

# **Geregelte Dämpfung für Traktor-Fahrersitze**

von  
Dipl.-Ing. Matthias Hauck  
aus München

vom Fachbereich Maschinenbau und Produktionstechnik  
der Technischen Universität Berlin  
zur Verleihung des akademischen Grades  
Doktor der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)  
genehmigte Dissertation

Berlin, 2001

D 83

Promotionsausschuss:

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. H. Mertens

Gutachter: 1. Prof. Dr.-Ing. D. Severin

2. Prof. Dr.-Ing. H. Göhlich

3. Prof. Dr.-Ing. P. Pickel

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 13.3.2001

## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenkonstruktion, Bereich Landmaschinen und Ölhdraulik, der Technischen Universität Berlin.

Zu besonderem Dank verpflichtet fühle ich mich dem ehemaligen Leiter des Fachgebiets, Herrn em. Prof. Dr.-Ing. H. Göhlich, der mit seiner wohlwollenden Unterstützung und seinem fachlichen und persönlichen Rat das Entstehen dieser Arbeit ermöglichte. Mein Dank gilt weiterhin dem Fachgebietsleiter, Herrn Prof. Dr.-Ing. D. Severin, der durch seine wertvollen Anregungen und die guten Arbeitsbedingungen im Institut das Gelingen der Arbeit möglich machte. Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. P. Pickel möchte ich mich für die schnelle und ausführliche Durchsicht des Manuskripts, sowie die sich daraus ergebenden Verbesserungsvorschläge bedanken. Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Mertens danke ich für die Übernahme des Vorsitz des Promotionsausschusses.

Für die Initiierung der Forschungsarbeiten und die fachlichen Anregungen bedanke ich mich bei Herrn Dr. Melzig-Thiel und Herrn Dipl.-Ing. Kinne von der Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin, sowie bei Herrn Dipl.-Ing. W. Tattermusch für die kollegiale Zusammenarbeit. Des weiteren bin ich den Herren St.Clair und Marjoram der Lord Corporation zu Dank verpflichtet, die durch ihre ideelle und materielle Unterstützung das Fertigstellen dieser Arbeit überhaupt erst ermöglichten.

Den Herren Dotzler und Badura der Fa. Grammer AG möchte ich für die hervorragende kooperative Zusammenarbeit und die Bereitstellung von Versuchssitzen danken.

Alle Angehörigen des Instituts haben mir in fachlicher und organisatorischer Hinsicht stets zur Seite gestanden. Meine besondere Anerkennung gilt dabei Herrn Dipl.-Ing U. Dörries und Herrn Dipl.-Ing. C. von Holst, die durch ihr Fachwissen und Engagement die Entstehung der Arbeit unterstützen. Vielen Dank spreche ich auch den Herren Dipl.-Ing. R. Schoop, cand.-Ing. J. Essmann und Dipl.-Ing. L. Liebherr aus, die mit ihren studentischen Arbeiten einen wesentlichen Beitrag am Entstehen des Simulationsmodells leisteten.

Berlin, im März 2001

Matthias Hauck

# Inhaltsverzeichnis

<b>1 Einleitung .....</b>	<b>1</b>
<b>2 Grundlagen.....</b>	<b>3</b>
2.1 Möglichkeiten der Schwingungsisolation .....	3
2.1.1 Bewegungsdifferentialgleichung für den linearen Schwinger .....	4
2.1.2 Analyse von Schwingungen .....	8
2.2 Wirkung von mechanischen Schwingungen auf den Menschen .....	10
<b>3 Stand der Technik.....</b>	<b>19</b>
3.1 Fahrersitze .....	19
3.1.1 Passiv gedämpfte Sitzsysteme .....	20
3.1.2 Fahrersitzprüfung .....	25
3.1.3 Aktiv gedämpfte Sitzsysteme .....	26
3.2 Kabinenfederung .....	29
3.3 Aufbaufederung .....	32
3.4 Schwingungsdämpfer .....	34
3.4.1 Grundlagen .....	34
3.4.2 Elektrorheologische Fluide und magnetorheologische Fluide .....	41
3.4.3 Magneto-rheologische Stossdämpfer.....	44
3.5 Regelungsalgorithmen .....	49
3.5.1 Frequenzmodulierte Dämpfung.....	49
3.5.2 Regelung pro Hub .....	51
3.5.3 Herleitung der optimalen Regelstruktur einer aktiven Federung: .....	51
3.5.4 Skyhook-Dämpferregelung.....	55
3.5.5 Relative-Control.....	57
3.5.6 On-Off Regelungsalgorithmen.....	59
<b>4 Auslegung der geregelten Dämpfung .....</b>	<b>61</b>
4.1 Vorgehensweise .....	61
4.2 Optimierung technischer Systeme .....	61
4.3 Anregungsspektren.....	65
4.4 Berechnungen im Frequenzbereich.....	70
<b>5 Simulationen am Einmassenschwinger .....</b>	<b>73</b>
5.1 Systemverhalten bei harmonischer Erregung .....	73
5.2 Einfluss der Grunddämpfung bei stochastischer Erregung .....	76
5.3 Einfluss der Schaltzeiten .....	80
5.4 Betrachtung der Relativwege.....	83
5.5 Simulationsmodell mit nichtlinearer Federsteifigkeit .....	85
5.5.1 Passive Dämpfung .....	86
5.5.2 Adaptive Dämpfung.....	89
5.5.3 Endanschlagsalgorithmus .....	93
5.5.4 Skyhook- und Relative Control.....	95
5.5.5 Diskussion.....	96

---

<b>6 Simulation des Fahrersitzes mit magnetorheologischem Dämpfer .....</b>	<b>98</b>
6.1 Simulationsumgebung .....	98
6.2 Sitzkinematik.....	99
6.3 Luftfeder-Modell.....	102
6.4 Magneto-rheologischer Dämpfer .....	110
6.5 Regler .....	118
6.6 Auflast und Polster.....	118
6.7 Validierung.....	122
6.8 Simulationsergebnisse.....	125
6.8.1 Passive Referenzdämpfung .....	125
6.8.2 Schwingungsisolierung mit Skyhook-Control.....	126
6.8.3 Sensitivitätsuntersuchung .....	128
6.8.4 Schwingungsisolierung mit Relative-Control .....	129
<b>7 Experimentelle Optimierung der Regelung .....</b>	<b>131</b>
7.1 Aufbau des geregelten Systems .....	131
7.2 Beschreibung der experimentellen Einrichtungen .....	136
7.3 Randbedingungen bei den experimentellen Untersuchungen .....	138
7.4 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen .....	139
7.4.1 Übertragungsfunktionen .....	139
7.4.2 Anregung EWG2 .....	141
7.4.3 Anregung LTSv20 .....	142
7.4.4 Anregung LAMBO150 .....	146
7.4.5 Belastung des Sitzes mit einer Versuchsperson .....	147
7.4.6 Relativwege.....	151
<b>8 Fahrversuche .....</b>	<b>154</b>
8.1 Versuchsrandbedingungen .....	154
8.2 Versuchsergebnisse .....	155
8.2.1 Effektivwerte der bewerteten Beschleunigung .....	155
8.2.2 Leistungsdichtespektren .....	156
8.2.3 Vergleich der Übertragungsfunktionen .....	158
<b>9 Erkenntnisse aus den Untersuchungen für die Praxis.....</b>	<b>160</b>
<b>10 Zusammenfassung .....</b>	<b>163</b>
<b>11 Literatur .....</b>	<b>165</b>
<b>12 Glossar .....</b>	<b>172</b>

## Anhang

## 1 Einleitung

Der Mensch ist im Arbeitsleben, aber auch in der Freizeit einer Vielzahl von Umgebungsfaktoren ausgesetzt. Von diesen werden mechanische Schwingungen, die auch synonym als Erschütterungen oder Vibrationen bezeichnet werden, vorwiegend von Transportmitteln und vibrierenden Maschinen hervorgerufen.

Die Fahrer geländegängiger Radfahrzeuge (Erdbau- Forst- und Landwirtschaftsmaschinen) sind dabei besonders hohen Schwingungsbelastungen ausgesetzt [64], da das unebene Gelände eine große Schwingungsanregung bewirkt, und gleichzeitig die Mehrzahl der Fahrzeuge keine Achs- oder Aufbaufederung besitzt.

Die Folgen dieser Schwingungseinwirkung auf den Menschen können sowohl akut als auch chronisch sein. Während die akuten Wirkungen zu verminderter Leistungsfähigkeit und Stressreaktionen führen können, muss bei langdauernder Schwingungsbelastung über mehrere Jahre mit dem Auftreten von chronischen Schäden gerechnet werden. Obwohl die arbeitsmedizinischen Untersuchungen zum Schädigungsmechanismus noch weitergeführt werden müssen, gilt es als erwiesen, dass mit größeren Schwingungsamplituden und längeren Expositionszeiten das Risiko wächst, an einer degenerativen Veränderung der Lendenwirbelsäule zu erkranken.

Da sich bei Ackerschleppern Kabinenfederungen nur langsam am Markt durchsetzen, wird zum Schutz des Fahrers hauptsächlich ein gefederter Fahrersitz eingesetzt. Dieser kann bei richtiger Abstimmung der Feder-/Dämpferelemente bereits eine wirkungsvolle Schwingungsminderung bieten.

Durch den Trend zu immer höheren Traktorleistungen in den letzten Jahrzehnten [68], und der damit steigenden Fahrzeugmassen sinken jedoch die Hubeigenfrequenzen der Fahrzeuge, so dass die Abstimmung passiver Fahrersitze zunehmend schwieriger wird. Wegen der gleichzeitig steigenden Höchstgeschwindigkeit der Traktoren stellt sich zusätzlich eine Vergrößerung der Schwingungsanregung ein. Es ist daher fraglich, ob ein Fahrersitz mit passiver Dämpfung auch noch in Zukunft dem Fahrer eine ausreichende Schwingungsisolierung bieten kann.

Durch den Einsatz geregelter Elemente ist es möglich, die Grenzen der passiven Schwingungsisolierung zu überwinden. Den größten Erfolg versprechen hier aktive Systeme, die mit einer geregelten Energiezufuhr arbeiten. Aufgrund der hohen Komplexität derartiger Systeme und den damit verbundenen Kosten ist es bisher jedoch nicht gelungen, ein derartiges System auf dem Markt zu etablieren.

Einen besseren Kosten/Nutzenaufwand versprechen Systeme, bei denen nur die Dämpferkraft geregelt wird, da lediglich Steuerenergie zur Verstellung des Dämpfers benötigt wird. Aufgrund der geringeren Anforderungen an die Hardware ist auch eine Umrüstung bestehender Fahrersitze möglich, indem der vorhandene, passive Dämpfer gegen einen regelbaren Dämpfer ausgetauscht, und das System mit Sensoren und einem Controller vervollständigt wird.

Geregelte Fahrersitze bieten nicht nur eine bessere Schwingungsisolierung, sie entlasten den Fahrer auch auf andere Weise: während die Dämpfung bei passiven Fahrersitzen auf das Fahrergewicht und die Anregungsintensität manuell eingestellt wer-

den muss, kann dies bei der Dämpferregelung automatisch erfolgen. Der Fahrer braucht diese Verstellfähigkeit nun nicht mehr ausüben, und kann sich deshalb besser auf den Arbeitsprozess konzentrieren.

Diese Arbeit befaßt sich mit Fahrersitzen, die mit einer geregelten Dämpfung ausgerüstet sind. Das wissenschaftliche Ziel ist, mit Hilfe der numerischen Simulation zu untersuchen, wie der Fahrersitz und die Regelung aufeinander abzustimmen sind, um eine optimale Schwingungsisolierung zu erhalten, und wo die Grenzen der geregelten Systeme liegen. Die gewonnenen Erkenntnisse dienen der Entwicklung eines realen Fahrersitzsystems, dessen Eigenschaften im Labor unter den verschiedensten Randbedingungen bestimmt werden. Die dabei erzielten Meßergebnisse dienen gleichzeitig der Validierung des Modells. Der Einbau des optimierten Fahrersitzes in zwei Traktoren ermöglicht Fahrversuche über unterschiedliche Fahrbahnprofile, um auf diese Weise den Unterschied zwischen passiv und aktiv gedämpften Sitzen in der Realität nachweisen zu können.

Die bisher verwendeten passiven Dämpfer sind preiswerte fluidmechanische Bauteile, deren Kraftverlauf der Relativgeschwindigkeit proportional ist, und deren Charakteristik normalerweise nicht von aussen verändert werden kann. Die Idee der geregelten Dämpfung ist nun, die Dämpferkraft unabhängig von der Relativgeschwindigkeit zu jedem Zeitpunkt so zu regeln, dass die Belastung des Fahrers durch dynamische Kräfte möglichst klein ist. Um eine Schwingungsisolierung in einem breiten Belastungsbereich verwirklichen zu können, bedarf es eines Dämpfers, dessen Dämpferkraft sich unabhängig von der Relativgeschwindigkeit in einem großen Kraftbereich verstellen läßt. Wie die unter Kap 3.4 vorgestellten Untersuchungen zeigen, erfüllt der sogenannte magneto-rheologische Dämpfer diese Anforderungen am Besten. Deshalb ist der in dieser Arbeit verwendete Fahrersitz mit einem solchen magneto-rheologischen Dämpfer ausgerüstet. Die Wirksamkeit dieses geregelten Systems wird dabei durch den Vergleich der Meßergebnisse, die mit einem passiven System erzielt wurden, deutlich.

