ausschließlich auf Energiedissipation beruht. Durch die Verwendung von nichtlinearen Bauteilen kann zwar das Übertragungsverhalten gegenüber rein passiven Systemen verbessert werden, optimal angepasste Eigenschaften mit hohem Grad der Schwingungsisolierung lassen sich allerdings nicht erreichen. Dies liegt darin begründet, dass zum einen mit den geschilderten Maßnahmen die Übertragungscharakteristik nur begrenzt verändert werden kann und zum anderen keine Möglichkeit zur aktiven Kompensation (Tilgung) der eingeleiteten Störschwingungen gegeben ist. Demgegenüber sind aktive Sitzsysteme durch eine geregelte Energiezu- und -abfuhr charakterisiert. Über die vollaktiven Stellglieder kann im Rahmen der technischen Begrenzungen (Bauraum, Stellenergie, Bandbreite) sowohl eine weitgehende Tilgung von störenden Schwingungen erreicht als auch ein nahezu optimal angepasstes Übertra-

gungsverhalten (siehe Bild 1) implementiert werden. Diese Vorzüge sind jedoch mit einem deutlich größeren Aufwand verbunden, denn die Leistungsfähigkeit eines aktiven Isolierungssystems hängt neben den Aktoren ebenso von der Erfassung signifikanter Ist-Zustände (Messgrößen wie Beschleunigungen und Auslenkungen) und von der eingesetzten Signalverarbeitung bzw. den Regelalgorithmen ab.

Als Aktoren wurden in aktiv gefederten Fahrzeugsitzen bisher zumeist elektro-hydraulische Antriebe [6],[7] oder elektro-pneumatische Stellglieder [8],[9] mit Servoventilen eingesetzt. Der Aufbau pneumatisch betriebener Sitzsysteme ist durch einen vergleichsweise hohen Platzbedarf gekennzeichnet, der für den Luftfederbalg benötigt wird. Allerdings fällt dieser bei Nutzfahrzeugen kaum ins Gewicht, da die häufig verwendeten Scherengestelle zur Integration der Luftfeder prädestiniert sind. Bei Sitzen im Pkw-Bereich hingegen ist eine Applikation aufgrund der damit verbundenen Bauraumerhöhung schwierig. Elektro-hydraulische Sitzsysteme bieten sich vor allem bei Ackerschleppern und Baumaschinen wegen der inhärent vorhandenen Zentralhydraulik an. Hydraulische Aktoren weisen allerdings bei hohen Frequenzen zunehmend schlechtere Isolierungseigenschaften auf (Bandbegrenzung der Servoventile, Reibung im Zylinder). Im Pkw-Innenraum ist ihr Einsatz wegen möglicher Leckage sehr kritisch.

Die bisher veröffentlichten Untersuchungen stützen sich im wesentlichen auf aktive Sitzsysteme im Nutzfahrzeugbereich. Es wurden insbesondere aktive Sitze für „Off Road Vehicles“ wie Baumaschinen [10] und Ackerschlepper [6] entwickelt, da wegen der nahezu ungefederten Fahrzeugaufhängung eine enorme Schwingungseinwirkung besteht. Trotz der zahlreichen Forschungsaktivitäten beschränkt sich der Entwicklungsstand allerdings weitgehend auf funktionstüchtige Labormuster [8]. Da rein passiv isolierte Sitze deutlich günstiger sind, existieren bisher nur wenige serienreife Systeme zur aktiven Schwingungsisolierung [11], [12]. Eine Realisierung aktiver Pkw-Sitzfederungen ist nach bestem Wissen der Autoren nicht bekannt. Nachfolgend wird ein aktiv gefederter Sitz vorgestellt, der im Gegensatz zu den zuvor erläuterten elektro-hydraulischen und elektro-pneumatischen Lösungen den besonderen Anforderungen im Fahrzeuginnenraum eines Pkw Rechnung trägt.

Konzeptioneller Aufbau eines aktiv gefederten Pkw-Sitzes

Während der Konzeptphase wurde der Auswahl eines für den Fahrzeuginnenraum tauglichen Aktorikkonzeptes besondere Aufmerksamkeit gewidmet. Es soll kompakt, geräusch- und leckagefrei sein und möglichst aus dem elektrischen Bordnetz gespeist werden. Verwendung finden erst seit kurzer Zeit auf dem Markt erhältliche elektrische Lineardirektantriebe. Neben diesen Vorzügen zeichnen sich die Aktoren durch eine hohe Dynamik aus und

gewährleisten einen Betrieb in allen vier Quadranten. Hierdurch können nahezu beliebige virtuelle Steifigkeiten und Dämpfungen implementiert werden, was eine gezielte Beeinflussung des Sitzübertragungsverhaltens ermöglicht.

Anhand repräsentativer Messungen von Sitz- und Insassenbeschleunigungen im Fahrversuch und auf Basis des menschlichen Wahrnehmungsverhaltens wurden die Freiheitsgrade festgelegt, für die vorrangig eine Verbesserung der Schwingungsunterdrückung anzustreben ist. Dabei erfährt der menschliche Körper in allen Fahrzeugtypen den wesentlichen Schwingungseintrag durch vertikale Vibrationen und Stöße. In Folge dessen wurde ein Konzept zur aktiven Sitzfederung in Hubrichtung erstellt. Wegen der zunehmenden Integration von Bauteilen in die Sitzlehne (wie z.B. Stellantriebe) und der damit verbundenen Gewichtszunahme ist außerdem die Beeinflussung von Sitzneigeschwingungen wünschenswert. Die Bauraumbeschränkung im Innenraum der Pkw erfordert ein aktives Federungskonzept, das sich auf möglichst geringem Bauraum in vertikaler Richtung realisieren lässt. Als geeignet ging ein Konzept hervor, bei dem die Einleitung der Aktorkräfte an den vorderen und hinteren Punkten der Konsolenbefestigung erfolgt. Hierdurch wird ein Einfluss auf die Vertikal- und Nickdynamik von Sitz und Insasse ermöglicht. Bild 2 zeigt das in [13] beschriebene Konzept für Fahrzeugsitze mit aktiver Federung.

