

Design, Simulation und Erprobung einer aktiven Sitzaufhängung für Nutzfahrzeuge

Design, simulation and testing of an active seat suspension for commercial vehicles

Konstantin Krivenkov
Stephan Ulrich
Rainer Bruns

Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik
Fakultät für Maschinenbau
Helmut-Schmidt-Universität

Nutzfahrzeuge müssen oft durch sehr unebenes Gelände gefahren werden. In diesem Fall wird der Fahrer starken Vibrationen ausgesetzt, die von der Fahrzeugkarosserie durch die Sitzaufhängung auf ihn wirken. Um diese Schwingungen zu verringern, werden die Sitzaufhängungen in der Regel mit Feder-Dämpfer-Systemen ausgerüstet. Jedoch erreichen die passiven Systeme vor allem bei niederfrequenten Schwingungen ihre physikalischen Grenzen. Eine wesentliche Verbesserung des Sitzkomforts kann unter solchen Anregungsbedingungen nur mit einer aktiven Sitzaufhängung erreicht werden. In diesem Beitrag wird ein neuartiges aktives System für die Sitzaufhängung auf Basis von elektrorheologischen Flüssigkeiten vorgestellt. Außerdem werden die theoretischen Grundlagen für die Modellierung der beschriebenen aktiven Sitzaufhängung dargestellt. Anschließend werden die Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen unter realen Betriebsbedingungen verglichen. Die Repräsentation der Ergebnisse mit Hilfe der im Bereich der Sitztechnik weit verbreiteten SEAT-Werten (Seat Effective Amplitude Transmissibility) zeigt das Potenzial des entwickelten Systems zur aktiven Reduktion der Schwingungsbelastung des Fahrers und ermöglicht seine objektive Bewertung.

[Schlüsselwörter: aktive Sitzaufhängung, aktive Schwingungsisolierung, feldsensitive Flüssigkeit, elektrohydraulischer Aktor]

Commercial vehicles must be driven often through a very uneven terrain. In such case, the driver is exposed to strong vibrations, which act from the vehicle body through the seat suspension to him. In order to reduce these vibrations the seat suspensions are usually equipped with spring-damper systems. However, these passive systems reach their physical limits especially at low-frequency vibrations. A significant improvement of the seating comfort can be achieved under such excita-

tion conditions only with an active seat suspension. In this work a novel fully active seat suspension on the basis of electrorheological fluids is introduced. In addition, the theoretical bases for the modeling of the active electrorheological seat suspension are presented. Afterwards the simulation results are compared with the measurement results under real operating conditions. The presentation of these results using the widely used SEAT values (Seat Effective Amplitude Transmissibility) demonstrates the potential of the developed electrorheological system for the active reduction of vibration exposure of the driver and allows its objective evaluation.

[Keywords: active seat suspension, active vibration isolation, feldsensitive Fluid, electrohydraulic Actuator]

1 EINLEITUNG

Um die Schwingungsbelastung des Fahrers zu reduzieren, sind die Sitze zumeist mit passiven Federungssystemen ausgestattet. Typischerweise werden hierfür Luftfedern und hydraulische Dämpfer verwendet, die zusammen mit einer Führung die Sitzfläche mit dem Kabinenboden verbinden und die Übertragung der Vertikalbeschleunigungen reduzieren. Diese Systeme stoßen aber besonders bei niederfrequenten Schwingungen schnell an ihre physikalische Grenze. In diesem Frequenzbereich wird die Übertragung der Störungen kaum reduziert und teilweise sogar verstärkt. Eine Überwindung dieser physikalisch bedingten Begrenzung der Isolierfähigkeit der passiven Systeme ist nur durch eine externe Energiezufuhr möglich, um den Schwingungen des Erregers unterhalb dieser Begrenzung aktiv entgegen wirken zu können.

Aus diesem Grund kommen in aktiven Systemen meistens anstatt der passiven Elemente wie Feder und Dämpfer verschiedene Stellglieder zum Einsatz. Es können zum Beispiel hydraulische oder elektrische Stellglieder verwendet werden, um die Übertragung der störenden

Vertikalbeschleunigung vom Kabinenboden zum Fahrer durch den gezielten Eingriff in die Bewegung der Sitzfläche zu reduzieren.

2 KONVENTIONELLE SYSTEME

Die bekannten aktiven hydraulischen Systeme bestehen aus doppeltwirkenden Zylindern mit angeschlossener Steuereinheit zur Dosierung der während der Fahrt notwendigen hydraulischen Leistung [Bro00, Bre05]. Die für den Betrieb des aktiven Systems erforderliche Leistung beträgt hier ca. 500 W. Sie setzt sich zusammen aus dem statischen Anteil zum Tragen des Fahrers und dem dynamischen Anteil zur aktiven Reduktion der Durchlässigkeit des Federungssystems. Der statische Anteil beträgt dabei ca. 90% der gesamten im System notwendigen Leistung und wird verbraucht, ohne das Wohlbefinden des Fahrers während der Fahrt zu verbessern. Wegen des sehr hohen Energieverbrauchs wird die notwendige hydraulische Leistung außerhalb des Federungssystems bereitgestellt. Die hydraulischen Systeme müssen also stets an das angepasste hydraulische Bordnetz des Fahrzeuges angeschlossen sein. Die Verwendung solcher Systeme in nicht entsprechend ausgestatteten Fahrzeugen wird dadurch wesentlich eingeschränkt oder gar nicht möglich sein [Uhl03, Roe12]. Zudem erfordert dies den Einsatz der entsprechenden Hochdruckleitungen mit relativ engen Querschnitten in- und außerhalb des Stellgliedes, welche eine starke Geräuscentwicklung wegen des kontinuierlichen Durchflusses der Hydraulikflüssigkeit durch das System verursachen.