Durch die geregelte Dämpfung soll eine Verbesserung der Schwingungsisolierung erfolgen, damit Fahrer von mobilen Arbeitsmaschinen nicht dem gleichen Schicksal ausgesetzt sind wie die Berufsgruppe der 'Pferde-Bereiter' im Jahre 1718, bei denen *Ramazzini* die Auswirkungen der Schwingungsbelastungen folgendermaßen beschreibt [76]:

„...denn alle Eingeweide werden von der Gewalt erschüttert  
und aus ihrem natürlichen Lager ganz und gar verrückt...“

---

## 2 Grundlagen

### 2.1 Möglichkeiten der Schwingungsisolierung

#### - Einteilung von Systemen zur Schwingungsisolierung

Ein System zur Schwingungsisolierung soll, gemäß der VDI-Richtlinie 2062 [99], die Übertragung von Schwingungsenergie oder Kräften auf das zu isolierende Objekt hinsichtlich der Anregungsstärke mindern. Es wird hierbei zwischen einer aktiven und einer passiven Isolierung unterschieden. Während bei der aktiven Isolierung der Erreger unmittelbar isoliert wird, um die Umgebung bzw. Arbeitsplatz und Mensch vor Schwingungen zu schützen (Emissionsschutz), wird bei der passiven Isolierung die Schwingungseinwirkung aus der Umgebung auf ein Objekt gemindert (Immissionschutz). Diese Art der Schwingungsisolierung wird bei der Auslegung von Fahrersitzen angewendet, und soll daher im Folgenden immer gemeint sein, wenn von Schwingungsisolierung die Rede ist.

Eine weitergehende Einteilung der Isolierungssysteme kann auch entsprechend des Energiebedarfs und dem regelungstechnischen Aufwand erfolgen. Die Analyse der Fachliteratur [1, 39, 47, 54, 74, 81] führt zu einer Einordnung in passive, adaptive, semiaktive und aktive Schwingungsisolatoren.

*Passive* Systeme benötigen keine Energiezufuhr und keine Signalverarbeitung. Die Systemkomponenten können nur Energie speichern oder dissipieren, d.h. in Wärme umsetzen. Das dynamische Verhalten des Systems kann nur durch Austausch der Komponenten beeinflusst werden.

Bei *adaptiven* Systemen können die Bauteilparameter mittels einer einfachen, meist manuellen Steuerung verändert werden. Hier beschränkt sich der Energiebedarf auf die Verstellung der Komponenten, wobei die Regelaktivität im Vergleich zur Anregungsfrequenz gering ist.

Eine kontinuierliche Anpassung der dynamisch relevanten Bauteilparameter an unterschiedliche Umgebungsbedingungen charakterisiert ein *semiaktives* System. Die Verstellung wird hier von einem Regelkreis übernommen, wobei eine Energiezufuhr von außen nicht möglich ist. Der Energiebedarf des Systems beschränkt sich auf die Signalverarbeitung und das Verstellen der ansonsten passiven Systemkomponenten, die Eingriffshäufigkeit der Regelung bezüglich der Störschwingungsfrequenzen ist hoch.

Bei einem *aktiven* Schwingungsisolierungssystem werden Stellglieder eingesetzt, die unmittelbar auf das zu isolierende Objekt Kräfte ausüben. Der Energiebedarf aktiver Systeme ist beträchtlich, da hier Energie nicht nur in passiven Elementen umgesetzt, sondern auch Aktoren dem System gezielt Energie zuführen, und damit regelnd in das Systemverhalten eingreifen. Das erreichbare Isolierungspotenzial ist von der Reglerauslegung, der Signalverarbeitung, der Dynamik des Stellgliedes und dem bereitgestellten Energiepotenzial abhängig.

Die wesentlichen Merkmale der verschiedenen Schwingungsisolationssysteme zeigt Tabelle 2.1.

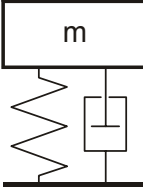
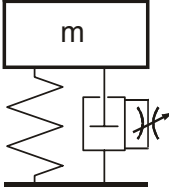
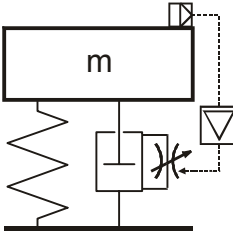
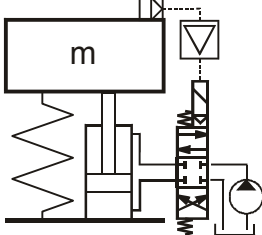
Passive Systeme	Adaptive Systeme	Semiaktive Systeme	Aktive Systeme
			
keine Rückführung	Steuerung	Rückführung	Rückführung
keine Energiezufuhr	keine Energiezufuhr	geringe Energiezufuhr	hohe Energiezufuhr
keine Regelaktivität	geringe Regelaktivität	hochfrequente Regelaktivität	hochfrequente Regelaktivität

Tabelle 2.1: Klassifikation von Schwingungsisolationssystemen

Der Bau- und Kostenaufwand der verschiedenen Isolationssysteme ist der zu erwartenden Schwingungsminderung annähernd proportional:

- Die kostengünstigste Lösung stellt der passive Schwingungsisolator dar, allerdings sind dessen Möglichkeiten physikalische Grenzen gesetzt. Bereits aufwändiger sind adaptive Systeme, wobei deren Verbesserungspotenzial jedoch hauptsächlich von der richtigen Verstellung des Regelements abhängt.
- Die Verwendung von Sensorik und Regeleinheit verteuern semi-aktive Systeme, ebenso die Forderung nach einem schnell verstellbaren Aktuator. Durch ihre Fähigkeit, auf Einzelereignisse zu reagieren, versprechen sie jedoch ein relativ hohes Isolationspotenzial. Weiterhin können semi-aktive Dämpfer z.B. relativ einfach in bestehende passive Systeme integriert werden, so dass der Entwicklungsaufwand begrenzt wird.
- Den größten Erfolg hinsichtlich der Schwingungsisolation lassen aktive Systeme erwarten. Gegenüber einer semi-aktiven Lösung muss jedoch mit wesentlich höheren Kosten gerechnet werden, denn hier ist ein Stellglied zur Umsetzung der z.T. beträchtlichen Energiemengen notwendig. Zusätzlich erhöhen sich noch die Betriebskosten des Systems infolge des Energieverbrauchs.

### 2.1.1 Bewegungsdifferentialgleichung für den linearen Schwinger

Durch die Analyse eines Einmassenschwingers mit passiven Bauelementen und einem translatorischen Freiheitsgrad kann die Wirkungsweise, aber auch die Grenze der Schwingungsisolation erklärt werden.



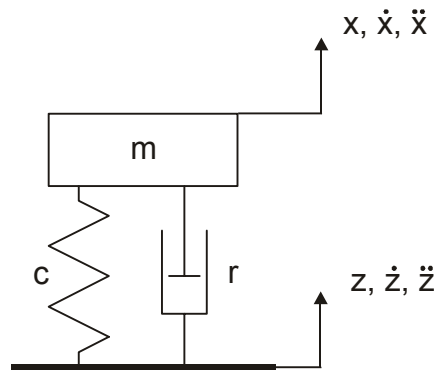


Bild 2.1: Schwingungssystem mit linearen Elementen und einem translatorischen Freiheitsgrad (Einmassenschwinger)

Das zu isolierende Objekt wird abgebildet durch eine starre Masse  $m$ , die sich auf einer linearen Feder und einem viskosen Dämpfer abstützt (Bild 2.1). Dieses System wird durch Störschwingungen  $z(t)$ , die am Fußpunkt auftreten, zu Schwingungen  $x(t)$  angeregt. Nach einem Freischnitt lässt sich aus dem Gleichgewicht der Feder-, Dämpfer- und Trägheitskräfte die Bewegungsdifferentialgleichung herleiten.

$$m \cdot \ddot{x}(t) + r(\dot{x}(t) - \dot{z}(t)) + c(x(t) - z(t)) = 0 \quad (2.1)$$

Mit der Einführung der Eigenkreisfrequenz für das ungedämpfte System

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (2.2)$$

und des dimensionslosen Dämpfungsmaßes

$$D = \frac{r}{2m\omega_0} \quad (2.3)$$

lässt sich das Schwingungssystem charakterisieren. Gleichung (2.1) lässt sich in

$$\ddot{x}(t) + 2D\omega_0(\dot{x}(t) - \dot{z}(t)) + \omega_0^2(x(t) - z(t)) = 0 \quad (2.4)$$

umformen. Unter Vorgabe einer harmonischen Anregungsbewegung

$$z(t) = z_0 \cos(\Omega t) \quad (2.5)$$

und dem Verhältnis von Anregungsfrequenz zu Eigenfrequenz

$$\eta = \frac{\Omega}{\omega_0} \quad (2.6)$$

geht Gleichung (2.4) in

$$\ddot{x} + 2D\omega_0\dot{x} + \omega_0^2 x = \omega_0^2 z_0 \cos(\eta\omega_0 t) - 2D\eta\omega_0^2 \sin(\eta\omega_0 t) \quad (2.7)$$

über. Diese Differentialgleichung zweiter Ordnung beschreibt die Bewegungen des Schwingers vollständig. Ihre Lösung beschreibt das folgende Kapitel, womit dann das Übertragungsverhalten des Systems analysiert werden kann.

### - Vergrößerungsfunktion und Phasenverlauf

Wird das Schwingsystem nach Bild 2.1 durch eine periodische äußere Erregung mit der Kreisfrequenz  $\Omega$  angeregt, so wird sich diese Anregungsfrequenz auch in den erzwungenen Bewegungen des Schwingers wiederfinden. Es liegt daher nahe, eine partikuläre Lösung für die Bewegungsgleichung (2.7) mit Hilfe des folgenden Ansatzes zu suchen:

$$x(t) = z_0 V(\eta) \cos(\eta \omega_0 t - \varphi) \quad (2.8)$$

Anschaulich betrachtet bedeutet dieser Ansatz eine gegenüber der Erregung um den Phasenwinkel  $\varphi$  nacheilende Schwingung mit der Wegamplitude  $z_0 V(\eta)$ . Die Vergrößerungsfunktion  $V(\eta)$  gibt dabei an, um wie viel sich die Schwingamplitude im Verhältnis zur Anregungsamplitude  $z_0$  vergrößert oder, im Falle einer Schwingungsisolierung, vermindert.

$V(\eta)$  und die Phasenfunktion  $\varphi(\eta)$  müssen nun so gewählt werden, dass nach einem Einsetzen von (2.8) die Gleichung (2.7) erfüllt ist. Unter der Verwendung trigonometrischer Beziehungen findet man nach dem Ordnen der Glieder:

$$\begin{aligned} \cos(\eta \omega_0 t) & \left[ z_0 V(1 - \eta^2) \cos(\varphi) + 2D \eta z_0 V \sin(\varphi) - z_0 \right] + \\ \sin(\eta \omega_0 t) & \left[ z_0 V(1 - \eta^2) \sin(\varphi) - 2D \eta z_0 V \cos(\varphi) + 2D \eta \right] = 0 \end{aligned} \quad (2.9)$$

Zu einem beliebigen Zeitpunkt  $t$  ist diese Gleichung nur dann erfüllt, wenn die beiden Ausdrücke in den eckigen Klammern für sich zu Null werden. Eine Auswertung dieser Beziehung ergibt für die Vergrößerungsfunktion,

$$V(\eta) = \sqrt{\frac{1 + 4D^2 \eta^2}{(1 - \eta^2)^2 + 4D^2 \eta^2}} \quad (2.10)$$

und, unter Berücksichtigung der Periodizität der Tangensfunktion, die Phasenfunktion:

$$\varphi(\eta) = \text{atan} \frac{2D\eta^3}{(4D^2 - 1)\eta^2 + 1} \quad (2.11)$$

Für die bei der Abstimmung von Fahrersitzen relevanten Dämpfungsmaße  $D \in [0, 1; 0, 5]$  ist die Vergrößerungsfunktion des linearen Einmassenschwingers in Bild 2.2 dargestellt.

Wenn die Erregerfrequenz  $\Omega$  größer als das  $\sqrt{2}$ -fache der Eigenfrequenz des Schwingers  $\omega_0$  ist, liegt die Schwingamplitude unterhalb der der Anregung. Das System befindet sich dann im überkritischen Isolationsbereich. Wirken jedoch Schwingungen im Resonanzbereich  $\eta < \sqrt{2}$ , so werden die Erregerschwingungen verstärkt. Durch Erhöhung der Bauteildämpfung  $r$  (und damit des Dämpfungsmaßes  $D$ ) kann dieser schädliche Einfluss der Resonanzschwingungen verringert werden, allerdings immer auf Kosten einer Verminderung der Isolationswirkung bei überkritischer Erregung.