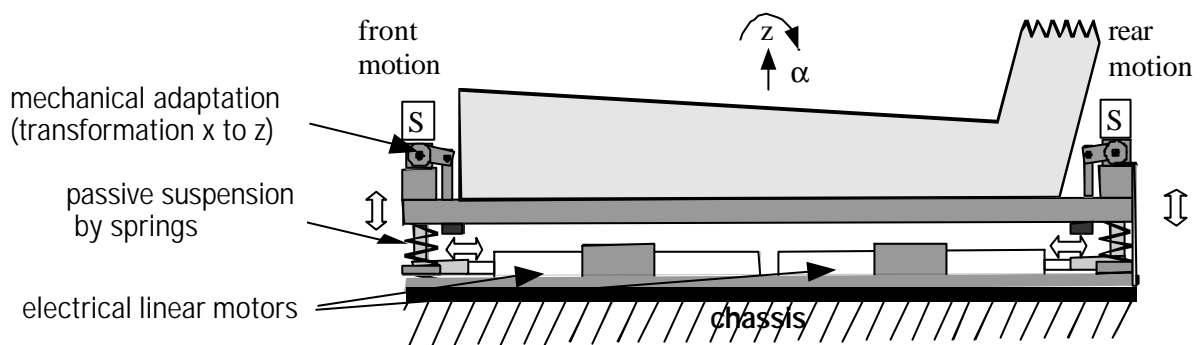


Bild 2: Schematische Darstellung des aktiv gefederten Pkw-Sitzes mit zwei Freiheitsgraden.

Das aktive Sitzsystem besteht aus einem in zwei Freiheitsgraden aktiv beweglichen Schwingrahmen, auf dem der Fahrzeugsitz montiert wird. Die Crashesicherheit wurde dadurch sichergestellt, dass durch die Konstruktion keine weiteren Freiheitsgrade vorliegen. Unter der Randbedingung einer minimalen Aufbauhöhe wurden die Linearaktoren (ausgeführt als zweiphasige Synchronmotoren) horizontal in die Konstruktion des Schwingrahmens integriert und die abtriebsseitige Aktorbewegung durch einen einfachen Hebelmechanismus, der über eine Welle stattfindet, in die vertikale Richtung umgelenkt. Die Linearmotoren sind

herstellereitig durch eine speisende Elektronik so ausgeführt, dass sie strom- bzw. kraftge-regelt betrieben werden können. Der Kraftsollwert wird von der überlagerten Sitzregelung generiert und als additive Wechselkraft parallel zur passiven Federung auf das Sitzgestell eingeleitet.

Die passive Federung der Schwingkonstruktion erfolgt über vier Federn (ähnlich einem Fahrwerk), mit der die Abstützung der Grundlast von Sitz und Insasse vorgenommen wird. Der Betrieb in der statischen Ruhelage minimiert den Kraftbedarf und damit Bauraum, Kosten und Energieverbrauch. Darüber hinaus wird die Federung so dimensioniert,

- dass der zur Kompensation der Störungen erforderliche Schwingweg unter Berücksichtigung der Bauraumbeschränkung hinreichend groß ist,
- dass dem Durchschlagen der Federung durch progressive Kennung entgegen gewirkt wird,
- dass bei Ausfall der Aktoren die Eigenfrequenz den sonst üblichen Wert (ca. 4 Hz bei Pkw) aufweist.

Informationen über den Bewegungszustand des Sitzes für die Regelung liefern zwei Beschleunigungssensoren (S), die am vorderen und hinteren Teil des beweglich gefederten Sitzrahmens implementiert sind (je Freiheitsgrad ein Sensor). Auf Messeinrichtungen an den Oberflächen von Sitz- und Lehnenkissen wurde bewusst verzichtet, da sich diese wegen der damit verbundenen Komfortbeeinträchtigung und der deutlich höheren Kosten als nicht praxisgerecht erweisen. Diese fehlende Messung der eigentlich zu regelnden Insassenbeschleunigung erfordert den Einsatz geeigneter Modelle, um zu einer befriedigenden Störunterdrückung zu kommen.

Sinnvoll erscheint demgegenüber die Installation von zwei zusätzlichen Beschleunigungssensoren auf dem Konsolenboden im Bereich der Abstützpunkte, die Informationen über die eingeleiteten Schwingungen für eine optionale Störgrößenkompensation liefern.

Modellierung des Mensch-Sitz-Systems

Als Grundlage für den Entwurf der Regelung ist das dynamische Verhalten von Sitz und Insasse zu modellieren. Für die Beschreibung wurden Mehrmassenschwinger mit konzentrierten Koppellementen, bestehend aus Federn und Dämpfern, herangezogen. Zugrunde liegt hierbei die vereinfachende Annahme, dass sich die kontinuierlich verteilte Masse des menschlichen Körpers wie eine starre Masse verhält. Dies ist zwar aus ergonomischer Sicht [14] eine grobe Approximation, erweist sich jedoch für die Parametrierung der Regelung

unter dem Aspekt einer überschaubaren Komplexität des Gesamtsystems als völlig ausreichend. Diesbezüglich muss auch darauf hingewiesen werden, dass insbesondere detaillierte Dynamikmodelle für den menschlichen Körper schwierig zu parametrieren sind, da die Parameter grundsätzlich einer großen individuellen Streuung unterliegen und zudem im starken Maße von der augenblicklichen Sitzhaltung und Konstitution abhängen; eine Online-Identifizierung derartig vieler Parameter wird für die Praxis als nicht realisierbar angesehen. Die Masse des menschlichen Körpers ist über die Schäume von Sitzkissen und Lehne visko-elastisch mit der Masse des Sitzes gekoppelt, die sich aus der Masse des Rahmengestells und den Massen der Auflagen zusammensetzt. Damit resultiert das in Bild 3 dargestellte Dynamikmodell von Insasse und Sitz für den aktiv gefederten Pkw-Sitz.