Die bekannten aktiven elektrischen Systeme bestehen in den meisten Fällen aus einem Linearantrieb oder aus einem konventionellen Elektromotor mit nachgeschaltetem Getriebe [Par12, Kee14]. Die Linearantriebe können in der Sitzführung platziert sein oder zwischen dem Kabinenboden und der Sitzfläche angebracht werden. Die Motor-Getriebe-Kombinationen werden in der Mitte des oft als Sitzführung verwendeten Scherenmechanismus verbaut.

Die für den Betrieb des elektrischen Systems erforderliche Leistung kann wie bei den hydraulischen Systemen in zwei Anteile aufgeteilt werden: den statischen und den dynamischen Anteil. Im Vergleich zu hydraulischen Systemen sind die elektrischen infolge der besseren Wirkungsgrade wesentlich energieeffizienter. Die erforderliche Leistung des elektrischen Systems mit einem Linearantrieb beträgt bei der beschriebenen Einbausituation im Federungssystem schätzungsweise die Hälfte der Leistung des hydraulischen Systems.

Bei elektrischen Systemen mit Motor-Getriebe-Kombination liegt die erforderliche Leistung wegen der Minderung der Wirkungsgrade durch den unumgänglichen Einsatz eines stark untersetzenden Getriebes allerdings etwas höher. Zudem ist die erforderliche elektrische

Leistung stark von der vertikalen Position der Sitzfläche abhängig. Dies geht aus der Kinematik des Scherenmechanismus und der Einbauposition des Stellgliedes hervor. Im oberen Bereich ist die Übersetzung des Drehmomentes des Motors in die wirksame vertikale Kraft wesentlich kleiner als im unteren. Bei gleichen Wegamplituden wird also in unterer Position eine wesentlich höhere Leistung zur aktiven Unterstützung der Sitzfläche erforderlich als in oberer. Im Vergleich zu den linearen hydraulischen oder elektrischen Stellgliedern kann diese energetisch äußerst ungünstige Einbauposition des Motor-Getriebe-Stellgliedes aber nicht geändert werden.

Bei allen bekannten elektrischen Systemen treten im aktiven Betrieb relativ hohe elektrische Ströme auf, welche beim schnellen Beschleunigen oder Bremsen der Last auf der Sitzfläche entsprechend bereitgestellt oder abgeleitet werden müssen. Um eine signifikante Verbesserung der Schwingungsisolierung des Fahrers im aktiven Betrieb gegenüber dem passiven zu erreichen, müssen die elektrischen Kreisläufe des Stellgliedes sehr stark überdimensioniert werden. Zusätzlich erfordern solche Kreisläufe eine ausreichende Lüftung des Federungssystems, um die Stellglieder bei den beschriebenen schnellen Lastwechsellvorgängen auf einer zulässigen Betriebstemperatur halten zu können. Ein weiterer Nachteil der bisher beschriebenen hydraulischen und elektrischen aktiven Federungssysteme stellt die fehlende Robustheit im Fall der Unterbrechung/Abschaltung der Bereitstellung der im Betrieb erforderlichen hydraulischen oder elektrischen Leistung dar. Ohne parallelgeschaltete passive Elemente besitzen diese Systeme im ausgeschalteten Zustand keine schwingungsreduzierende Wirkung. Die Sicherheit des Fahrers kann dadurch gefährdet werden.

3 KOMPONENTEN UND WIRKUNGSWEISE DES NEUEN KONZEPTE

Das wesentliche Ziel der Konzeptphase ist es, ein aktives System für die Sitzaufhängung von Nutzfahrzeugen zu finden, das die Wirksamkeit von hydraulischen oder elektrischen Systemen aufweist, dafür aber wesentlich energieeffizienter, leiser und robuster gegenüber der Unterbrechung der Leistungszufuhr oder anderen externen Einflüssen wie Temperaturschwankungen oder Feuchtigkeitsunterschieden der Luft in der Fahrerkabine ist. Ein weiteres Ziel verfolgt die Ausstattung des aktiven Systems mit einem eigenen Modul zur Leistungsaufbereitung, um es in allen betroffenen Nutzfahrzeugen ohne dessen spezielle Anpassung einsetzen zu können.

Die oben definierten Ziele werden erreicht, wenn ein geschlossener hydropneumatischer Kreislauf gemäß Abbildung 1 in die Sitzführung des Fahrersitzes eingebaut wird. Der Kreislauf besteht aus Elementen, die sowohl für den aktiven als auch für den passiven Betrieb des Federungssystems sowie für die Höhenregulierung der Sitzfläche geeignet sind. Die wesentlichen hydropneumatischen

Elemente, die die Funktion der Stellglieder, der Dämpfung und der Federung übernehmen, sind dabei wirkungsmäßig in Reihe geschaltet.

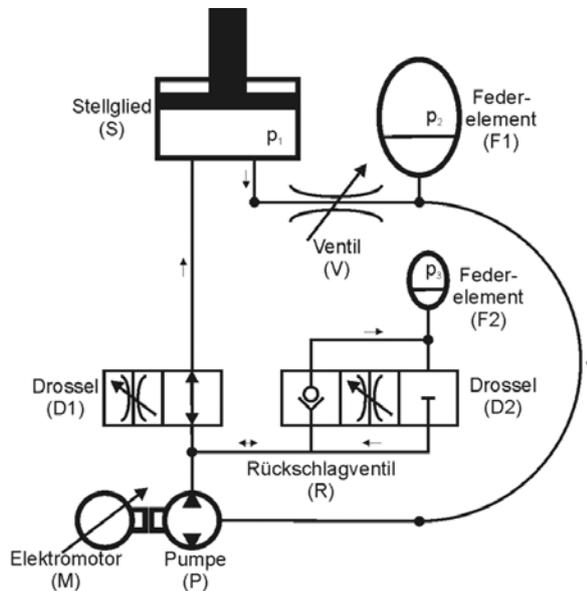


Abbildung 1. Schematische Darstellung des Konzeptes eines aktiven Systems für die Sitzaufhängung von Nutzfahrzeugen