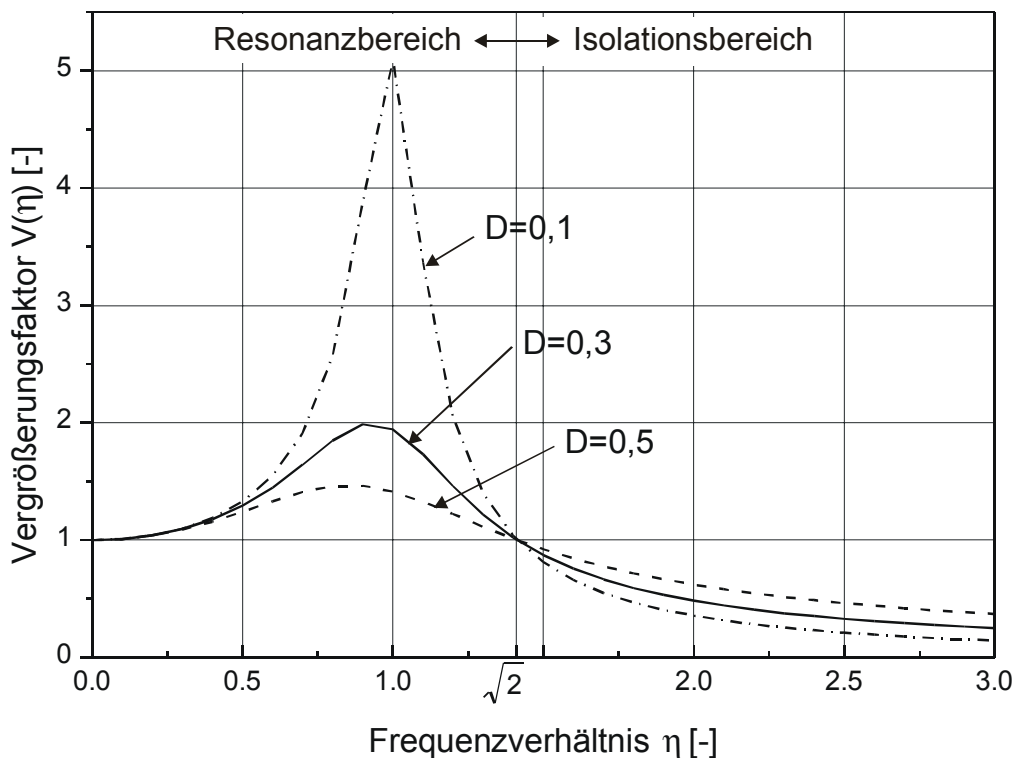


Bild 2.2: Vergrößerungsfunktion des linearen Einmassenschwingers

Um eine gute Schwingungsreduktion zu gewährleisten, sollte die Eigenfrequenz der passiven Isolationssysteme demnach sehr viel geringer sein als die Erregerfrequenzen  $\Omega$ , und das System sollte gleichzeitig eine geringe Dämpfung aufweisen. Das System ist dann unterkritisch abgestimmt.

Eine hohes Dämpfungsmaß kann Vorteile bringen, wenn:

- aufgrund technischer Randbedingungen nicht sicher gestellt werden kann, dass die Eigenfrequenz des Systems weit geringer als die Erregerfrequenzen ist, oder
- ein Frequenzgemisch aus deterministischen oder stochastischen Erregerschwingungen auftritt, dessen Frequenzband sowohl im Resonanz- als auch im Isolationsbereich des Schwingers liegt.

Die richtige Abstimmung des Systems ist dann immer ein Kompromiss zwischen geringer und hoher Dämpfung, und muss von Fall zu Fall entschieden werden. Diese Tatsache stellt damit das „Dilemma der Schwingungsisolation“ [72] dar.

### - Vergrößerungsfunktion der Relativbewegungen

Oftmals ist die Kenntnis der absoluten Bewegungsgrößen im Raum nicht von Bedeutung, sondern es interessieren mehr die Relativbewegungen  $x_r$  zwischen Anregung und der abgefederten Masse. Um dem nachzugehen lässt sich Gleichung (2.1) mit  $x_r = x - z$  überleiten in

$$m(\ddot{x}_r(t) + \ddot{z}(t)) = r\ddot{x}_r(t) + c\dot{x}_r(t) \quad (2.12)$$

Mit der gleichen Vorgehensweise wie bei den Absolutbewegungsgrößen lässt sich die Vergrößerungsfunktion der Relativbewegungen in Abhängigkeit des Frequenzverhältnis angeben zu:

$$V_r(\eta) = \frac{\eta^2}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + 4D^2\eta^2}} \quad (2.13)$$

Diese Vergrößerungsfunktionen sind für verschiedene technische Dämpfungsgrade in Bild 2.3 dargestellt. Dieses Bild zeigt beispielhaft, dass nur bei relativ stark gedämpften Systemen keine wesentliche Verstärkung im Resonanzgebiet auftritt. Demnach gilt auch hier die Forderung, keine Resonanzanregung zuzulassen.

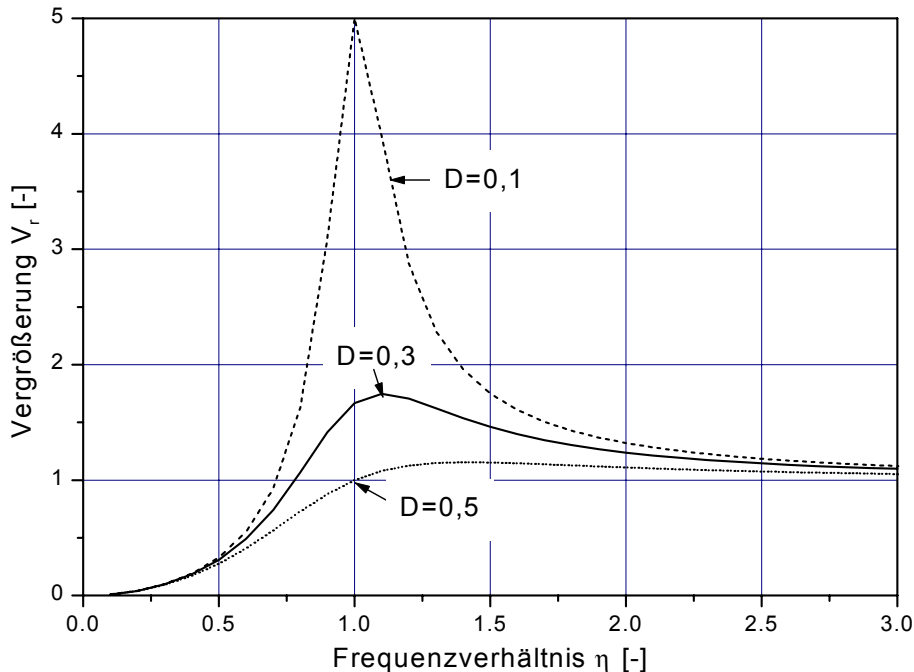


Bild 2.3: Vergrößerungsfunktionen der Relativbewegungen

Für genügend große Frequenzverhältnisse streben die Kurven dem Wert 1 zu, wobei der Einfluss der Dämpfung zunehmend geringer wird. Für die Auslegung von Schwingungsisolationssystemen hinsichtlich der Relativbewegungen ist demnach der Resonanzbereich entscheidend.

### 2.1.2 Analyse von Schwingungen

Die Bewegung eines schwingenden Körpers kann grundsätzlich durch die Zustandsgrößen Schwingweg, Schwinggeschwindigkeit oder Schwingbeschleunigung beschrieben werden. Obwohl die Betrachtung der Geschwindigkeit am ehesten mit der Schwingenergie verknüpft ist, sind in der Messtechnik Beschleunigungssensoren üblich, so dass sich die Messung der Beschleunigung zur Bestimmung von Schwingvorgängen durchgesetzt hat.

**Effektiv- oder RMS-Wert:** Zur Angabe der Größe eines Schwingungssignals wird der Effektiv- oder RMS-Wert der Beschleunigung verwendet. Dieser ist, im Gegensatz zu Spitzenwerten oder Spitze-Spitze-Werten, einfach aus dem Messsignal zu analysieren [25].

$$RMS(a) = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) dt} \quad (2.14)$$

Die Beobachtungsdauer  $T$  hat entscheidenden Einfluss auf die Größe des RMS-Werts. Bei Vorliegen eines periodischen Signals muss die Mittelungsdauer  $T$  gleich der Periodendauer gesetzt werden (oder einem ganzzahligen Vielfachen). Bei regellosen, stochastischen Signalen sollte die Beobachtungsdauer  $T$  groß gegenüber den statistischen Schwankungsdauern des Signals sein [99].

**Darstellung im Frequenzbereich:** Die Reaktionen eines mechanischen Systems hängen von der Schwingungsfrequenz ab, was die Analyse der Frequenzkomponenten der Bewegung nötig macht.

Dies kann mit analogen Bandpassfiltern erfolgen, durch die zunehmende Verbreitung digitaler Messtechnik haben sich jedoch Rechneralgorithmen auf Basis der Fourier-Transformation zur Darstellung einer Schwingung im Frequenzbereich durchgesetzt.

Dazu wird ein Zeitsignal  $x(t)$  in gleichen Zeitintervallen  $\Delta t$  abgetastet, um eine Reihe von  $n$  Werten von  $x(r)$  zu erhalten ( $r \in [0; n-1]$ ). Diese wird in eine komplexe Reihe überführt, wobei die Frequenz in Intervallen von  $k$  Hz definiert ist. Die diskrete Fouriertransformierte wird dann mit

$$X(k) = \Delta t \sum_{r=0}^{r=n-1} x(r) e^{-i2\pi rk/n} \quad (2.15)$$

berechnet. Die Frequenzauflösung  $\Delta f$  des transformierten Signals ist dabei gleich dem Kehrwert der gesamten Messzeit:

$$\Delta f = \frac{1}{n \cdot \Delta t} \quad (2.16)$$

Die größte mit der Fourier-Transformierten darstellbare Frequenz ist die Nyquist-Frequenz  $f_{Ny}$ , was sich direkt aus dem Shannon-Theorem ergibt, nachdem die höchste erfassbare Frequenz eines Signals gleich der halben Abtastfrequenz ist.

$$f_{Ny} = \frac{1}{2 \cdot \Delta t} \quad (2.17)$$

Signalanteile mit höheren Frequenzanteilen werden in den Bereich unterhalb der Nyquist-Frequenz gespiegelt, was als Faltungsfehler oder Aliasing-Effekt bezeichnet wird. Da diese Signalanteile die Darstellung des Frequenzspektrums verfälschen, müssen vor der Digitalisierung Tiefpassfilter in die Messkette eingebracht werden, deren Grenzfrequenz unterhalb der Nyquist-Frequenz liegt.

Zur Darstellung der Frequenzkomponenten werden üblicherweise nicht die Amplituden der komplexen Fouriertransformierten nach (2.15) verwendet, sondern es wird die einseitige spektrale Leistungsdichte  $\Phi$  angegeben:

$$\Phi(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{2}{T} |X(f)|^2, \text{ mit } f \in [0, \infty] \quad (2.18)$$

Die Fourier-Transformierte  $X(f)$  bezieht sich dabei auf die Zeitfunktion  $x(t)$  mit

$$x(t) = \begin{cases} x(t) & \text{für } 0 \leq t \leq T \\ 0 & \text{für } t \text{ sonst} \end{cases} \quad (2.19)$$

Die spektrale Leistungsdichte  $\Phi$  stellt demnach die Verteilung der RMS-Werte des Zeitverlaufs über der Frequenz dar. Das Quadrat des Effektivwerts eines einzelnen Frequenzbands der Breite  $\Delta f$  bestimmt sich aus dem Flächeninhalt unter diesem Kurventeilstück. Für den gesamten Frequenzbereich lässt sich dann das Parseval-Theorem angeben. Es besagt, dass der Energieinhalt des Signals sowohl im Zeit- als auch Frequenzbereich gleich sein muss:

$$RMS x(t) = \sqrt{\int_0^{\infty} \Phi(f) df} \quad (2.20)$$

Bei der Analyse stochastischer Schwingungen wird das Zeitsignal  $x(t)$  nach der Abtastung in der Regel mit einer Fensterfunktion multipliziert. Dadurch wird sichergestellt, dass der zeitliche Signalverlauf für  $x(t=0)$  und  $x(t=T)$  Null ist. Ansonsten würde sich dieser scharfe Übergang als Stoß im transformierten Signal wiederfinden. Die Fourier-Transformierte nach (2.15) würde dann ein geringeres Amplitudenspektrum wiedergeben. Dies lässt sich vermeiden, wenn nach der Bildung der spektralen Leistungsdichte deren Werte mit Hilfe des Parseval-Theorems (2.20) normiert werden.