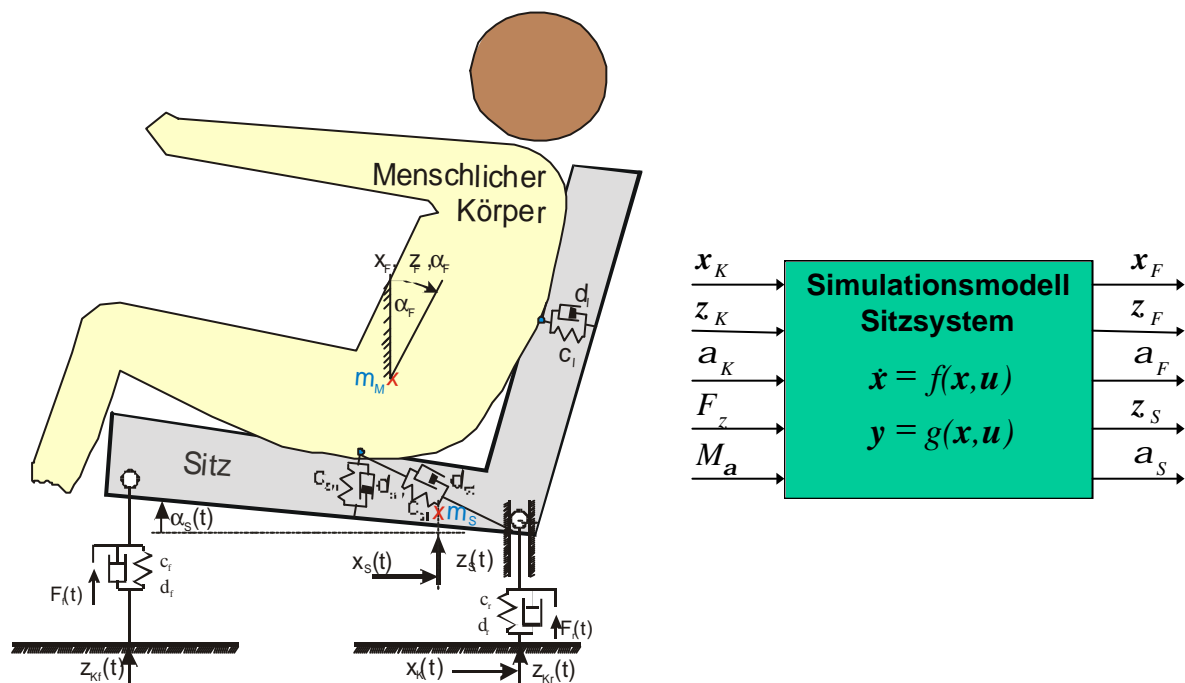


Bild 3: Zweimassenmodell für Sitz und Mensch – charakterisiert durch fünf Freiheitsgrade.

Der kontinuierlich verteilte Schaum des Sitzkissens wurde durch konzentrierte Steifigkeiten und Dämpfungen in normaler (z) und tangentialer Richtung (x) zur Oberfläche approximiert, während für das Lehnenkissen eine visko-elastische Kopplung in Normalenrichtung (x) angenommen wurde. Somit ergeben sich insgesamt fünf Freiheitsgrade für das nichtlineare Modell: einerseits die Vertikal- (z_F), Längs- (x_F) und Nickbewegung (a_F) des menschlichen Körpers sowie andererseits die Vertikal- (z_S) und Nickbewegung (a_S) des Sitzes, die von den (transformierten) Eingangsgrößen x_K , z_K und a_K , angeregt und über die (transformierten) Stellgrößen F_z und M_a aktiv beeinflusst werden.

Das hergeleitete Modell wird insbesondere zur Simulation des aktiven Sitzsystems eingesetzt. Für den Entwurf der Sitzregelung ist es aufgrund der Komplexität nicht geeignet. Für die Reglersynthese wurde das Simulationsmodell vereinfacht, indem einerseits die schwach ausgeprägte Längsschwingung des Insassen vernachlässigt und andererseits lineares Ein-Ausgangs-Verhalten angenommen wurde. Bezüglich der messbaren Größen \mathbf{z}_S und \mathbf{a}_S führt dies zur nachfolgenden Übertragungsmatrix des Sitzsystems:

$$\begin{bmatrix} Z_S(s) \\ \mathbf{a}_S(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{Fz,Zs}(s) & G_{Ma,Zs}(s) \\ G_{Fz,as}(s) & G_{Ma,as}(s) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_Z(s) \\ M_a(s) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} G_{Zk,Zs}(s) & G_{ak,Zs}(s) \\ G_{Zk,as}(s) & G_{ak,as}(s) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} Z_K(s) \\ \mathbf{a}_K(s) \end{bmatrix} \quad (1)$$