Die Bestandteile des Systems sind: ein konventioneller einfachwirkender hydraulischer Zylinder (S), eine Vorrichtung zur Steuerung des Druckes im Zylinder (V) im dynamischen Betrieb, ein Feder-element zur Aufnahme der statischen Last (F1), eine hydraulische Pumpe mit Antrieb (P+M) und eine Vorrichtung zur automatischen Höhenregulierung der Sitzfläche (D1+D2+R+F2). Die aufgezählten Teile des Kreislaufes werden untereinander durch starre und flexible Leitungen verbunden. Anschließend wird der Kreislauf auf einen bestimmten Druck vorgespannt, indem er mit einer hydraulischen Flüssigkeit gefüllt wird. Der Druck im Kreislauf entspricht dabei dem Druck im Feder-element F1. Je geringer die anfängliche Vorspannung des Feder-elementes F1 ist, desto mehr Flüssigkeit kann in den Kreislauf gefüllt werden.

Durch die im Stellglied S vorhandene Wirkfläche wird der Druck im Kreislauf in eine zwischen der Sitzbasis und der Sitzfläche wirkende Kraft umgewandelt. Wird die Sitzfläche von der Ruhelage zum Beispiel nach unten ausgelenkt, so wird diese Bewegung entsprechend der gewählten Position des Stellgliedes in die Relativbewegung zwischen Kolben und Zylinder umgewandelt. Wird der Kolben bei stehendem Zylinder nach unten bewegt, so steigt der Druck im System durch die Änderung des Volumens im Stellglied an, da das gesamte Volumen des geschlossenen Kreislaufes konstant bleibt. Der Anstieg des Druckes ist nur vom Verhältnis der Änderung des Zylindervolumens zum verdrängten Volumen des Feder-elementes F1 abhängig. Je kleiner dieses Verhältnis ist, desto geringer ist der Druckanstieg im System. Die Federkennlinie des Federungssystems ist daher direkt von der an-

fänglichen Vorspannung des Feder-elementes F1 abhängig. Hohe Vorspannung ergibt dementsprechend eine flache und weiche Kennlinie, geringe Vorspannung verursacht eine steile oder harte Kennlinie des Federungssystems.

Durch die Vorrichtung für die automatische Höhenregulierung, bestehend aus zwei Drosseln (D1/D2), einem Rückschlagventil (R) und einem Feder-element (F2), kann die Menge der Flüssigkeit im Kreislauf verringert oder erhöht werden. Für die Verringerung der Flüssigkeitsmenge im Kreislauf und dementsprechend für die Einstellung einer niedrigeren Position der Sitzfläche wird die Drossel D1 bei laufender Pumpe betätigt. Durch die resultierende Aufteilung des Volumenstromes der Pumpe wird ein Teil der Flüssigkeit aus dem Kreislauf über ein Rückschlagventil in das Feder-element gefördert. Zur Erhöhung der Flüssigkeitsmenge oder zur Einstellung einer höheren Position der Sitzfläche wird die Drossel D2 betätigt. Die im Feder-element F2 unter höherem Druck als der im Kreislauf stehende Flüssigkeitsmenge kann in den Kreislauf zurück gefördert werden.

Der Druck im Stellglied S wird durch einen verstellbaren hydraulischen Widerstand V reguliert, der in Strömungsrichtung hinter dem Stellglied und vor dem Feder-element F1 angeordnet ist. Bei stehender oder laufender Pumpe kann das vom Stellglied verdrängte Volumen nur über diese Vorrichtung zum Feder-element F1 gelangen. Wird der hydraulische Widerstand konstant gehalten, so entspricht die Funktion der Vorrichtung der Funktion eines konventionellen viskosen Dämpfers. Die während der Bewegung der Sitzfläche dem Stellglied zugeführte Energie wird hier in Wärme umgewandelt. Insgesamt stellt dann der geschlossene Kreislauf ein passives hydropneumatisches Federungssystem zur Reduzierung der Schwingungsbelastung des Fahrers dar. Wird aber der hydraulische Widerstand bei stehender Pumpe entsprechend der Schwingungsbelastung der Sitzfläche eingestellt, so entspricht die Funktion der Vorrichtung einem verstellbaren Dämpfer (adaptives oder semi-aktives System).

Bei laufender Pumpe hat der Kreislauf die Wirksamkeit eines aktiven Federungssystems. Dabei wird der dynamische Anteil der Belastung der Sitzfläche durch die Verstellung des hydraulischen Widerstandes V getragen. Der statische Anteil wird nach wie vor durch das Feder-element F1 getragen. Für die dynamische Steuerung der Bewegung der Sitzfläche entsprechend der Schwingungsbelastung wird der hydraulische Widerstand verstellt und der Druck im Stellglied aktiv vergrößert oder verkleinert. Durch die entsprechende statische Verstellung des hydraulischen Widerstandes kann auch die Höhe der Sitzfläche eingestellt werden. Um das System möglichst energieeffizient zu gestalten, soll aber die im Kreislauf vorhandene Vorrichtung zur Höhenregulierung die statische Anpassung der Höhe der Sitzfläche an die Bedürfnisse des Fahrers übernehmen.

4 FELDSENSITIVE FLÜSSIGKEITEN, GRUNDLAGEN UND ANWENDUNGEN

Die bisher entwickelten feldsensitiven Flüssigkeiten können in drei Grundarten unterteilt werden. Die elektrorheologischen Suspensionen mit fester disperser Phase bilden dabei die erste und die älteste Art. Die zweite Art sind die homogenen elektrorheologischen Flüssigkeiten, bei welchen die disperse Phase flüssig ist. Zu der dritten Art gehören die magnetorheologischen Suspensionen. Eine Übersicht und die wesentlichen charakteristischen Merkmale der erwähnten Arten der feldsensitiven Flüssigkeiten stellt die Abbildung 2 dar. Die gemeinsame Besonderheit der feldsensitiven Flüssigkeiten besteht in der Tatsache, dass deren Fließeigenschaften unter dem Einfluss eines elektrischen (ER-Effekt) oder magnetischen Feldes (MR-Effekt) schnell und reversibel geändert werden können.