## 2.2 Wirkung von mechanischen Schwingungen auf den Menschen

Da die Fahrzeugführer von Ackerschleppern ihre Tätigkeit normalerweise im Sitzen ausführen, gelten die nachfolgenden Ausführungen für den sitzenden Menschen, dessen Koordinatenachsen in Bild 2.4 gezeigt sind.

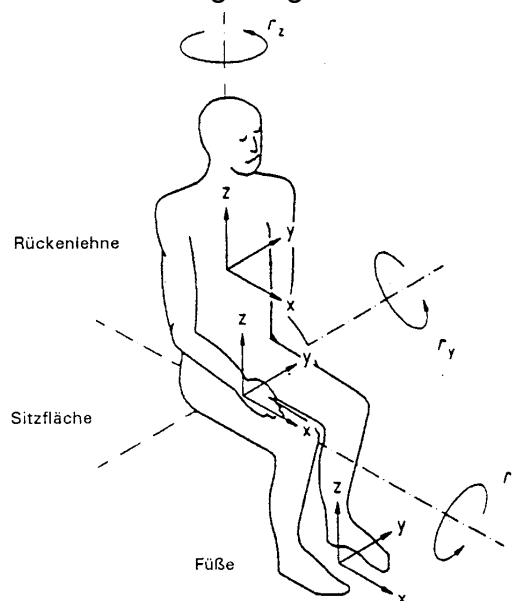


Bild 2.4: Basizentrische Achsen des sitzenden Menschen [99]

Der menschliche Körper wird hier aufgrund der Schwingungseinleitung über das Gesäß Schwingungen ausgesetzt, die sich über den gesamten Körper erstrecken, und

deshalb als *Ganzkörperschwingungen* (GKS) bezeichnet werden. Zu unterscheiden sind diese von Schwingungen von Teilsystemen des menschlichen Organismus, wie z.B. *Hand-Arm-Schwingungen*, wie sie ein Fahrzeugführer durch das Umgreifen des Lenkrads erfährt.

Die Effekte von Ganzkörperschwingungen lassen sich unterteilen in [17]:

- akute Wirkungen:
  - biomechanische Reaktionen
  - physiologische Reaktionen
  - Befindensstörungen und -Schmerzwahrnehmungen
  - Leistungsminderungen
- chronische Wirkungen durch Gesundheitsschädigung.

#### **- Akute Wirkungen**

Die einwirkenden Schwingungen können den Körper oder Teile desselben, wie Magen oder Augäpfel, zu Resonanzschwingungen anregen, was zur Entstehung einer hohen biomechanischen Belastung der schwingenden Körperteile und des umgebenden Gewebes führt [15]. Die Eigenschwingungsfrequenzen einzelner Organe wie Herz, Nieren, Magen liegen zwischen 2 und 8 Hz, einem Frequenzbereich der durch Vertikalschwingungen ungefederter Fahrzeuge besonders angeregt wird. Auch die Resonanzfrequenz bestimmter Skelettteile (Wirbelsäule, Becken) liegt in diesem Bereich.

Davon unabhängig sind GKS aber auch für rein physiologische Veränderungen des Körpers verantwortlich, wie

- Muskelarbeit, um den Körper zu stabilisieren, und den Schwingungen entgegenzuarbeiten [17],
- erhöhte Atemfrequenz und Sauerstoffverbrauch, was nur teilweise mit der vermehrten Muskelarbeit erklärt werden kann [41].

Die Beeinträchtigung der Sinneswahrnehmungen durch GKS sind von ihrer Entstehung her nicht klar zwischen biomechanischen und physiologischen Ursachen zu unterscheiden. Am weitesten untersucht sind Auswirkungen auf die visuelle Wahrnehmung. So steigt beispielsweise bei einer Schwingungsbelastung mit einem Effektivwert von  $1 \text{ m/s}^2$  und Anregungsfrequenzen zwischen 1 und 80 Hz die relative Auffassungszeit für Zahlenkombinationen um durchschnittlich 800% [18]. Ebenso sind kompensatorische Augenbewegungen zur Zielverfolgung nur bis etwa 2 Hz im vollem Umfang möglich [13].

Die Signale dieser zeitweisen Veränderungen des Körpers werden vom Gehirn aufgenommen, und dort zur Wahrnehmung der Belastung verarbeitet. Dies bedingt eine meist negativ empfundene Befindlichkeit, die bei Überschreiten einer gewissen Stärke bis zum Schmerz führen kann [80].

**Sensumotorische Leistung:** Die genannten akuten Effekte auf den menschlichen Organismus lassen erwarten, dass die sensumotorische Leistungsfähigkeit von Fahrzeugführern sinkt. So konnte *Dupuis* in [16] nachweisen, dass bei simulierten LKW-

Schwingungen mit einem Effektivwert von  $2 \text{ m/s}^2$  das Vermögen zum Nachfahren einer bestimmten Strecke (tracking-test) signifikant abfällt.

Bei diesen Leistungsbeeinträchtigungen muss zwischen der direkten mechanischen Wirkung auf das Hand-Arm-, bzw. Fuß-Bein-Steuersystem und der psycho-physiologischen Wirkung unterschieden werden. Während die eine nach Ende der Schwingungsbelastung sofort aufhört, kann die letztere weiter andauern und die Ausführung von anschließenden Tätigkeiten beeinträchtigen [9].

### - Gesundheitsschädigungen

Neben den akuten Wirkungen von GKS treten auch chronische Schädigungen auf. Da deren Erforschung jedoch immer auf epidemiologischen Studien basiert, sind diese Erkrankungen wenig spezifisch und schwer nachweisbar, da sie auch bei Personen auftreten, die nicht zur Risikogruppe gehören. Es wirken demnach verschiedene Einflussfaktoren aus Beruf und Freizeit gemeinsam [17].

**Wirbelsäulenerkrankungen:** Die Wirbelsäule ist durch GKS besonders beansprucht, da die Einleitung der Schwingungen beim sitzenden Menschen über das Gesäß direkt in die Lendenwirbel erfolgt. Die Zwischenwirbelabschnitte der unteren Lendenwirbelsäule sind schon während des normalen Tagesablaufs erheblich belastet. Anhaltende Kompression und dauerhafte Schwingungsbelastung beeinträchtigen den Stoffwechsel im Bandscheibengewebe. Damit werden degenerative Veränderungen eingeleitet bzw. beschleunigt [64].

Unter Belastung durch GKS erhöht sich der Druck in den Bandscheiben um ein Mehrfaches. So führen insbesondere Resonanzschwingungen des Rumpfes und in der Wirbelsäule im Frequenzbereich zwischen 3 und 5 Hz nicht nur zu vertikalen Relativbewegungen zwischen den Wirbelkörpern, sondern zusätzlich zu Rotationsbewegungen der Segmente und zu horizontalen Segmentverschiebungen [17, 58]. Stoßhaltige GKS stellen eine noch größere Gefährdung dar. Es können dabei Kompressionskräfte erreicht werden, die feine Risse in den Deckplatten der Wirbelkörper verursachen [5].

Die am Bandscheibengewebe eingetretenen Schäden sind irreversibel. Es kommt zu einem Prozess, wo u.a infolge der Veränderungen an den Bandscheiben und den Wirbelkörpern sowie durch die Instabilität in den Bewegungssegmenten schmerzhafte Beschwerden und Funktionsstörungen im Bereich der Lendenwirbelsäule auftreten.

Der Frequenzbereich zwischen 3-5 Hz ist jedoch in vielen ungefederten Fahrzeugen vorherrschend. Deshalb sind besonders Fahrer von mobilen Arbeitsmaschinen von Wirbelsäulenschädigungen betroffen. Bei längerfristigen, wiederholten Belastungen treten daher degenerativen Veränderungen der Lendenwirbelsäule in dieser Berufsgruppe häufiger auf, was Gegenstand zahlreicher Untersuchungen ist [17, 79, 84, 86, 87].

So führten z. B. *Schulze* und *Polster* (1979) [84] eine epidemiologische Studie mit 155 Traktoristen und Landwirten mit durchschnittlich 15 Berufsjahren durch. In klinischen und röntgenologischen Untersuchungen wurde festgestellt, dass degenerative



Skeletterkrankungen im Bereich der Brust- und Lendenwirbelsäule bei der Risikogruppe etwa sieben bis zwölf Jahre früher als bei der Durchschnittsbevölkerung auftraten.

Eine generelle Aussage, ab welcher messbaren Schwingungsbelastung eine dauerhafte Schädigung der Wirbelsäule eintritt, kann aufgrund der Vielzahl der Einflussfaktoren (Alter, Körperbau, Konstitution, Sitzhaltung, Stoßhaltigkeit, Exposition) bisher jedoch nicht getroffen werden [35, 42, 85]. Dennoch hat der Gesetzgeber mit der Einführung der Berufskrankheit *BK2110* (1992) auf das Gesundheitsrisiko bei Einwirkungen von GKS reagiert [61].

Zu den anerkannten Berufsgruppen, bei denen die Berufsgenossenschaften beim Eintreten dieser Krankheit aufkommen muss, zählen Fahrer von

- Baustellen-LKW
- land- und forstwirtschaftliche Schlepper
- Forstmaschinen im Gelände
- Erdbaumaschinen
- Gabelstapler auf unebenen Fahrbahnen
- Militärfahrzeuge im Gelände

Neben Hinweisen auf das Krankheitsbild wird zur Beurteilung des Gesundheitsrisikos in Pkt.IV der Berufskrankheitenverordnung eine energetische Bewertung proportional dem Effektivwert der ertragenen Schwingungen (entspr. ISO 2631) vorgeschlagen:

Dabei werden die Tage, bei denen eine bestimmte Beurteilungsschwingstärke überschritten wird, für das gesamte Berufsleben aufsummiert. Dies ergibt eine Schwingungsbelastungsdosis, nach deren Höhe die Sozialversicherungsträger auf einen berechtigten Verdacht entscheiden können. Problematisch bei diesem Bewertungsverfahren ist, dass einzelne hohe Belastungen entweder durch kurzdauernde Expositionen mit hoher durchschnittlicher Beschleunigung oder Einzelereignisse bei ansonst niedrigem Schwingungsniveau (Stöße) nur unzureichend berücksichtigt werden.

Von *Seidel* et al. [85] wird daher ein zusätzliches Bewertungsverfahren vorgeschlagen, das sich auf die Theorie der Materialermüdung stützt. Durch Berechnungen der internen Belastungen der Wirbelsäule konnten Schwellen für einwirkende GKS ermittelt werden, bei deren Überschreitung mit einer Schadensakkumulation zu rechnen ist. Da die Grenzwerte jedoch von Haltung, Alter und Körperbau abhängig sind, müssen weitere Studien erfolgen, um das Ergebnis abzusichern. Dieses Bewertungsverfahren wurde daher bisher nicht in das Normenwerk aufgenommen

Aus der Sicht der Statistik ist die BK 2110 durchaus von Relevanz. In den Jahren 1994 bis 1998 ließen sich z. B. 2559 Erdbaumaschinenführer mit dem Verdacht auf eine Berufskrankheit untersuchen. Als zweithäufigste Krankheit (27% der Betroffenen) wurde dabei, neben der Lärmschwerhörigkeit (BK 2301), auf degenerative Veränderungen der Lendenwirbelsäule (BK 2110) untersucht. Allerdings bestätigte sich dieser Verdacht nur bei 20 Personen [69]. Bei den 640 Schlepperfahrern, die sich im gleichen Zeitraum auf das Vorliegen von BK 2110 untersuchen ließen, wurde der Verdacht bei 80 Fällen bestätigt. Allerdings sind auch in dieser Berufsgruppe

Lärmschwerhörigkeit, sowie Atemwegs- und Hauterkrankungen von größerer Bedeutung.

**Magenerkrankungen:** Neben den Erkrankungen der Wirbelsäule werden bei Personen, die längerdauernden GKS ausgesetzt sind, oft Beschwerden und Erkrankungen im Bereich des Magens festgestellt. Es treten neben akuten Befunden, wie Magen-senkungen (Gastroptosen) und Gastritis auch chronische auf, die vor allem anatomische und funktionelle Veränderungen des Magen betreffen (Geschwüre) [79]. Der Magen wird bei GKS zu Resonanzschwingungen zwischen 4 und 5 Hz angeregt [17], was als ein Faktor zur Entstehung dieser Erkrankungen angesehen wird. Darüber hinaus legt jedoch die Mehrfachbelastung von Maschinenführern am Arbeitsplatz (Lärm, klimatische Bedingungen, unphysiologische Ernährungsweise, psychische Belastung usw.) die Vermutung nahe, dass es sich um einen multifaktoriellen Entstehungskomplex handelt [17].