Während die Parameter der im aktiven Schwingrahmen eingesetzten Federung aus der Konstruktion bekannt sind, wurden die Parameter der visko-elastisch modellierten Sitzkissen experimentell ermittelt. Zur Parametrierung wurde das passive Insasse-Sitz-System auf einem Versuchsstand gezielt im relevanten Frequenzbereich von 0,5 bis ca. 30 Hz angeregt. Dabei wurden eindimensionale Anregungen über die Hydropulsanlage eingeprägt, mit denen unter Vernachlässigung der internen Kopplungen die Übertragungsfunktion aus einer Spektralanalyse gewonnen wurden (Spektrale Schätzung des Übertragungsverhaltens nach der Methode von Welch aus dem Quotienten von Kreuz- (S_{xy}) und Autoleistungsdichtespektrum (S_{xx})):

$$\hat{G}(j\omega) = \frac{S_{xy}(j\omega)}{S_{xx}(j\omega)} = \frac{X^*(j\omega) \cdot Y(j\omega)}{X^*(j\omega) \cdot X(j\omega)} \quad (2)$$

Das so gewonnene Übertragungsverhalten in Form einer Stützstellenmatrix wurde in einem zweiten Schritt durch numerische Optimierung der in den linearen Teilmodellen enthaltenen Modellparameter approximiert. Die nachfolgende Darstellung zeigt beispielhaft die bei der Parameteridentifikation erreichte Approximation des gemessenen Übertragungsverhaltens für das Teilmodell der Vertikaldynamik von Sitzkissen zu menschlichem Körper.

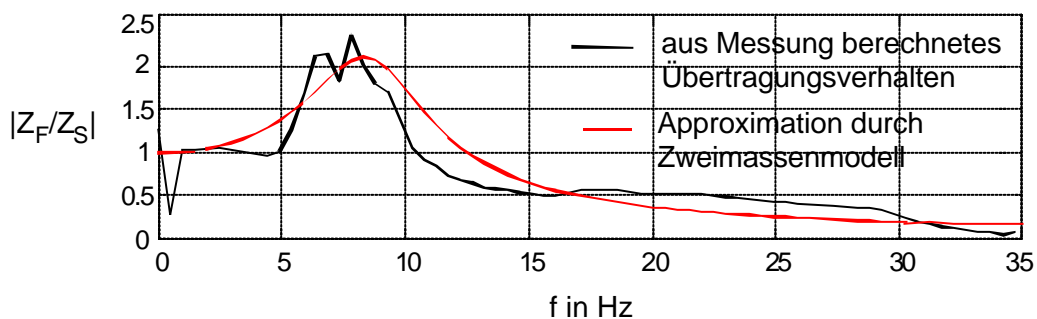


Bild 4: Gegenüberstellung des gemessenen und des mit dem Modell approximierten Amplitudengangs der Vertikaldynamik bzgl. Sitzkissen zu Insasse.

Regelungskonzept zur aktiven Sitzfederung

Die besondere Herausforderung bei der aktiven Sitzfederung ist die Realisierung einer geeigneten Regelung, welche einerseits die stochastische Natur der Schwingungsanregung beherrscht, sich andererseits aber auch bei Insassen unterschiedlichen Gewichts und unterschiedlicher Sitzhaltung durch eine hohe Regelgüte auszeichnet.

Um dem Ziel einer möglichst guten Schwingungsunterdrückung gerecht zu werden, wurde für das Mehrgrößensystem eine Zustandsregelung mit variabel implementierbarem Übertragungsverhalten entworfen, die als Eingangsinformation lediglich die Beschleunigungen des Sitzes benötigt. In Bild 5 ist das Konzept der Regelung dargestellt.

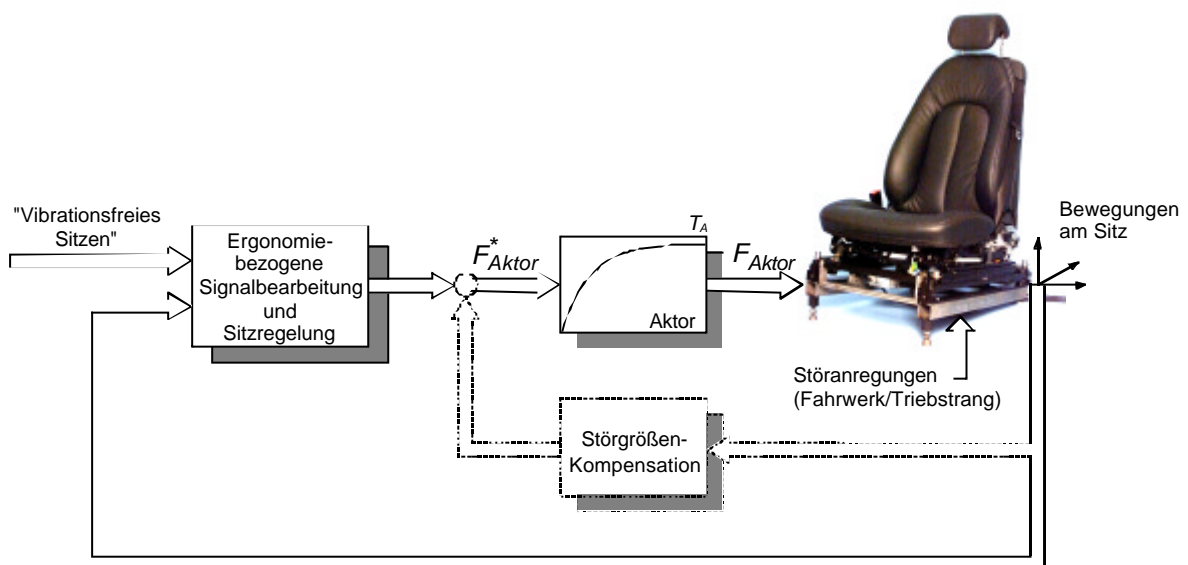


Bild 5: Konzept der Mehrgrößenregelung für den aktiv gefederten Pkw-Sitz.