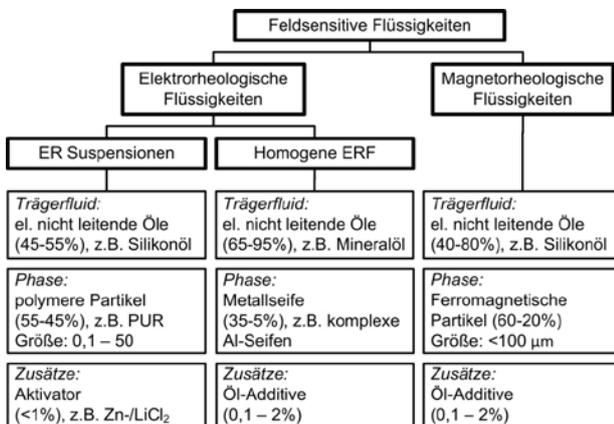


Abbildung 2. Übersicht und wesentliche charakteristische Merkmale der modernen feldsensitiven Flüssigkeiten nach [Sch07]

Eine besonders gute Eignung zum Einsatz in konventionellen hydraulischen Kreisläufen konnten bisher aber nur die ER-Suspensionen vorweisen. Das liegt zum größten Teil an der Zusammensetzung dieser Flüssigkeiten. Sie bestehen in der Regel aus relativ leichten und nicht abrasiven Polymerpartikeln, welche in einem dünnflüssigen Silikonöl suspendiert sind. Im Vergleich zur MR-Suspensionen mit fester disperser Phase aus relativ schweren metallischen Partikeln und dementsprechend dickflüssigerem Trägerfluid, können die ER-Suspensionen wesentlich verschleißarmer und energieeffizienter mit Hilfe der konventionellen hydraulischen Anlagen gefördert werden.

Der ER-Effekt ermöglicht den Einsatz derartiger Suspensionen als elektrohydraulischen Wandler. Dabei wird das elektrische Steuersignal direkt und hochdynamisch in eine nutzbare Änderung der Viskosität umgewandelt. Die ersten Systeme auf Basis dieses Wandlers wurden im Jahre 1947 vorgeschlagen [Win49]. Es handelte sich um ein elektrorheologisches Ventil und eine elektrorheologische Kupplung.

Das elektrorheologische Ventil besteht im Wesentlichen aus einem elektrisch aktiven Spalt zwischen zwei im Raum befestigten Elektroden, durch welchen die Suspension mit Hilfe einer Pumpe gefördert wird (Abbildung 3). Hier wird die schnelle und reversible Änderung der Fließeigenschaften der elektrorheologischen Flüssigkeit beim Anlegen des äußeren elektrischen Feldes E in eine nutzbare Druckerhöhung $\Delta p = p_1 - p_2$ vor dem Spalt bei konstantem Fördervolumenstrom der Pumpe umgewandelt. Wird aber der Druck vor dem Ventil konstant gehalten, kann durch die Veränderung der Fließeigenschaften der elektrorheologischen Suspension der durch den elektrisch aktiven Spalt fließende Volumenstrom variiert werden. Die generellen Funktionen der ER-Ventile sind also mit den Funktionen der konventionellen hydraulischen Ventile identisch. Es wird in beiden Fällen die dem Verbraucher zugeführte hydraulische Leistung durch die Behinderung des Durchflusses kontrolliert. Im Gegensatz zu den konventionellen Ventilen kommen die elektrorheologischen Ventile aber ohne bewegliche Teile aus.

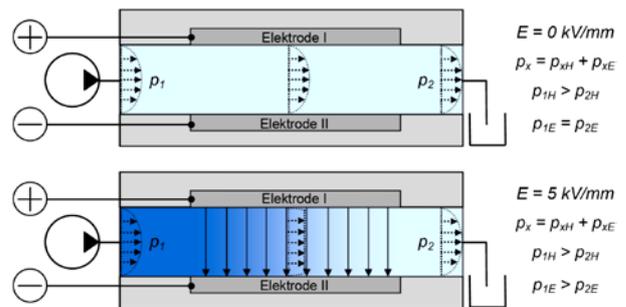


Abbildung 3. Grundlegende Funktion und Aufbau des elektrorheologischen Ventils

5 DIMENSIONIERUNG DES KONZIPIERTEN SYSTEMS

Für die Dimensionierung eines Systems auf Basis elektrorheologischer Flüssigkeiten sind genaue Kenntnisse über die Eigenschaften der verwendeten Suspension erforderlich. Ihr statisches und dynamisches Verhalten bestimmen zum größten Teil das künftige Verhalten des zu entwickelnden Systems. Die Herstellerangaben reichen jedoch nur für eine recht grobe Auswahl der Suspension aus. Aus diesem Grund ist der genauen Vermessung und der sorgfältigen Modellierung der verwendeten elektrorheologischen Flüssigkeit eine hohe Bedeutung beizumessen.

5.1 VERMESSUNG UND MODELLIERUNG DER ER-SUSPENSION

Die Charakterisierung der elektrorheologischen Flüssigkeit wird in zwei Teile gegliedert. Der erste Teil umfasst die Bestimmung der feldunabhängigen Eigenschaften. Im zweiten Teil werden die Eigenschaften unter Einwirkung eines äußeren elektrischen Feldes bestimmt. Das feldabhängige Verhalten der elektrorheologischen

Suspension wird außerdem in das statische und dynamische aufgeteilt. Das statische Verhalten wird im stationären Zustand des Systems ermittelt und durch die Angabe der rheologischen Größen in Abhängigkeit von der Stärke des angelegten elektrischen Feldes bei einer bestimmten Schergeschwindigkeit und einer bestimmter Temperatur charakterisiert. Das dynamische Verhalten der elektrorheologischen Suspension wird bei zeitlich veränderlichen Werten der Stärke des angelegten elektrischen Feldes ermittelt und anhand der dynamischen Kennfunktionen, wie Übergangs- und Übertragungsfunktion, charakterisiert.