### - Erfassung und Bewertung von Ganzkörperschwingungen

Das internationale Normenwerk zur Bewertung von Humanschwingungen hat das Ziel, einen Zusammenhang zwischen den objektiven Schwingungs- und den subjektiven Wahrnehmungsgrößen herzustellen. Damit sollen sowohl Vergleichsmaßstäbe als auch Auslegungs- und Beurteilungskriterien für Schwingungsisolationssysteme zur Verfügung gestellt werden.

**Subjektive GKS-Beurteilung und ihre Beziehung zu objektiven Schwingungsgrößen:** Um das Ausmaß der Beanspruchung des Organismus durch GKS erfassen zu können, ist eine Bestimmung des Grades der Lästigkeit, also des subjektiven Empfindens, notwendig. Die Gesamtheit aller Reaktionen des Körpers auf GKS werden vom Gehirn verarbeitet und zu einem subjektiven Empfinden umgesetzt. Dabei korrelieren die gefundenen Kurven gleich starker Wahrnehmung im Frequenzbereich gut mit dem biomechanischen Schwingungsverhalten einzelner Körperteile, sowie den gemessenen physiologischen Reaktionen [25]. Es existiert jedoch nicht nur eine Frequenz-, sondern auch eine Abhängigkeit von der Art der Schwingungsanregung. Stochastische Schwingungen werden dabei vom Menschen im Bereich von 1 bis 10 Hz um etwa 1 dB stärker empfunden als harmonische Erregungen mit gleicher Intensität [12].

Als Messgröße der auf den Körper eingeleiteten Schwingungen dient meist die Beschleunigung, gemessen am Interface Polster-Mensch. Dies hat einerseits physikalische Gründe, da die Beschleunigung die erregende Kraft in erster Näherung (bei Vernachlässigung der Rückwirkung des Schwingungssystems 'Mensch')) beschreibt, andererseits praktische, da Beschleunigungssensoren wesentlich einfacher in der Handhabung sind als z. B. Kraft- oder Geschwindigkeitssensoren.

Der Zusammenhang zwischen der gemessenen Beschleunigung und der empfundenen Schwingungsstärke ist in der nachfolgend dargestellten ISO2631 genormt. Die VDI-Vorschrift 2057 Bl. 1, 'Einwirkungen mechanischer Schwingungen auf den Menschen - GKS', die früher mit anderen Kenngrößen arbeitete, wurde an die internationale Norm angeglichen.

**ISO 2631 (1997)** [42]. In dieser Norm werden die Methoden zur Messung und Auswertung periodischer und stochastischer GKS definiert, und die Filterkurven für die einzelnen Schwingungsrichtungen beschrieben. Weiterhin sind Hinweise zur Bewertung der Schwingungsbelastung hinsichtlich Gesundheit, Komfort und Wahrnehmung Teil des Anhangs dieser Norm.

### - Kenngrößen

Zur Kennzeichnung der Stärke einer GKS soll zuerst der Effektivwert der bewerteten Beschleunigung nach Gl. (2.14) ermittelt werden. Dieser gibt die Belastung durch die Schwingungen während der Messzeit  $T$  an.

Um die Stoßhaltigkeit eines Beschleunigungssignals zu beurteilen, wird der Crest-Faktor (oder Scheitelfaktor)  $F_C$  aus dem Verhältnis des maximalen Beschleunigungszeitwert  $a_{w,max}(t)$  und dem Effektivwert gebildet.

$$F_C = \frac{a_{w,max}(t)}{a_w} \quad (2.21)$$

Falls der Crest-Faktor den Wert 9 übersteigt, so soll eine zusätzliche Auswertung des Beschleunigungssignals mit Hilfe einer laufenden Effektivwertbildung oder durch Errechnung des Schwingungsdosiswerts  $VDV$  erfolgen.

$$VDV = \sqrt[4]{\int_0^T a_w^4(t) dt} \quad (2.22)$$

Die Heranziehung des Crest-Faktors ist als kritisch anzusehen, da dieser ein Einzelereignis im Beschleunigungszeitverlauf wertet, und selbst stark von der Messdauer  $T$  abhängt. Er kann daher nur bei exakt gleichen Messbedingungen Verwendung finden. Bei Fahrzeugschwingungen treten selten Crest-Faktoren größer als 6 auf [17].

### - Bewertungsfilter

Die Filterkurven, mit der ein in den drei Raumrichtung (s. Bild 2.4) gemessenes, translatorisches Beschleunigungssignal im Frequenzbereich zu bewerten ist, sind in Bild 2.5 gezeigt.

Ein Bandpassfilter zweiter Ordnung mit Butterworth-Charakteristik schränkt die Bewertungskurven auf den gesundheitsschädlich relevanten Frequenzbereich von 0,1 bis 80 Hz ein. In z-Richtung liegt das Bewertungsmaximum zwischen 4 und 8 Hz, dem Bereich größter Schwingungsempfindung des Menschen. Diese Charakteristik wird durch zwei weitere Filter erzeugt. Das erste Filter bildet dabei eine Proportionalität der Bewertung zur Beschleunigung bei niedrigen Frequenzen bis 12,5 Hz, darüber proportional zur Geschwindigkeit nach. Die Stufe zwischen 1 und 2 Hz wird mittels des zweiten Filters mit der Steilheit von 6dB pro Oktave gebildet.

Bei horizontaler Schwingungseinleitung können Beschleunigungen zwischen 0,8 und 2 Hz das Filter ungehindert passieren. Diese Filtercharakteristik wird durch die Kombination zweier Bandpassfilter erzeugt.

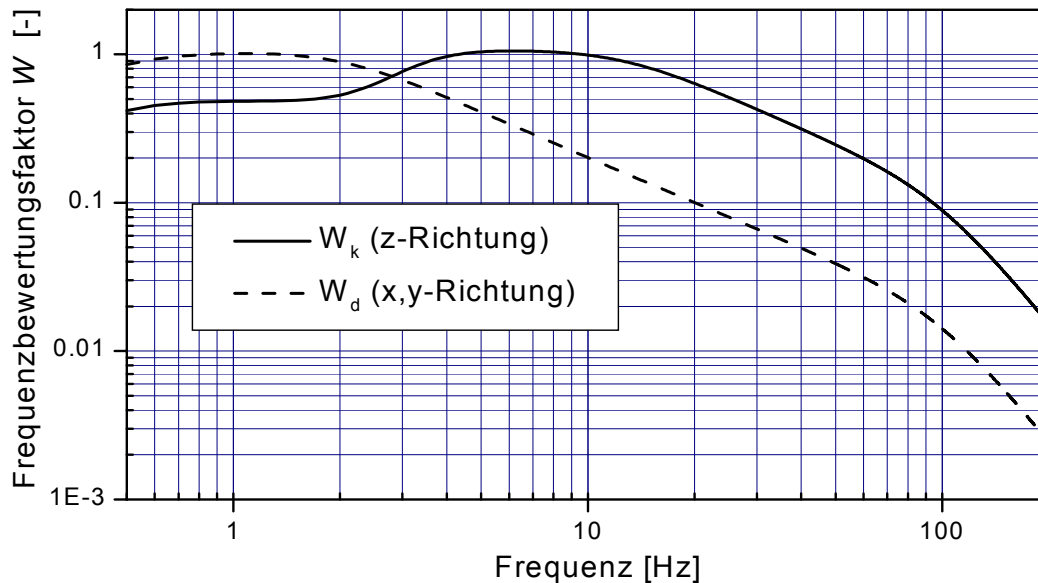


Bild 2.5: Frequenzbewertungskurven der Beschleunigung an der Einleitungsstelle

Die Bewertung der gemessenen Beschleunigung kann auf mehrere Arten durchgeführt werden:

- elektronische Filterung des elektrischen Messsignals. Das bewertete Signal ist sofort zur weiteren Verarbeitung verfügbar. Die Filter müssen jedoch u.U. an sich ändernde Normen angepasst werden, und unterliegen Genauigkeitsschwankungen aufgrund von Temperatur- und Alterungseinflüssen.
- numerische Nachbildung des Bewertungsfilters mittels Simulationssoftware für dynamische Vorgänge. Das digitalisierte Beschleunigungssignal wird rechnerisch im Zeitbereich gefiltert, und steht danach abgespeichert für weitere Analysen, wie z. B. einer Klassierung, zur Verfügung.
- Bewertung des Signals im Frequenzbereich: Liegt das Frequenzspektrum des Signals in diskreten Spektrallinien oder als Terzbandspektrum vor, so können für die einzelnen Frequenzbänder die partiellen bewerteten Beschleunigungen mit der Leistungsdichte  $\Phi_i$  und dem jeweiligen Wert der Bewertungsfunktion  $W_i$  errechnet werden:

$$a_{w,i} = \sqrt{\Phi_i \Delta f_i} W_i \quad (2.23)$$

In (2.14) eingesetzt ergibt sich für den Effektivwert der bewerteten Beschleunigung aus den partiellen Werten:

$$a_w = \sqrt{\sum_{i=1}^n \Phi_i \Delta f_i W_i^2} \quad (2.24)$$

## - Beurteilung

Das internationale Normenwerk beinhaltet auch Richtlinien zur Einordnung und Beurteilung der Schwingungsstärke, um so die Beanspruchung auf den Menschen zu ermitteln. Dabei wird zwischen den Kriterien

- Wohlbefinden (Komfort)
- Leistungsfähigkeit und
- Gesundheit

unterschieden. Eine allgemein gültige Maximalgrenze der bewerteten Beschleunigung  $a_w$ , ab deren Überschreiten das Wohlbefinden leidet, konnte bisher nicht gefunden werden, da die individuellen Gegebenheiten (Alter, Geschlecht, Gesundheitszustand, Konstitution) zu variabel sind, und weitere Belastungsfaktoren (Lärm, Klima) dazukommen können. Als mittlere Wahrnehmungsschwelle, ab der von etwa 50% der gesunden Personen eine Schwingung gespürt wird, wird in [42] ein Wert von  $a_w=0,015 \text{ m/s}^2$  angegeben.

Eine Beeinträchtigung der Leistungsfähigkeit wird als wenig wahrscheinlich angesehen, wenn die Schwingbelastung während einer achtstündigen Periode  $a_{w(8)} < 0,3 \text{ m/s}^2$  beträgt. Auch hier sind wieder große individuelle Unterschiede möglich. Zur möglichen kumulativen Wirkung von GKS an aufeinander folgenden Tagen auf die Leistungsfähigkeit liegen bisher keine wissenschaftlich gesicherten Erkenntnisse vor.

Zur Gesundheitsgefährdung durch GKS werden in dem informativen Anhang B der Norm Aussagen gemacht. Unter der Annahme, dass die Wirkung der Schwingung der Schwingenergie proportional ist, sind zwei unterschiedliche Belastungen gleich, wenn die folgende Beziehung erfüllt ist:

$$a_{w1} T_1^{1/2} = a_{w2} T_2^{1/2} \quad (2.25)$$

Da auch bei der Beurteilung der Gesundheitsgefährdung durch GKS keine absoluten Werte angegeben werden, gibt die Norm einen Bereich an, unterhalb dem keine Gesundheitsschädigungen beobachtet wurden.

Innerhalb dieses Bereichs ist eine Gesundheitsgefährdung möglich, und oberhalb wahrscheinlich. Die Gesundheitsgefährdungszone nach Gl.(2.25) ist in Bild 2.6 gestrichelt dargestellt. Diese Empfehlung basiert vor allem aus Untersuchungen, die bei Expositionszeiten zwischen 4 und 8 h angefertigt wurden, was hier durch die Schattierung dargestellt ist.

Andere Studien verwenden eine Zeitabhängigkeit der bewerteten Beschleunigung mit:

$$a_{w1} T_1^{1/4} = a_{w2} T_2^{1/4} \quad (2.26)$$

Der damit beschriebene Bereich ist in Bild 2.6 gepunktet gezeichnet ist. Beide Gleichungen geben für Expositionszeiten zwischen 4 und 8 h etwa gleiche Werte an. Die energieäquivalente Betrachtung schließt jedoch bei geringen Einwirkzeiten eine Gesundheitsgefährdung erst bei wesentlich höheren Werten aus. Generell sollten kurze Expositionszeiten mit großer Vorsicht betrachtet werden.