Ziel der Regelung ist vibrationsfreies Sitzen. Dies bedeutet, dass die Zustandsgrößen des Sitzes zu Null zu regeln sind und der Entwurf der Regelung optimal bzgl. des Störverhaltens vorzunehmen ist. Wird die Sitzregelung in eine übergeordnete Fahrdynamik-Regelung integriert, dann kann sich das Führen der Sitzbewegung über die Sollwerte als vorteilhaft erweisen, was hier nicht betrachtet wird.

Dem Entwurf der Regelung liegt das lineare Modell in Gleichung (1) zugrunde. Durch geeignete regelungstechnische Maßnahmen zur Entkopplung der inhärenten Modellkopplungen $G_{Ma,Zs}$ und $G_{Fz,as}$ zwischen den beiden Freiheitsgraden lassen sich die Teilmodelle $G_{Fz,Zs}$ und $G_{Ma,as}$ für die Regelungssynthese als entkoppelte Zweimassenschwinger mit einem Freiheitsgrad betrachten. Diese Teilmodelle können dann für die Parametrierung des jeweiligen Zustandsreglers der Vertikal- und Nickdynamik unter Einbezug des dynamischen Verhaltens von Aktorik und Sensorik herangezogen werden.

Da beim jeweiligen Teil-Zustandsregler neben der Beschleunigung auch die Geschwindigkeit und Position zurückgeführt werden, sind die Zustandsgrößen aus dem Beschleunigungssignal durch approximierende Integration (Verschiebung der Beobachterpole in die linke s-Halbebene) zu generieren. Zur Vermeidung von statischen Anteilen aufgrund immer vorhandener Offsets in der Praxis, werden die Beschleunigungssignale hochpassgefiltert.

Von entscheidender Bedeutung für die Gesamtdynamik ist die Eckfrequenz der Hochpassfilterung. Mit diesem Parameter wird im Entwurf die Abgrenzung der dynamischen Schwingungsunterdrückung von aktiver Sitzfederung zu der des Fahrwerks vorgenommen. Dies ist zwingend erforderlich, da wegen des bauraumbegrenzten Schwingwegs und der limitierten Aktorkraft niederfrequente Bewegungen auf den Sitz übertragen werden müssen. Nur die höherfrequenten Vibrationen oberhalb einer festzulegenden Frequenz \mathbf{w}_E sind mit der aktiven Sitzfederung zu unterdrücken. Die Anforderungen lassen sich in die nachfolgende Zielfunktion überführen:

$$|G_{ziel}(j\mathbf{w})| \rightarrow 1, \text{ für } \mathbf{w} \leq \mathbf{w}_E \quad \text{und} \quad |G_{ziel}(j\mathbf{w})| \rightarrow 0, \text{ für } \mathbf{w} > \mathbf{w}_E \quad (3)$$

Oberhalb von \mathbf{w}_E sind dabei nicht die objektiven, messbaren Beschleunigungen $a(t)$ zu minimieren, sondern die vom Menschen subjektiv empfundenen Schwingungen zu unterdrücken. Hiefür wird das in [15] definierte Bewertungsfiler W_k (bzw. W_e) herangezogen, mit dem die frequenzbewertete und bandbegrenzte Beschleunigung $a_w(t)$ der subjektiv empfundenen Schwingungen bestimmt wird:

$$A_w(j\mathbf{w}) = |W_{k,e}(\mathbf{w})| \cdot A(j\mathbf{w}). \quad (4)$$

Die Aufgabe der Schwingungsunterdrückung lässt sich auf die Minimierung der Varianz eines mittelwertfreien Signals zurückführen. Für $\mathbf{w} > \mathbf{w}_E$ lautet das Optimierungsziel damit:

$$E\{a_w^2(t)\} = \int_{-\infty}^{\infty} a_w^2(t) dt \rightarrow Min. \quad (5)$$

Da lineares Übertragungsverhalten für den Entwurf der Regelung angenommen wird, kann die Optimierung der freien Regelparameter im Frequenzbereich erfolgen. Unter Anwendung der Parsevalschen Gleichung lässt sich die Varianz wie folgt formulieren:

$$\int_{-\infty}^{\infty} a_w^2(t) dt = \frac{1}{2\mathbf{p}} \int_{-\infty}^{\infty} |A_w(j\mathbf{w})|^2 d\mathbf{w} = \frac{1}{\mathbf{p}_0} \int_0^{\infty} |A_w(j\mathbf{w})|^2 d\mathbf{w}, \text{ mit } a_w(t) \in \Re. \quad (6)$$

Unter Berücksichtigung der Anforderungen in Gleichung (3) und Einbeziehung des menschlichen Schwingungsempfindens in Gleichung (4) ergibt sich die in Bild 6 dargestellte Struktur für die Optimierung der Übertragungsfunktionen $G_{KF,opt}$ des aktiv gefederten Sitzes.