Zur Modellierung des statischen rheologischen Verhaltens wird das in der Praxis erprobte modifizierte empirische Fließgesetz von *Carreau* in der Erweiterung von *Yasuda* mit fünf freien Parametern eingesetzt [Ul10]. Aus dem modellierten statischen rheologischen Verhalten der Suspension werden die wichtigen hydraulischen Kenngrößen abgeleitet. Die ermittelte statische Druckverstärkung infolge der Einwirkung des elektrischen Feldes und des feldabhängigen hydraulischen Widerstandes stellen die ersten grundlegenden Parameter für die Modellbildung und Simulation des statischen und dynamischen Verhaltens des gesamten Systems dar. Durch Messung und Modellierung der druckabhängigen Kompressibilität und der temperaturabhängigen elektrischen Stromdichte der elektrorheologischen Flüssigkeit wird die für Modellbildung und Simulation notwendige Parameterpalette erweitert.

Für die Abbildung des dynamischen Verhaltens der elektrorheologischen Flüssigkeit wird ein Modell eingeführt, welches die Dynamik der Suspension unabhängig von den Einflüssen der dynamischen Parameter des Versuchstandes wiedergeben kann. Das dynamische Modell wird aus den Modellen der hydraulischen, elektrischen und elektrorheologischen Teilsysteme zusammengesetzt und beinhaltet die erwähnten statischen feld- und druckabhängigen Parameter der verwendeten ER-Suspension. Es ermöglicht eine genaue Vorhersage des dynamischen Verhaltens des elektrorheologischen Systems mit nahezu allen nichtlinearen Effekten.

5.2 ERMITTLUNG DER SYSTEMPARAMETER

Für die konstruktive Umsetzung des elektrorheologischen Systems müssen zuerst seine globalen Parameter ermittelt werden. Dazu gehören die maximale Betriebsfrequenz und der erforderliche Hub oder die Wegamplitude des Stellgliedes. Die beiden Größen können anhand der Ergebnisse der Analyse der typischen Anregungsspektren der Sitze von Nutzfahrzeugen festgelegt werden. Sie betragen entsprechend 5 Hz und 50 mm. Durch die erwähnten globalen Parameter und die Masse des Fahrers (130 kg) wird die maximale erforderliche Kraftamplitude des Stellgliedes definiert, welche für die vollständige aktive Schwingungsisolierung der Sitzfläche notwendig ist.

Die erzeugbaren Kraftamplituden im festgelegten Frequenzbereich werden im Wesentlichen durch die geo-

metrischen Parameter des Stellgliedes und des ER-Ventils beeinflusst. Bekannterweise gilt, dass je größer die Wirkfläche des Stellgliedes ist, desto mehr Kraft kann in die Sitzoberfläche bei gleich bleibendem Druck eingeleitet werden. Und je länger die ER-Ventile sind, desto größer werden die nutzbaren Druckdifferenzen und der hydraulische Widerstand des Versorgungssystems bei einem gleich bleibenden elektrischen Feld. Diese Aussagen gelten aber nur bei einer getrennten Dimensionierung der Parameter der einzelnen Teilsysteme oder bei einer Dimensionierung des Gesamtsystems im ruhenden Zustand. Sie verlieren ihre Gültigkeit sobald die beiden Teilsysteme miteinander gekoppelt werden und die Sitzfläche in Bewegung gebracht wird.

Von der Länge des elektrorheologischen Ventils l_V und von der Wirkfläche D_K und Wegamplitude des Stellgliedes hängt vor allem die Stärke der negativen Wirkung der Kapazität und Induktivität des hydraulischen Kreislaufes auf die erzeugbaren Kraftamplituden ab.

Bei konstant gehaltenem Fördervolumenstrom verursacht also die Vergrößerung der Wirkfläche eine größere Schwankung des Volumenstromes im elektrorheologischen Ventil. Das führt zu einer von der Bewegungsrichtung des Stellgliedes abhängigen Änderung des Druckes infolge der Wirkung des hydraulischen Widerstandes des Versorgungssystems und folglich zu einem negativen Einfluss auf die Bewegung der Sitzoberfläche. Dieser Einfluss kann durch die entsprechende Anpassung der Ventile verkleinert werden. Sie müssen gekürzt werden, um den hydraulischen Widerstand zu reduzieren aber dabei die ursprüngliche Schergeschwindigkeit der elektrorheologischen Suspension beizubehalten. Das verursacht wiederum eine Reduktion der erzeugbaren nutzbaren Druckdifferenzen. Dabei entsteht die Frage: wodurch kann eine größere Kraftamplitude im System erzeugt werden? Durch eine größere Wirkfläche und kürzere Ventile oder durch längere Ventile und kleinere Wirkfläche?

Um die gestellte Frage beantworten zu können, müssen die bei maximaler Betriebsfrequenz erzeugbaren Kraft- oder Wegamplituden im System in der Abhängigkeit von der Länge des ER-Ventils und der Wirkfläche des Stellgliedes dargestellt werden. Die Basis bilden dabei die Differentialgleichungen der druckerregten Bewegung der Sitzfläche und der felderregten Druckaufbau im Stellglied.

Die numerische Auswertung dieses Differentialgleichungssystems liefert das gesuchte Kennfeld der Kraft- oder Wegamplituden in Abhängigkeit von den geometrischen Parametern des Stellgliedes und des elektrorheologischen Ventils (Abbildung 4).