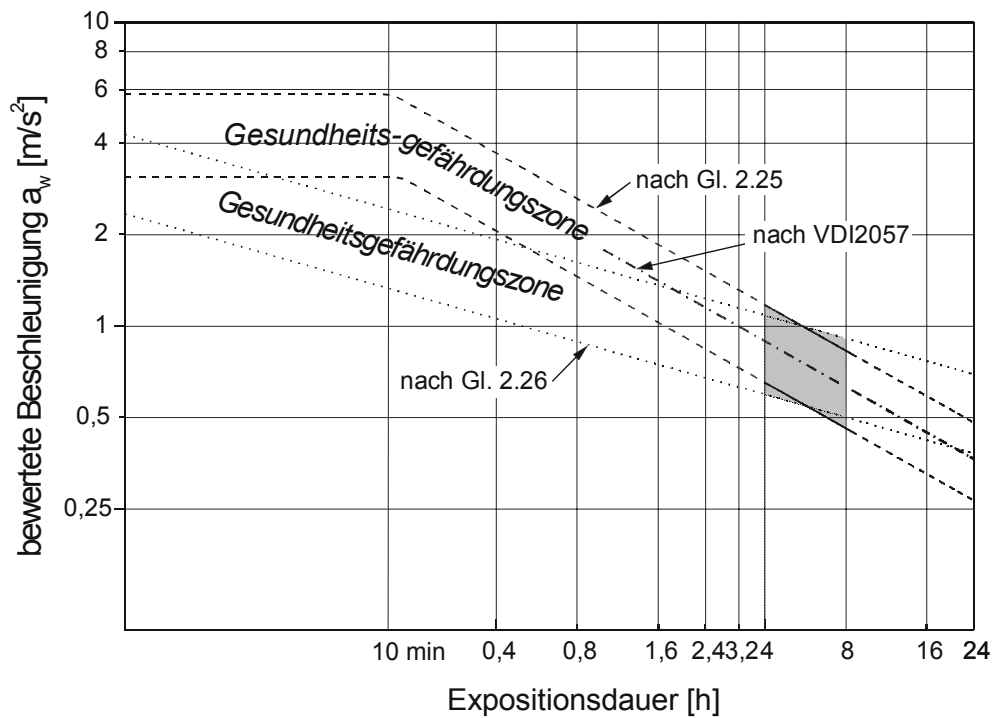


Bild 2.6 Gesundheitsgefährdungszonen nach ISO2631-1 (1997)

Die VDI-Richtlinie 2057 ist bei der Beurteilung der Gesundheitsgefährdung strikter, indem sie bei Bild 2.6 kein Toleranzband, sondern eine einfache Richtwertkurve einführt. Eine Gefährdung ist dann gegeben, wenn die Tagesdosis bei einer 8h Schicht den Wert  $a_{w,(8)} = 0,63 \text{ m/s}^2$  übersteigt. Die Exposition mit dieser Tagesdosis muss sich jedoch über Jahre wiederholen, damit von einer Gesundheitsgefährdung des betroffenen Menschen ausgegangen werden kann.

Diese Werte sind eindeutig strenger als in der alten VDI-Richtlinie 2057, die einen Grenzwert von  $a_{w,(8)} = 0,81 \text{ m/s}^2$  vorsah. Dieser Wert der VDI-Richtlinie lässt sich auch noch im ärztlichen Merkblatt zur Diagnose der BK 2110 finden.

## 3 Stand der Technik

### 3.1 Fahrersitze

Trotz vielfältiger anderer Lösungsmöglichkeiten wird der gefederte Fahrersitz, bezogen auf seine Verwendungshäufigkeit, sicherlich das vorrangige Mittel zur Minderung von Traktorschwingungen bleiben. Gegenüber den anderen in diesem Kapitel vorgestellten Lösungen ist die Herstellung preiswert, so dass der gefederte Sitz das kosteneffektivste System zur Schwingungsisolation darstellt.

#### - Historie

Die geschichtliche Entwicklung der Fahrersitze kann anhand der Konstruktion der Sitzführung, und an den verwendeten Feder-Dämpfer-Elementen verfolgt werden.

An den Schleppern der Vorkriegsjahre befanden sich meist nur ungepolsterte Blechschüsseln als Sitzfläche (Bild 3.1), die an einer Blattfeder ohne Dämpfer montiert war. Neben dem unbefriedigenden Sitzkomfort vergrößerte diese Sitzkonstruktion die Schlepperschwingungen jedoch häufig, da die Eigenfrequenz zu hoch lag, und gleichzeitig die Dämpfung fehlte [19].

Durch die zunehmende Mechanisierung der Landwirtschaft in den 50er Jahren vergrößerten sich auch die Schleppermassen und deren Höchstgeschwindigkeit, so dass verbesserte Sitzkonstruktionen mit Parallelogramm- und Rollenführung mit Stahlfedern auf den Markt kamen. Beide Arten verwenden bereits hydraulische Stoßdämpfer, um die Resonanzüberhöhung zu vermindern [88], wobei letztere Ausführung auch eine Vorrichtung zur Verstellung der Federvorspannung aufweist. Bedingt durch die Konstruktion der Sitzkinematik besitzt die Bewegung der Sitzfläche jedoch immer eine horizontale Komponente, die die Schwingungsbelastung unnötig vergrößert. Diese Konstruktionen wurden daher im Laufe der 70er Jahre durch die Einführung der Scherenkinematik vom Markt verdrängt, die diesen prinzipiellen Nachteil nicht aufweisen. Außerdem verlangt der immer geringer werdende Bauraum in der Fahrerkabine nach platzsparenden Konstruktionen. Lediglich im Bereich der Klein- und Pflegeschlepper, sowie als Beifahrersitz, wird die Rollenführung noch verwendet [107].

Eine Weiterentwicklung erfuhr der Schleppersitz Anfang der 1980er Jahre durch die Einführung einer Luftfederung, welche bereits in LKW- und Bussitzen erfolgreich eingesetzt wurde. Da Ackerschlepper normalerweise keine Pneumatikversorgung besitzen, müssen die Sitze mit einem zusätzlichen Kleinkompressor zum Aufpumpen der Luftfeder ausgestattet werden. Neben der vertikal wirkenden Feder-Dämpfer-Elementen werden nun auch in Längs-Horizontal-Richtung eine Federung eingebaut.

Der Trend zum immer komplexeren Sitzsystem setzte sich in den 1990er Jahren fort, indem immer mehr Bedienelemente, auch zur Fahrzeugführung, in den Sitz und die Armlehnen integriert wurden. Dazu gehört auch die Verstellung des Dämpfers, die neben der Verwendung einer Federung in Quer-Horizontal Richtung für eine weitere Verbesserung des Fahrkomforts sorgt.

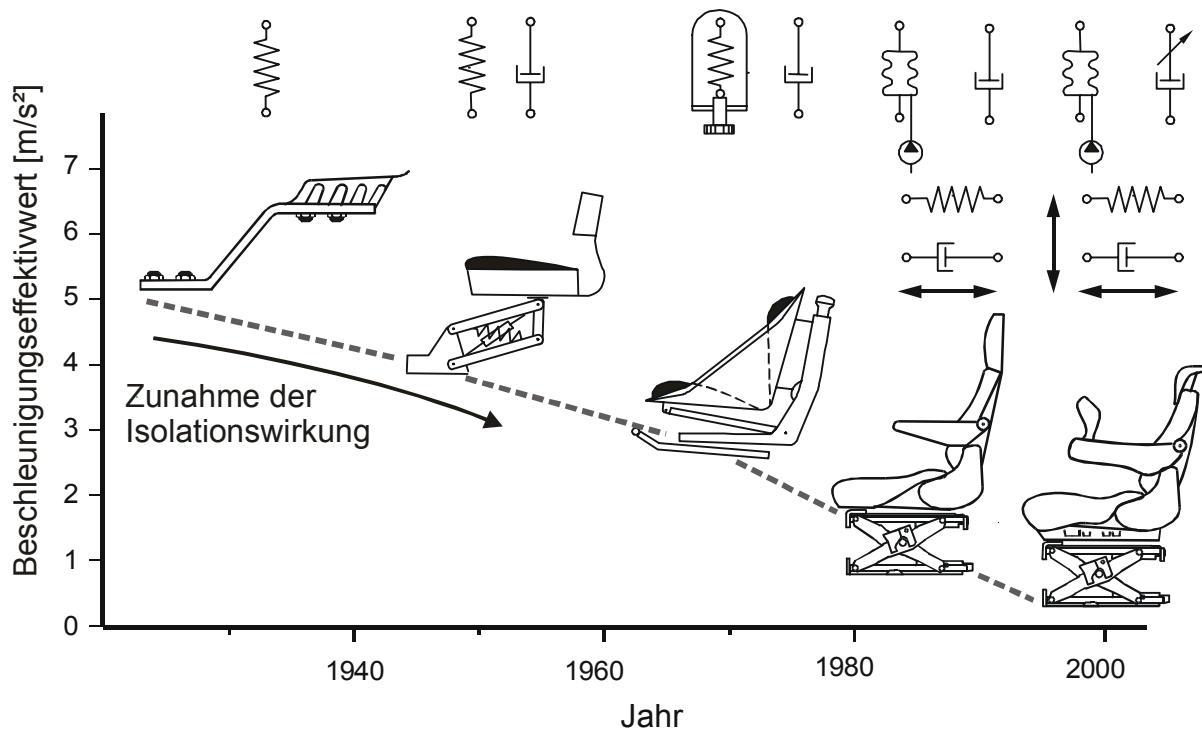


Bild 3.1: Geschichtliche Entwicklung gefederter Fahrersitze und ihre Isolationswirkung nach [72]

### 3.1.1 Passiv gedämpfte Sitzsysteme

Mit zunehmendem Wohlstand wurde im industriellen Zeitalter dem Gesundheitsschutz des Arbeiters vermehrt Beachtung geschenkt. Daher ist auch die Messung der Schwingungsbelastung des Traktorfahrers, sowie die günstige Gestaltung der Feder-/Dämpferelemente des Sitzes seit langem Gegenstand der Forschung.

Bereits 1953 untersucht *Haak* [26] den Einfluss verschiedener Sitzsysteme auf die Schwingungsisolationswirkung. Nach der Linearisierung des Systems Traktor-Sitz-Fahrer konnte er rechnerisch nachweisen, dass die Eigenfrequenz des Sitzes das 0,4 bis 0,5-fache der Schlepperhubfrequenz sein sollte. Bei Verwendung einer entsprechend weichen Feder muss dann jedoch auf den verfügbaren Schwingweg geachtet werden. Dieser sollte dem Eineinhalbfachen der statischen Einsenkung des Sitzes bei Belastung durch den Fahrer entsprechen, was eine Anpassung der Feder Vorspannung erforderlich macht. Der Autor weist nach, dass die Positionierung des Sitzes über der Hinterachse aus schwingungstechnischer Sicht wegen der dort besonders großen Nickschwingungen ungünstig ist. Günstiger ist eine Platzierung nahe des Fahrzeugschwerpunkts.

*Wendeborn* [109] konnte ebenfalls die hohe Beanspruchung der Fahrer von landwirtschaftlichen Traktoren messtechnisch nachweisen. Die damals handelsüblichen Fahrersitze konnten jedoch keinen ausreichenden Schutz bieten, da deren Eigenfrequenz mit 3 bis 3,5 Hz zu nahe an der Hubeigenfrequenz des Versuchsfahrzeugs lag. Deswegen und zur Vermeidung von Relativwegen zwischen Fahrer und Bedienelementen favorisiert der Autor eine gefederte Kabine als Schwingungsschutz.



*Graef* [23] führte Reihenuntersuchungen bei verschiedenen Arbeitsgängen auf mehreren Traktoren durch. Die Auswertung zeigt, dass der Einfluss der Fahrgeschwindigkeit gegenüber der Art der ausgeführten Arbeit dominierend auf die Höhe der Schwingungsbelastung des Fahrers ist. Bei 50% der Schlepper aus den Baujahren 1976 bis 77 war die Eigenfrequenz des Sitzes zu hoch abgestimmt, so dass eine Schwingungsverstärkung eintrat. Durch eine günstige Abstimmung der Feder-Dämpfer Elemente wurden dagegen im Experiment Schwingungsverhältnisse kleiner als  $SV=0,6$  erzielt.

Um die Schwingungsbelastung von Fahrern mit unterschiedlichem Gewicht gleich zu halten, weist *Graef* [24] rechnerisch nach, dass dazu neben der Einstellung der Federvorspannung die Anpassung der Federkonstante und der Sitzdämpfung notwendig ist. In Prüfstandsversuchen konnte gezeigt werden, dass durch eine Verstellung der Dämpfungs konstanten  $r$ , was einem Konstanthalten des Dämpfungsmaßes  $D$  entspricht, das Schwingungsverhältnis bei Variation einer starren Auflastmasse weitgehend konstant bleibt. Da durch die Adaption der Bauteilparameter an die Auflastmasse die Systemparameter  $\omega_0$  und  $D$  gleich bleiben, gleichen sich neben den experimentell ermittelten Vergrößerungsfunktionen der Beschleunigung auch die der Relativwege.