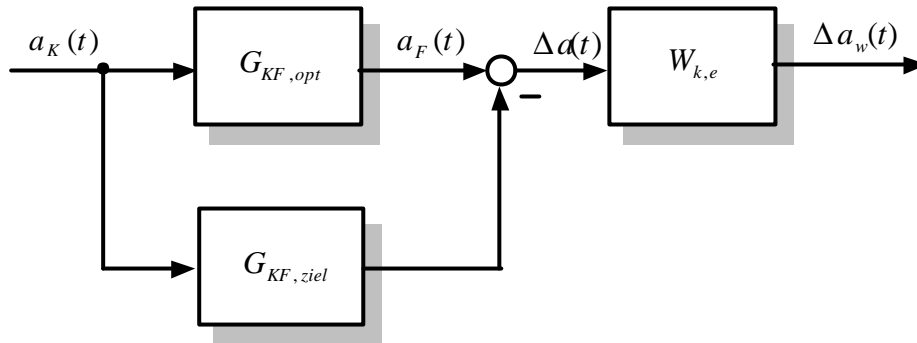


Bild 6: Struktur zur Optimierung der Übertragungsfunktionen $G_{KF,opt}$

Werden die Zusammenhänge aus Bild 6 in Gleichung (6) berücksichtigt, ergibt sich für die zu minimierende Größe $\Delta a_w(t)$:

$$J^* = \frac{1}{P} \int_0^{\infty} |W_{k,e}(\mathbf{w})|^2 |G_{KF,opt}(j\mathbf{w}) - G_{KF,ziel}(j\mathbf{w})|^2 |w^2 A_K(j\mathbf{w})|^2 d\mathbf{w}. \quad (7)$$

Für die numerische Optimierung wird vereinfachend das verwandte Gütefunktional in Gleichung (8) minimiert.

$$J = \int_0^{w_{\max}} |W_{k,e}(\mathbf{w})|^2 \left(|G_{KF,opt}(j\mathbf{w})| - |G_{KF,ziel}(j\mathbf{w})| \right)^2 d\mathbf{w} \rightarrow Min \quad (8)$$

Obwohl eine Abstimmung auf spezifische Fahrbahnanregungen und Fahrzeuge im Entwurf berücksichtigt werden kann, wird in Gleichung (8) bandbegrenzt weißes Rauschen als Anregung über die Konsole angenommen. Ausgewertet wird der ergonomisch sinnvolle Frequenzbereich bis ca. 30 Hz, in dem die Modelle nach Bild 4 verwendbar sind.

Die im Frequenzbereich vorgenommene Optimierung der Störübertragungsfunktionen ist in Bild 7 für den zugrundeliegenden Zustandsregler der Vertikaldynamik des Sitzsystems dargestellt. Numerisch optimiert wurden unter Anwendung von Gleichung (8) die Reglerparameter b_0 , b_1 und b_2 , über die die Position \hat{z}_S , die Geschwindigkeit $\hat{\dot{z}}_S$ und die Beschleunigung $\hat{\ddot{z}}_S$ des Sitzes zurückgeführt werden. Wie das Ergebnis zeigt, nähert sich die für den Fahrer optimierte Störübertragungsfunktion $G_{ZK,ZF,opt}$ sehr gut der Zielvorgabe G_{ziel} an.

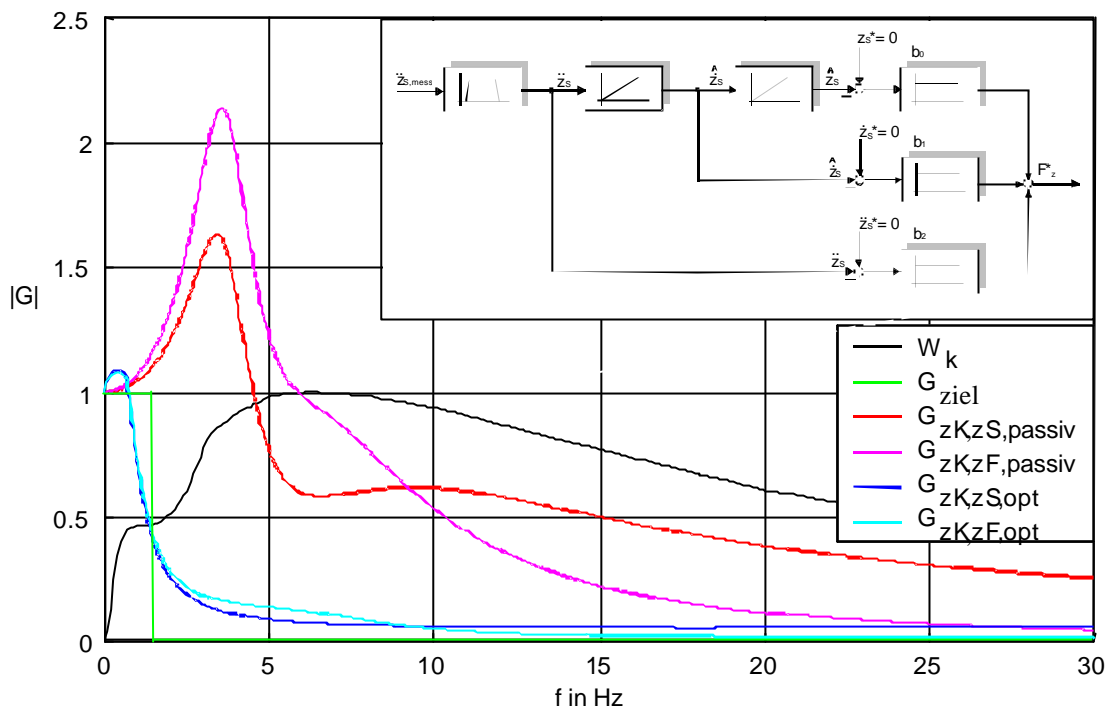


Bild 7: Optimierung der Störübertragungsfunktionen für die Vertikaldynamik des Sitzsystems

Experimenteller Nachweis der Funktionstüchtigkeit

Der realisierte Prototyp des aktiv gefederten Sitzes wurde auf einem vorhandenen Schwingungs-Komfort-Prüfstand messtechnisch validiert.