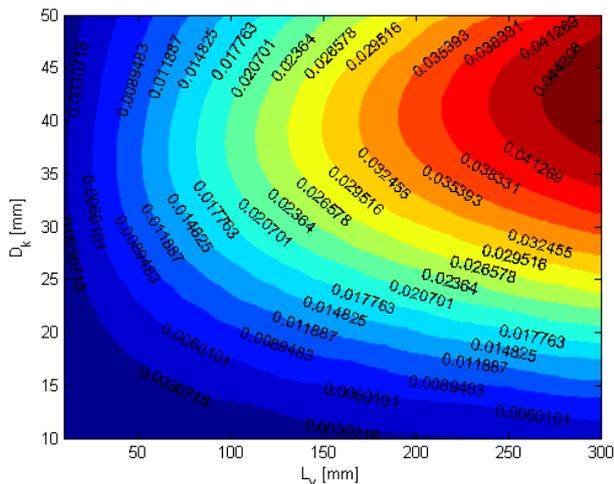


Abbildung 4. Simulierte Wegamplitude des Stellgliedes in Abhängigkeit von seiner Wirkfläche und Länge des ER-Ventils bei maximaler Betriebsfrequenz von 5 Hz und einer sinusförmigen Anregung mit $E = 2,5 \pm 1,0 \text{ kV/mm}$

Aus dem dargestellten Kennfeld kann entnommen werden, dass die erforderlichen Wegamplituden des Stellgliedes von $\pm 25 \text{ mm}$ mit unterschiedlichen Kombinationen aus seiner Wirkfläche und der Länge des ER-Ventils erzeugt werden können. Unter Berücksichtigung der erwähnten Abhängigkeit der Federkennlinie des Systems von dem Verhältnis der Änderung des Zylindervolumens zum verdrängten Volumen des Federelementes ergibt sich eine Nebenbedingung, die die Auswahl wesentlich einschränkt. Für die gute Schwingungsisolation des Fahrers auch im passiven Betrieb ist eine möglichst flache Federkennlinie des Systems notwendig. Das bedeutet, dass die Wirkfläche des Stellgliedes möglichst klein sein soll. Auf der anderen Seite soll die Sitzaufhängung aber einen maximal zulässigen Höhenversatz bei Verlagerung der Fahrermasse nicht überschreiten. Dafür ist eine bestimmte Steilheit der Federkennlinie notwendig. Als Kompromiss, welches eine noch relativ flache Federkennlinie bei einer akzeptablen Höhenstabilität vereint, wurde das Parameterpaar $D_K = 28 \text{ mm}$ und $l_V = 200 \text{ mm}$ gewählt. Im aktiven Betrieb des Systems ermöglichen diese geometrischen Parameter des Stellgliedes und ER-Ventils eine theoretisch vollständige Isolation des Fahrers von den unerwünschten Schwingungen.

6 SIMULATION DES DYNAMISCHEN VERHALTENS

Für die Simulation des dynamischen Verhaltens des aktiven Systems werden die Differentialgleichungen der druckerregten Bewegung der Sitzoberfläche und der felderregten Druckaufbau im Stellglied in der Matlab/Simulink Umgebung programmiert. Das Simulationsmodell enthält außerdem alle relevanten statischen Nichtlinearitäten des Systems. Dazu gehören zum Beispiel die nichtlinearen Feld-Druck- oder Druck-Kompressibilität-Abhängigkeiten der ER-Flüssigkeit, der

nichtlineare Zusammenhang der kinematischen Größen des Stellgliedes und der Sitzoberfläche sowie die Festkörperreibung zwischen beweglichen Teilen und die erforderlichen Hubbegrenzungen des Systems. Die Struktur des Simulationsmodells kann schematisch in Form der in Reihe geschalteten Übertragungsfunktionen einzelner Komponenten dargestellt werden (Abbildung 5).

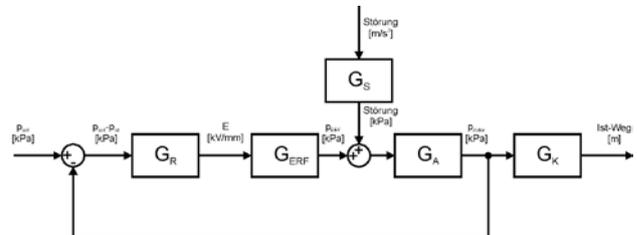


Abbildung 5. Schematische Darstellung der Struktur des Simulationsmodells

Dabei werden im Wesentlichen fünf Übertragungsfunktionen unterschieden:

- G_R – Übertragungsfunktion des Reglers
- G_{ERF} – Übertragungsfunktion der ER-Komponente
- G_A – Übertragungsfunktion des Aktors
- G_K – Übertragungsfunktion der Sitzkinematik
- G_S – Übertragungsfunktion der Störung

Ohne Kenntnisse der Übertragungsfunktion des Reglers G_R und bei Entkopplung der zugehörigen Signalführung entspricht das Simulationsmodell des aktiven Systems dem des passiven. Für die Abbildung des dynamischen Verhaltens des aktiven Systems muss aber die in Abbildung 5 vorgestellte Struktur des Simulationsmodells mit einer geeigneten Struktur zur Aufbereitung der Führungs- und Regelgröße vervollständigt werden.

Für die Regelung des aktiven Systems wird das Prinzip der Störgrößenaufschaltung verwendet. Nach diesem Prinzip wird die auf das System einwirkende Störgröße gemessen, bei Bedarf entsprechend modifiziert und dem Eingang des Reglers überlagert. Die Wirkung der Störgröße kann dabei kompensiert werden, wenn am Ort des Einwirkens der Störung das Störsignal und die Wirkung des Reglers sich gegenseitig aufheben [Sch071]. Die Störgröße, die auf das System einwirkt und welche durch die aktive Schwingungsisolierung reduziert werden soll, ist die vertikale Beschleunigung des Kabinenbodens. Sie wird gemessen und entsprechend transformiert. Da im System zusätzlich die Relativbewegung zwischen dem Kabinenboden und der Sitzoberfläche gemessen wird, besteht die Transformation im Wesentlichen aus zweifacher Integration des Störsignals. Die dabei unerlässlichen Tief- und Hochpassfilter ergänzen die Struktur der Aufbereitung der Führungsgröße (Abbildung 6).