Diese Forderung nach einer automatischen Mittellageneinstellung und einer Anpassung der Federsteifigkeit an die Fahrer Masse konnte der Markt im Schlepperbereich durch die Einführung der Luftfederung erfüllen [45]. Weiterhin werden in [45] schwingungstechnischen Auswirkungen bei Fahrersitzen genannt, die auf Nichtlinearitäten beruhen. So sollte die Reibung in der Sitzkinematik minimal sein, da diese die Stoßwirkung auf den Fahrer vergrößert. Es werden Stoßdämpfer mit progressiver Kraft-Geschwindigkeits-Kennlinie empfohlen, die eine große Dämpfung bei starker Schwingungsanregung gewährleisten, und so ein Durchschlagen des Sitzes vermeiden. Eine ähnlich positive Wirkung auf die Schwingungs isolation kann eine schwingwegabhängige Dämpferkraft haben, die bei kleinen Hüben, welche bei Anregung im Isolationsbereich auftreten, eine geringe Dämpfungswirkung ausübt. Bei Resonanzschwingungen vergrößern sich die Schwinghübe, so dass in den Endlagen eine große Dämpferkraft wünschenswert ist.

Derartige schwingwegabhängige Stoßdämpfer wurden in [15] verwendet. Bei systematischen Untersuchungen an einem Versuchssitz, der mit Stahl- oder Luftfeder ausgestattet war, wurden fünf unterschiedliche Dämpfervarianten auf ihre Eignung zur Schwingungs isolation überprüft. Bewertungskriterien waren dabei das Schwingungsverhältnis und der Mittelwert der Crest-Faktoren der bewerteten Beschleunigung aus je 10 s Messzeit.

Der nichtlineare Dämpfer, dessen Kraft-Wegkennlinien in Bild 3.2 gezeigt sind, zeigte im Vergleich zu einem sehr weichen, linearen Dämpfer keine so große Verminderung des Schwingungsverhältnisses bei Anregung nach der EWG-Prüfnorm [21]. Die Stoßhaltigkeit der Sitzbeschleunigung wurde jedoch verringert, da der Sitz weniger oft gegen seine Endbegrenzungen schlug. Allerdings waren andere Dämpfer bei anderen Anregungen besser, so dass bei der Sitzoptimierung besonders auf die

Gestaltung der Dämpferkennlinie geachtet werden sollte. Ähnliche Verbesserungen ergaben sich beim Einsatz eines progressiv wirkenden Dämpfers in Fahrersitzen von Erdbaumaschinen [51].



Bild 3.2: nichtlineare Kraft-Wegkennlinien eines Fahrersitzdämpfers nach [15]

Zusammenfassend lassen sich aus dem Literaturstudium folgende Auslegungshinweise für die vertikal wirkenden Schwingungsbaulemente passiver Sitze ableiten:

- die Federung muss auf das Fahrergewicht einstellbar sein
- die Eigenfrequenz des Sitzes einschließlich der anteiligen Fahrer Masse sollte höchstens halb so groß wie die Hauptanregungsfrequenz sein
- bei genügend kleiner Eigenfrequenz sollte für eine gute Schwingungsisolierung ein weicher Dämpfer verwendet werden. Bei wechselnden Einsatzbedingungen und damit unterschiedlichen Fahrzeugschwingungen sind einstellbare Dämpfer oder solche mit progressiver Kennlinie einzusetzen
- der Federweg sollte 120 mm nicht überschreiten, um die sichere Bedienung des Fahrzeugs zu gewährleisten
- Endanschlagspuffer, vorzugsweise mit geringer Rückstellkraft, müssen das harte Durchschlagen des Sitzes vermeiden.
- die Reibkräfte in der Sitzkinematik sind klein zu halten

### - Grenzen passiv gedämpfter Sitzsysteme

Durch den Trend zu größeren Massen und höheren Fahrgeschwindigkeiten bei Schleppern werden die Anforderungen an die Isolationswirkung von Fahrersitzen weiter steigen. Daher sollen in diesem Abschnitt Aussagen über die Grenzen passiver Fahrersitze gemacht werden.

Prinzipiell kann die Isolationswirkung durch eine Absenkung der Eigenfrequenz des Sitzes verbessert werden (vgl. Kap. 2.1.1), wobei die Bauteildämpfung  $r$  ebenfalls verringert werden sollte, um das Dämpfungsmaß  $D$  konstant zu halten. Die Federsteifigkeit des Systems kann jedoch aus folgenden ergonomischen und physikalischen Gründen nicht beliebig verkleinert werden:

- 1) **dynamische Relativwege:** Die dynamischen Bewegungen zwischen Kabinenboden und Sitzfläche bleiben bei genügend unterkritischer Abstimmung über einen längeren Zeitraum betrachtet etwa gleich (s. Bild 2.3). Dagegen führen eine weichere Feder und ein entsprechend abgestimmter Dämpfer bei stoßhaltigen Einzelereignissen zum Durchschlagen des Sitzes. Allerdings kann auf diese Wei-

se keine quantitative Aussage über eine Mindesteigenfrequenz des Sitzes gemacht werden, da die Relativbewegungen vom Anregungsspektrum abhängen.

- 2) **statische Federeinsenkung:** Wie Bild 3.3 zeigt, besteht ein reziprok quadratischer Zusammenhang zwischen der statischen Federeinsenkung und der Eigenfrequenz des Sitzes. Entsprechend steigt mit geringerer Eigenfrequenz die freie Federlänge, was insbesondere bei Stahlfedern konstruktive Probleme bereitet. Entscheidender ist jedoch das Verhalten des Systems bei Änderung der abgefederten Masse, wie es bei der Ausübung von Pedalkräften und Veränderung der Körperhaltung vorkommt: die statische Mittellage ändert sich rapide, so dass nicht mehr der gesamte Schwingweg zur Verfügung steht. Ein unangenehmes Anschlagen an die Endstopps kann die Folge sein.

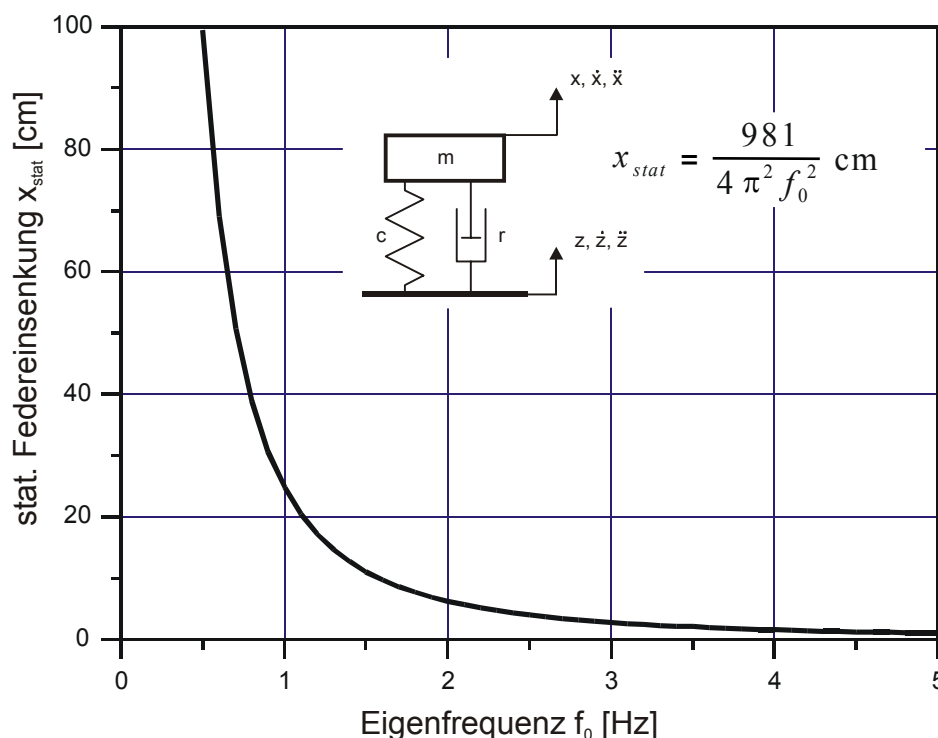


Bild 3.3: Statischer Federweg in Abhängigkeit der Federungseigenfrequenz bei passiven Systemen nach [47]

- 3) **Reibung:** In den Lagerstellen der Sitzkinematik wirken immer Haft- und Gleitreibungskräfte, die der Bewegungsrichtung der Masse entgegengesetzt gerichtet sind. Bei gleichbleibenden Reibverhältnissen werden die Reibkräfte bei unterschiedlichen Federsteifigkeiten ebenfalls konstant bleiben, da die Normalkraft der Reibelemente von der Gewichtskraft dominiert wird.

Werden weichere Federn verwendet, sinken jedoch die dynamischen Federkräfte, so dass das Verhältnis von Reibkraft zu Federkraft steigt. Dies führt zu einem häufigeren Auftreten der Haftbedingung in den Lagerstellen. Der Sitz fährt dann nicht mehr in die exakte statische Mittellage zurück, so dass es zu einem sog. 'Schwimmen' des Sitzes kommt, weil die tatsächliche Mittellage von der konstruktiv vorgesehenen abweicht [29]. Außerdem wird der Sitz bei kleinen Erregeramplituden nicht ansprechen, und verliert dann seine Isolierwirkung.

Wenn die erregende Kraft größer als die Haftreibungskraft ist, kommt es zu einem Losbrechen des Sitzes, und es wirkt die kleinere Gleitreibungskraft. Dies führt zu einem Kraftstoß auf die Masse, und zu einer entsprechenden Unstetigkeitsstelle im Beschleunigungsverlauf. Bild 3.4 zeigt in Vorgriff auf Kap.5 das Ergebnis der Simulation eines reibbehafteten Einmassenschwingers bei geringer Anregungsamplitude von 2 mm. Es ist deutlich zu sehen, wie infolge der Reibung in einem bestimmten Bereich die Antwort des Sitzes der Anregung folgt, und wie nach Überschreiten der Anregungsbeschleunigung  $\pm 0,13 \text{ m/s}^2$  eine Relativbewegung zwischen Kabinenboden (Anregung) und Sitz (Antwort) entsteht, die solange vorhanden ist bis sich die Bewegungsrichtung umkehrt ( $a=0 \text{ m/s}^2$ ). Im Losbrechepunkt in Bild 3.4 entspricht die Trägheitskraft des Sitzes der Haftreibungskraft  $F_H$ .

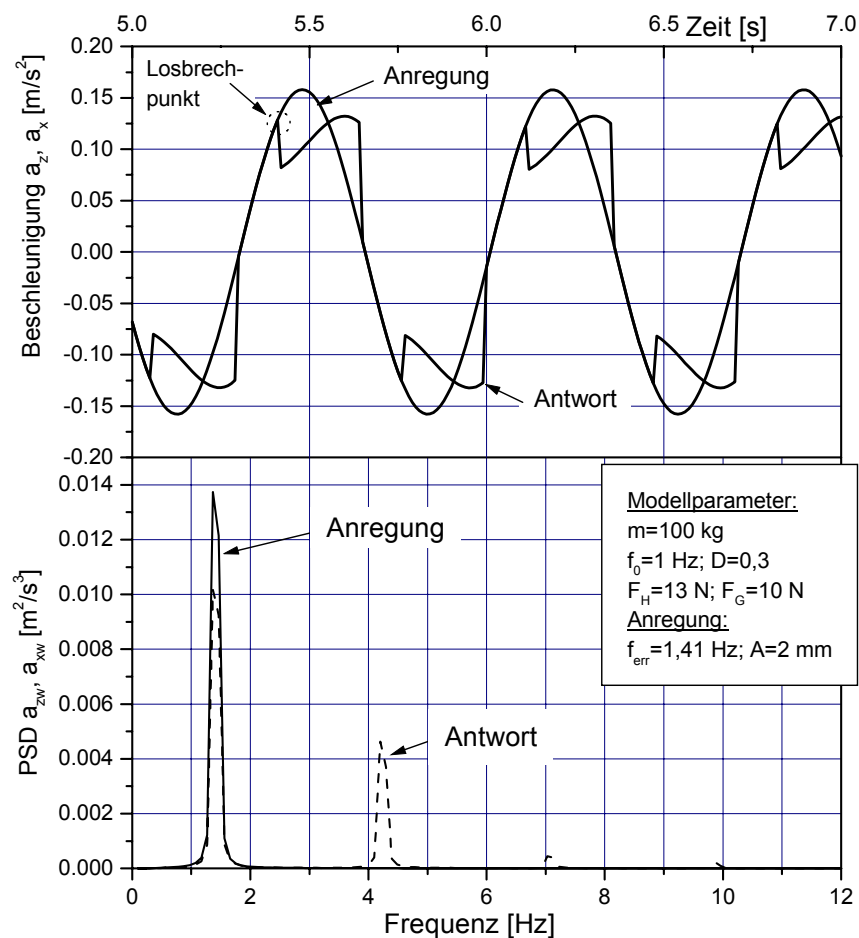


Bild 3.4: Simulationsergebnis für einen reibbehafteten Einmassenschwinger im Zeit- und Frequenzbereich

Die Beschleunigungsspitzen, die den harmonischen Verlauf plötzlich unterbrechen, werden vom Fahrer als besonders unangenehm wahrgenommen. Im Frequenzbereich zeigt sich für das bewertete Beschleunigungssignal ein beachtlicher Nebenpeak bei 4,2 Hz, dem dreifachen der Anregungsfrequenz. Dieser führt zu einer Schwingungsvergrößerung, die man bei einem linearen Modell nicht erwarten würde.