Nachfolgend dargestellt sind in Bild 8 und Bild 9 repräsentative Messergebnisse, die das Störübertragungsverhalten G_{zKzF} von Sitzkonsole zum menschlichen Körper für die Vertikalschwingungen visualisieren. Dabei ist jeweils das dynamische Verhalten des konventionellen Sitzes – welches bei geblockten Federn mit abgeschalteter Regelung gemessen wurde – dem dynamischen Verhalten der Störunterdrückung bei Aktivierung der Sitzregelung gegenübergestellt.

Die Messungen zeigen, dass mit dem aktiv gefederten Sitz ein deutlich spürbarer Komfortgewinn in dem für den menschlichen Körper relevanten Frequenzbereich erzielt wird, der sich durch eine Verbesserung der Störungsunterdrückung um bis zu 12dB gegenüber dem konventionellen Sitz äußert. Im Vergleich zum theoretischen Entwurf ist das Verbesserungspotential oberhalb von ca. 10Hz nicht ganz erreicht worden. Dies liegt vor allem darin begründet, dass sich bei diesen Frequenzen nichtlineare Effekte wie Lagerreibung stark auswirken und inhärente Kopplungen über den menschlichen Körper in Erscheinung treten.

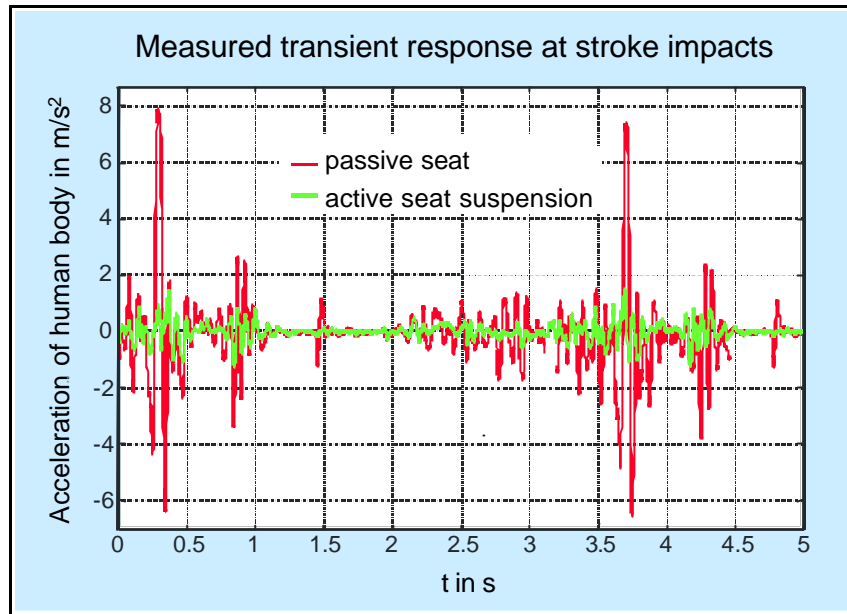


Bild 8: Transientenverlauf der vertikalen Insassenbeschleunigung bei Stoßanregung.

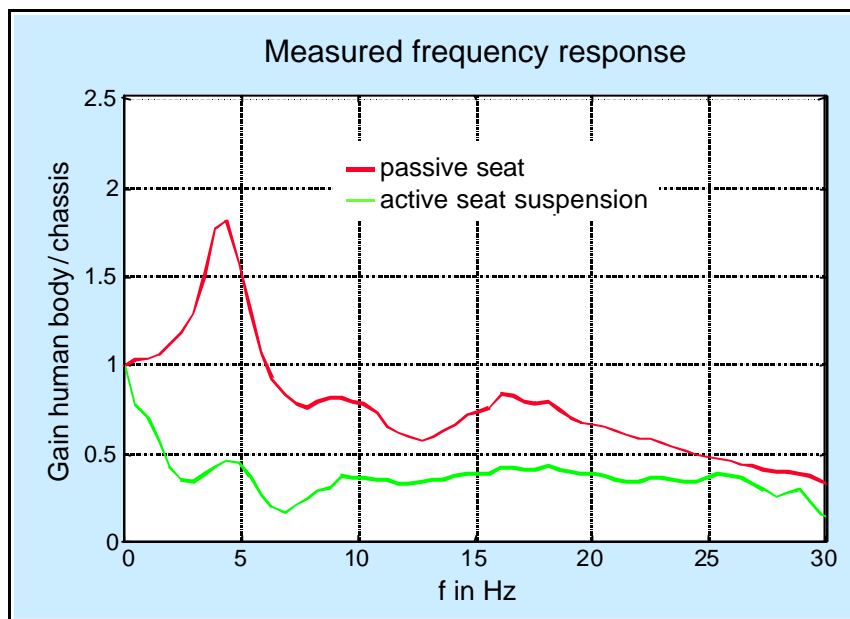


Bild 9: Amplitudengang der vertikalen Störübertragungsfunktion von Konsole zu Insasse.

Bei der experimentellen Validierung erwies sich die entworfene Regelung als äußerst robust gegenüber Parametervariationen, die durch unterschiedliche Insassen und Sitzhaltungen hervorgerufen werden. Eine Adaption der Regelung ist nicht zwingend erforderlich, bietet jedoch weiteres Potential zur Optimierung. Demgegenüber steht allerdings ein vergleichsweise hoher Rechenaufwand und ggf. auch Instrumentationsbedarf für die Online-Identifikation der sich ändernden Modellparameter.

Eine weitere Optimierung des Störverhaltens kann erreicht werden, wenn die im Regelungskonzept berücksichtigte Störgrößenaufschaltung unter Verwendung der Konsolenbeschleunigungen gemäß Bild 5 implementiert wird.