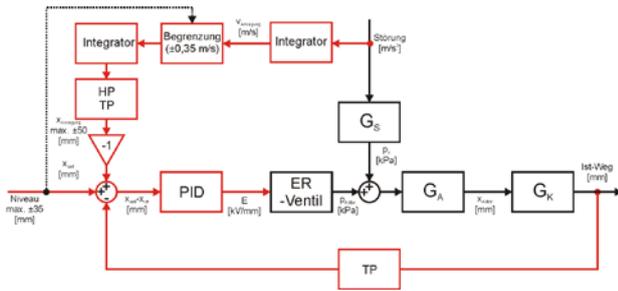


Abbildung 6. Schematische Darstellung der Struktur des Simulationsmodells mit dem Regelungskonzept nach dem Prinzip der Störgrößenaufschaltung

Die mit dem ergänzten Modell durchgeführten Simulationen des dynamischen Verhaltens des aktiven Systems haben gezeigt, dass das System in der Lage ist, die Einwirkung der störenden Schwingungen des Kabinenbodens auf den Fahrer um etwa das Zehnfache zu reduzieren. Im Vergleich zum passiven System wird die Isolationswirkung also um mehr als das Dreifache erhöht. Eine Zusammenfassung der Simulationsergebnisse stellt die Tabelle 1 dar.

Tabelle 1. Zusammenfassung der Simulationsergebnisse des dynamischen Verhaltens des „idealen“ aktiven Systems (ohne Einfluss der Reibung und des Signalrauschens)

Last [kg]	SEAT (EM3-100%)	SEAT (EM3-150%)
63	0,13	0,14
90	< 0,1	< 0,1
165	0,18	0,19

7 ERPROBUNG

Nach der Integration der entwickelten hydraulischen, mechanischen und informationstechnischen Komponenten des Systems in einer Sitzaufhängung wird das aktive System erprobt. Die wesentlichen Schritte der Erprobungsphase umfassen die Überprüfung der Haupt- und Nebenfunktionen sowohl im passiven als auch im aktiven Betrieb des Systems wie Schwingungsisolation des Fahrers, Niveauregulierung, Höhenstabilität und Endlagendämpfung. Für die ersten Untersuchungen des dynamischen Verhaltens des noch unbekanntes Systems werden einfache harmonische Testsignale verwendet. Mit diesen Signalen wird das System angeregt. Die Reaktion des Systems, die sogenannte Systemantwort, auf die Erregung wird aufgenommen und ausgewertet. Dafür wird die Systemantwort in eine Relation zum Erregersignal gesetzt. So erhält man ein dynamisches Übertragungsverhalten eines Systems, welches mit Hilfe von Kennfunktionen beschrieben werden kann. Diese Kennfunktionen geben eine sehr anschauliche grafische Darstellung der Dynamik ei-

nes Systems und ermöglichen die Ableitung wichtiger dynamischer Parameter. Für die Beschreibung der Systemantwort auf ein harmonisches periodisches Erregersignal wird in der Regel eine Frequenzgang-Kennfunktion eingesetzt. Sie stellt das dynamische Verhalten des Systems in Abhängigkeit von der Frequenz der Erregung im Frequenz- bzw. Bildbereich dar. Sie wird mathematisch als Quotient der Fouriertransformierten des Ausgangssignals und des Eingangssignals des Systems im eingeschwungenen Zustand definiert. Der Frequenzgang wird grafisch meistens in Form des Amplituden- und Phasenganges in einem Bode-Diagramm dargestellt. Die Abbildung 7 stellt die gemessenen und simulierten Amplitudengänge der Beschleunigung im passiven Betrieb des Systems bei harmonischer Anregung mit 20% der zulässigen Wegamplituden dar. Die Abbildung 8 stellt die gemessenen Amplitudengänge im passiven und aktiven Betrieb des Systems bei 80% der zulässigen Wegamplituden.

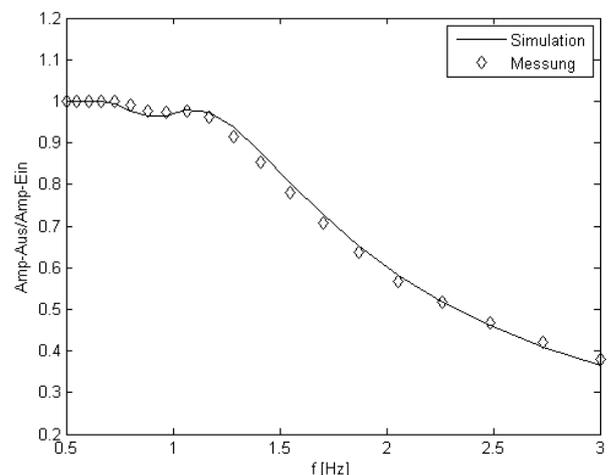


Abbildung 7. Gemessener und simulierter Amplitudengang der Beschleunigung im passiven Betrieb des Systems bei 20% der zulässigen Wegamplituden

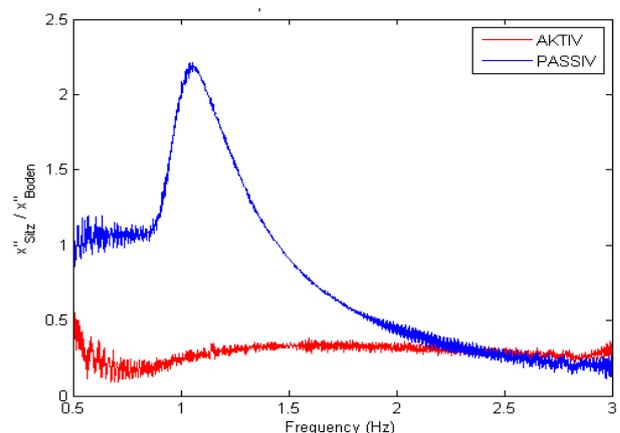


Abbildung 8. Gemessene Amplitudengänge der Beschleunigung im passiven und aktiven Betrieb des Systems bei 80% der zulässigen Wegamplituden

Die dargestellten Verläufe bestätigen die theoretischen Überlegungen bezüglich der Isolationswirkung des aktiven Systems und korrelieren sehr gut mit den Ergebnissen der Simulation. Ein Vergleich der simulierten (mit Einfluss der Reibung und unter Berücksichtigung des Signalrauschens) und gemessenen SEAT-Werte ergibt eine Differenz von weniger als ein Prozent. Insgesamt beitragen die im aktiven System gemessenen SEAT-Werte im Durchschnitt über die Stärke des Anregungssignals ca. 0,3 und sind mindestens um das Zweifache kleiner als die entsprechenden SEAT-Werte des passiven Systems.

8 ZUSAMMENFASSUNG

In diesem Beitrag wird der Entwicklungsprozess eines neuartigen Systems zur aktiven Schwingungsisolierung der Sitzaufhängung von Nutzfahrzeugen auf Basis der feldsensitiven Flüssigkeiten von der Grundidee bis zur Erprobung vorgestellt. Ausgehend von dem Stand der Technik werden zunächst die Entwicklungsziele definiert. Dazu gehören vor allem die erhöhten Wirksamkeit, Energieeffizienz, Robustheit des zu entwickelnden Systems sowie seine komplette Autonomie von den Bordsystemen der Fahrzeuge. Für das Erreichen dieser Ziele wird das Konzept eines in die Sitzführung integrierten aktiven Systems mit dem geschlossenen hydropneumatischen Kreislauf vorgestellt und ausführlich beschrieben. Neben dem aktiven Betrieb ermöglicht das Konzept das Umschalten des Systems sowohl in einen passiven als auch einen semi-aktiven Modus. Die im aktiven Betrieb erforderliche schnelle Reaktionsfähigkeit des Systems auf die Störung wird durch die Verwendung der elektrorheologischen Suspension mit nicht abrasiver disperser Phase gewährleistet. Es wird dabei die schnelle und reversible Änderung der Fließeigenschaften dieser Flüssigkeiten unter der Einwirkung der elektrischen Felder ausgenutzt. Während der Dimensionierung des Systems werden Systemparameter ermittelt, mit welchen eine theoretisch vollständige aktive Isolierung der Sitze von Nutzfahrzeugen bei der Anregung mit den typischen Spektren möglich ist. Das anschließend entwickelte Simulationsmodell ermöglicht die Abschätzung des Potentials des dimensionierten Systems und seine virtuelle Optimierung. Die konstruktive Umsetzung und Integration des vorgestellten Kreislaufes in die Sitzführung schließen den Entwicklungsprozess ab. Während der Erprobung wird anhand der Gegenüberstellung der Simulations- und Messergebnisse das entwickelte Modell validiert. Die Gegenüberstellung der gemessenen Amplitudengänge und SEAT-Werte der passiven und aktiven Systeme verdeutlicht die Vorteile der aktiven Sitzfederung. Die Schwingungsbelastung des Fahrers kann durch den Einsatz des aktiven Systems in der Sitzaufhängung von Nutzfahrzeugen um mindestens das Zweifache reduziert werden.

LITERATUR (hier nur beispielhaft:)

- [Bre05] Bremner RD: *Active seat suspension control system*. U.S. Patent No. 6,886,650. 3 May 2005.
- [Bro00] Brodersen CT and Koutsky JL: *Active suspension system for vehicle seats*. U.S. Patent No. 6,059,253. 9 May 2000.
- [Kee14] Keen EA. *Suspension system*. U.S. Patent No. 8,622,362. 7 Jan. 2014.
- [Par12] Parison JA, Breen CJ and O'day RF: *Active suspending*. U.S. Patent No. 8,095,268. 10 Jan. 2012.
- [Sch07] Schneider S: *Methoden zur Charakterisierung elektrorheologischer Suspensionen unter besonderer Berücksichtigung des Temperatureinflusses*. Dissertation. Shaker-Verlag, Hamburg, 2007
- [Sch071] Schulz G: *Regelungstechnik 1. Lineare und nichtlineare Regelung, rechnergestützter Reglerentwurf*. 3. Auflage. Oldenbourg Verlag, München, 2007
- [Roe12] Roethemeyer H: *Aktiv gefederte Schleppersitze zeichnen sich durch Komfort aus*. Bauernblatt, 32-33, Oktober 2012
- [Uhl03] Uhlig F: *Fahrersitz mit Hydraulik-Anschluss*. DLG-Test Landwirtschaft, 16-18, Februar 2003
- [Ulr10] Ulrich S: *Entwicklung eines elektrorheologischen Aktors für die aktive Schwingungsisolierung*. Dissertation. Shaker-Verlag, Hamburg, 2010
- [Win49] Winslow WM: *Induced Fibration of Suspensions*. Journal of Applied Physics, 20, 1137-1140, 1949

M.Eng. Konstantin Krivenkov studierte Maschinenbau und Berechnung und Simulation mechanischer Systeme an der Hochschule für angewandte Wissenschaften in Hamburg und ist seit 2010 am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik tätig.

Dr.-Ing. Stephan Ulrich hat Physikalische Ingenieurwissenschaften an der Technischen Universität Berlin studiert und ist seit 2006 am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik tätig.

Prof. Dr.-Ing. Rainer Bruns hat Luft- und Raumfahrt-technik in Braunschweig studiert und ist seit 1992 Leiter des Lehrstuhls für Maschinenelemente und Technische Logistik an der Helmut-Schmidt-Universität in Hamburg.

Adresse:

Helmut-Schmidt-Universität
Fakultät für Maschinenbau
Institut für Konstruktions- und Fertigungstechnik
Holstenhofweg 85, 22043 Hamburg

Telefon:

+49(0)40 6541 2643

E-Mail:

konstantin.krivenkov@hsu-hh.de