Zusammenfassung

Der vorliegende Beitrag beschreibt die Entwicklung einer aktiven Sitzfederung für Kraftfahrzeuge, mit der eine spürbare Erhöhung des Schwingungskomforts gegenüber passiv gefederten Sitzen erreicht wird. Das vorgestellte aktive Sitzsystem besteht aus einem in zwei Freiheitsgraden aktiv beweglichen Schwingrahmen, auf dem der Fahrzeugsitz montiert wird. Zur aktiven Schwingungsbeeinflussung wurden elektrische Lineardirektantriebe in den Schwingrahmen integriert, die aus dem Bordnetz gespeist werden können. Die Aktoren zeichnen sich durch Kompaktheit sowie Geräusch- und Leckagefreiheit aus und sind deshalb für den Fahrzeuginnenraum prädestiniert. Aufgrund seiner geringen Aufbauhöhe eignet sich das entwickelte Konzept der aktiven Sitzfederung auch für Pkw, in denen Systeme auf Basis von elektro-hydraulischen und -pneumatischen Aktoren schwierig zu integrieren sind.

Dem Entwurf der Regelung liegt ein dynamisches Modell von Sitz und Insassen zugrunde, das unter vereinfachenden Annahmen die für die Synthese relevanten Eigenschaften des aktiven Systems beschreibt. Dem bauraumbegrenzten Schwingweg wurde dadurch Rechnung getragen, dass die kaum spürbaren niederfrequenten Bewegungen auf den Sitz übertragen werden, während die störenden höherfrequenten Schwingungen effizient durch eine Zustands-Mehrgrößenregelung unterdrückt werden. Die Regelung benötigt als Eingangsinformation lediglich die Beschleunigungen des Sitzes und erweist sich gegenüber Insassen unterschiedlichen Gewichts und veränderter Körperhaltungen als äußerst robust.

Anhand von Messungen wurde nachgewiesen, dass eine Verringerung der Körperbelastung in dem für den Menschen relevanten Frequenzbereich unterhalb von 30 Hz erreicht wurde. Hierdurch wird vor allem auf schlechten Straßen und bei Stoßanregung ein spürbarer Komfortgewinn für die Insassen erzielt. Die physische Entlastung führt bei längeren Fahrten zur Verringerung von Ermüdungserscheinungen, wodurch die Konditionssicherheit erhöht wird.

Literatur

- [1] Dielschlag, W.; u.a.: *Ergonomie des Sitzens*; Verlag Moderne Industrie, 2. Auflage, 1993.
- [2] Barak, P.: *Passive Versus Active and Semi-Active Suspensions from Theory to Application in North American Industry*, Worldwide Passenger Car Conference and Exposition, Dearborn (Michigan), S. 1-25, 1992.

- [3] Meier, G., Roppenecker, G., Wurmthaler, Ch.: *Regelungskonzepte für Fahrzeugsitze mit semi-aktivem Dämpfer*, VDI-Tagung Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren - AUTOREG 2002 in Mannheim, VDI Berichte Nr. 1672, S.53-59, April 2002.
- [4] Choi, S.B.; u.a.: *A semi-active suspension using ER fluids for a commercial vehicle seat*, 4th ESSM and 2nd MIMR Conference, Harrogate (UK), S. 217-224, 1998.
- [5] N.N.: *Motion Master® Ride Management System*; Lord Corporation, Cary, NC 27511 (USA) oder www.motion-master.com.
- [6] Kauß, W.: *Aktive, hydraulische Schwingungsisolierung des Fahrerplatzes ungefederter, geländegängiger Fahrzeuge*, Dissertation TU Berlin (D 83), Forschungsbericht Agrartechnik, 1981.
- [7] Nevala, K., Järviluoma, M.: *An Active Vibration Damping System of a Driver's Seat for Off-Road Vehicles*; Proceedings of 4th Annual Conference on Mechatronics and Machine Vision in Practice, Toowoomba, Qld. (Australia), S. 38-43, 1997.
- [8] Raab, J.: *Entwicklung eines aktiven pneumatischen Schwingsystems für Nutzfahrzeuge*; Dissertation Uni Kaiserslautern, VDI-Verlag, Reihe 11; Nr. 169, 1992.
- [9] Stein, G.J.: *An Electro-Pneumatic Active Vibration Control System for the Driver's Seat of Agricultural Tractors*; Archives of Acoustic, Vol. 21, No. 3, S. 345-353, 1996.
- [10] Köhne, G.: *Ganzkörperschwingungsbelastung bei Erdbaumaschinen und technische Möglichkeiten zur Schwingungsminderung*; VDI-Schwingungstagung 1982 „Schwingungseinwirkungen auf den Menschen“, VDI-Bericht 465, VDI-Verlag, S. 29-34, 1982.
- [11] Dufner, D.L.; Schick, T.E.: *John Deere Active Seat™: A New Level of Seat Performance*. Landtechnik-Tagung in Halle, S. 43-47, 10.-11. Oktober 2002.
- [12] N.N.: *Magnetic Suspension Seat*; Fuso, aei - automotive engineering, S. 22, 12/2002.
- [13] Maas, J.; Orizaris, V.; Schöner, H.: *Fahrzeugsitz mit aktiver Sitzfederung mit zwei Bewegungsfreiheitsgraden*; beim Europäisches Patentamt eingereichte Erfindung, 2002.
- [14] Knoblauch, J.; Wöfel, H.P.; Buck, B.: *Ein Schwingungsdummy des sitzenden Menschen*; Automobiltechnische Zeitschrift 97, Heft 10, Vieweg&Sohn Verlag, S. 668-671, 1995.
- [15] International Standards ISO 2631/1: *Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration*, Part 1: General requirements; International Organization for Standardization, 1997.