Über den quantitativen Einfluss der Reibung kann allerdings ebenfalls keine Aussage gemacht werden, da auch hier das Verhältnis von Reibkraft und Anregungsstärke entscheidend ist.

Die drei vorgestellten Einflüsse auf das Schwingverhalten des Systems begrenzen nun die Wirkung einer weicheren Feder. Für praxishere Sitze, die in Serienproduktion hergestellt werden, wird daher als Grenzwert der Eigenfrequenz  $f_0=1$  Hz angegeben [17, 84].

### 3.1.2 Fahrersitzprüfung

Für die Prüfung eines Fahrersitzes auf seine Eignung, in einer speziellen Fahrzeugklasse eingesetzt zu werden, liegt ein umfassendes Normenwerk vor.

**EWG78-764:** Neben den Anforderungen an Abmessung, Stabilität und Sitzverstellbarkeit werden in [21] auch Grenzwerte für das Isolationsvermögen des Sitzes definiert. Dazu werden die Fahrzeuge in drei Gewichtsklassen eingeteilt. Bei Fahrt über den ebenfalls in dieser Richtlinie aufgeführten 'smooth track' mit 12 km/h und einer Fahrer Masse von 55 kg bzw. 98 kg darf dann der bewertete Effektivwert, gemessen auf dem Sitzpolster, den Wert  $1,25 \text{ m/s}^2$  nicht überschreiten. Alternativ dazu kann diese Messung auf einem Schwingungsprüfstand erfolgen.

Um die Bauartgenehmigung zu erhalten, muss der Sitz ferner eine ausreichende Dämpfung haben. Dies wird mit dem sog. Dämpfertest überprüft. Bei Belastung mit je einer starren Masse von  $m=40$  kg und  $m=80$  kg und einer harmonischen Anregung zwischen 0,5 Hz und 4 Hz mit einer Amplitude von  $A=15$  mm darf das maximale Verhältnis zwischen Flanscheffektivwert und Sitzeffektivwert den Wert 2 nicht übersteigen. Das heißt, dass die maximale Resonanzüberhöhung nicht größer als 2 sein darf, was einem Dämpfungsmaß von  $D=0,3$  entspricht.

Infolge der Neugestaltung der ISO 2631 (1997) mussten auch die Fahrersitzprüfnormen angepasst werden, so dass für landwirtschaftliche Traktoren mittlerweile die internationale ISO 5007 [43] gilt. Bei gleicher Einteilung in Gewichtsklassen blieb die Form der Anregungsspektren zwar gleich, durch die Änderung der Filterkurve sind die Flanscheffektivwerte jedoch unterschiedlich. Das Kriterium zum Bestehen der Schwingungsprüfung ist nun nicht mehr der Grenzwert des Effektivwerts am Sitzpolster. Vielmehr wird der Quotient aus dem Effektivwert der bewerteten Beschleunigung am Sitzflansch und Sitzpolster gebildet, der entspr. ISO 2631 [42] als SEAT-Wert (seat effective amplitude transmissibility) bezeichnet wird.

$$SEAT = \frac{RMS(a_{w,Sitz})}{RMS(a_{w,Flansch})} \quad (3.1)$$

Entsprechend Tabelle 3.1 reicht bereits ein Isolationsgrad von 2%, um bei der schweren Klasse AG3 die Norm zu erfüllen.

Klasse	AG1	AG2	AG3
Fahrzeugmasse	bis 3600 kg	3600-6500 kg	über 6500 kg
RMS $a_{zw, Flansch}$	$1,89 \text{ m/s}^2$	$1,20 \text{ m/s}^2$	$1,02 \text{ m/s}^2$
SEAT <sub>Grenz</sub>	0,59	0,84	0,98

Tabelle 3.1: SEAT-Grenzwerte für die Erfüllung der Fahrersitzprüfnorm ISO 5007

### - Anthropometrie

Neben den Mindestanforderungen an den Schwingungskomfort der Sitze sollten für die Anpassung des Sitzoberteils an die unterschiedlichen anthropometrischen Gegebenheiten der Fahrer folgende Einstellmöglichkeiten vorhanden sein [57], (Bild 3.5)

- Neigung der Rückenlehne (1)
- pneumatische Lordosestütze (2)
- variable Rückenlehnenverlängerung (3)
- Sitzpolstertiefen- und -neigungsverstellung (4)
- höhen- und neigungswinkelverstellbare Armlehnen (5)
- Sitzhöhenverstellung, unabhängig von der Einstellung der vertikal wirkenden Feder (6)

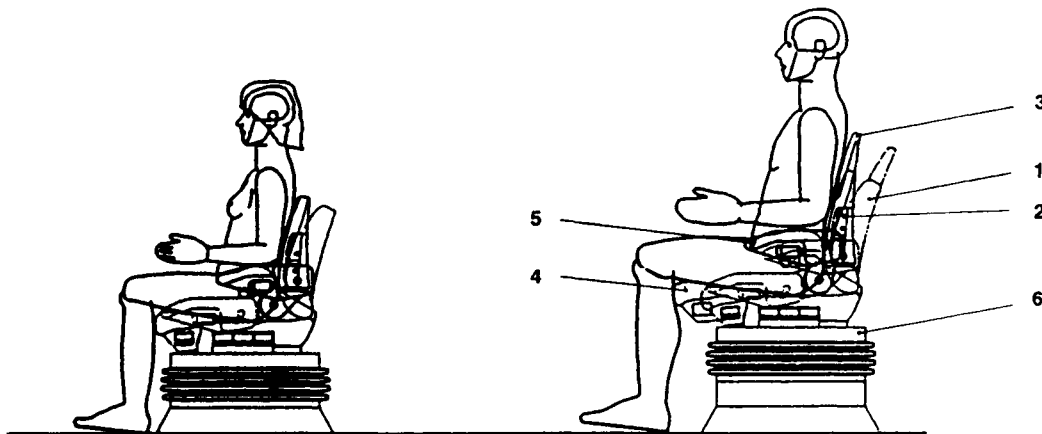


Bild 3.5: Einstellmöglichkeiten bei Komfortsitzen zur Berücksichtigung unterschiedlicher Körperabmessungen [57]

Um Fehlbedienungen zu vermeiden, sind die Betätigungseinrichtungen für diese Verstellmöglichkeiten gut erreichbar anzuordnen. Eine logische Kennzeichnung der Hebel mit Symbolen vereinfacht die Bedienung.

#### 3.1.3 Aktiv gedämpfte Sitzsysteme

Man versucht bereits seit langem, durch den Einsatz von aktiven Stellgliedern die Schwingungsisolation von Fahrersitzen zu verbessern. Dennoch existiert z.Z. noch kein marktreifes aktives Schwingensystem für Fahrersitze, obwohl mehrere Sitzsysteme das Versuchsstadium erreicht haben.

Für die Auslegung aktiv geregelter Systeme wurden zahlreiche Abbildungs- und Dimensionierungsverfahren im Frequenzbereich und in der Zustandform entwickelt und eingesetzt [47, 52, 54, 74].

Grundlegende Überlegungen zu aktiven Sitzfederungen werden in [32] durchgeführt, indem diese passiv gedämpften Sitzen gegenübergestellt werden. Die den Berech-

nungen zugrundeliegenden Übertragungsfunktionen der Modelle sind in Bild 3.6 dargestellt.

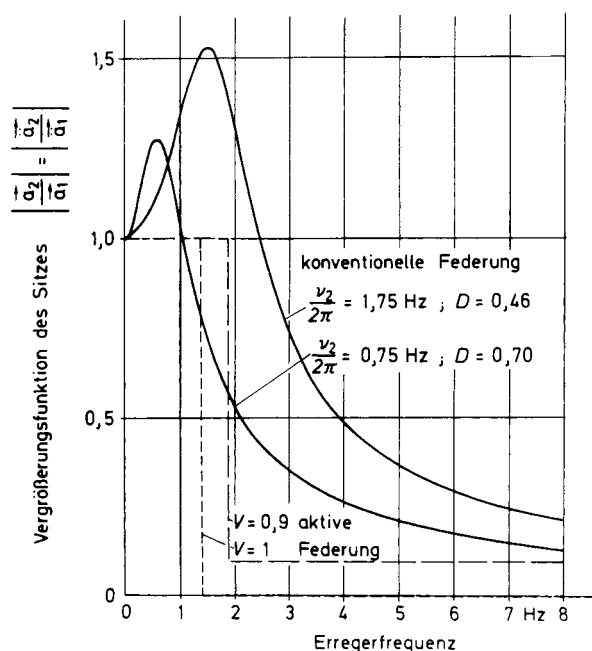


Bild 3.6: ideale Vergrößerungsfunktionen für passive und aktive Sitze [32]

Nach der Berechnung der theoretisch mit einem passiven System erreichbaren Isolationswirkung konnten auch Grenzkurven für die aktive Sitzfederung mit einem idealen, reibungslosen Aktuator, unter Einbeziehung der Signallaufzeiten  $T_L$  ermittelt werden (Bild 3.7).

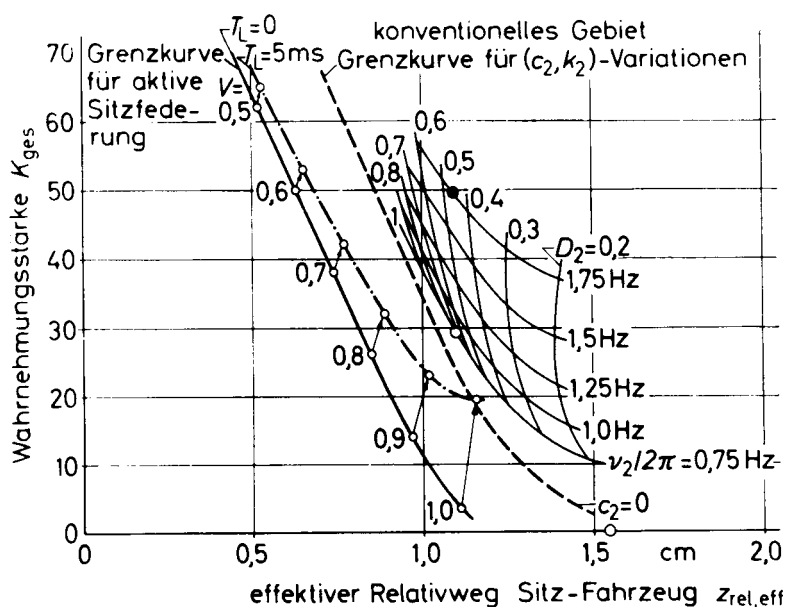


Bild 3.7: Grenzkurven für Wahrnehmungsstärke (bewertete Beschleunigung) und effektivem Relativweg bei passiven und aktiven Sitzen [32]

Zur Verminderung der Wahrnehmungsstärke  $K_{ges}$  (entspr. RMS  $a_{zw}$ ) eines Standard-sitzes mit  $f_0=1,75$  und  $D=0,46$  muss demnach die Eigenfrequenz erniedrigt, gleich-

zeitig die Dämpfung aber erhöht werden, damit der Effektivwert des Relativweges konstant bleibt. Der aktive Sitz zeigt dagegen für Verstärkungen  $V$  über 0,6 sowohl bei der Isolationswirkung als auch beim Relativweg eindeutige Vorteile. Allerdings muss dazu ein Hochpassfilter verwendet werden, der besonders tieffrequente Anregungssignale herausfiltert. Ansonsten müsste der ideale aktive Sitz einen unendlich großen Sitzhub aufweisen, um auch noch z.B. bei Fahrt über einen Hügel zu isolieren.

**Praktisch ausgeführte Systeme:** Die bisher in die Praxis umgesetzten Systeme lassen sich anhand der verwendeten Aktorik, und der Reglergestaltung unterscheiden. Aufgrund der hohen Energiedichte und dem großen Hubbereich, der für eine gute Schwingungsisolation bei mobilen Arbeitsmaschinen erforderlich ist, werden vor allem hydraulische Aktuatoren eingesetzt. Es werden aber auch pneumatische Stellglieder verwendet. Die Dynamik von elektromechanischen Aktuatoren lässt diese für ein aktives System zwar besonders geeignet erscheinen, infolge des geringen maximalen Hubs sind diese jedoch nur zur Isolation hoher Frequenzen mit entsprechend kleiner Amplitude geeignet.

*Köpper* errechnet 1973 mit Hilfe der spektralen Leistungsdichte am Sitzflansch bei Fahrt über den 'smooth track' und der zulässigen spektralen Leistungsdichten nach ISO2631 einen Soll-Frequenzgang des Sitzes, der mit dem betrachteten passiven Vergleichssitz ( $f_0=1,43$  Hz) nicht erreicht werden konnte [52]. Es wurde daher ein servohydraulisches Isolationssystem entwickelt. Nach Überlegungen zu den Übertragungsfunktionen der einzelnen Glieder des Regelkreises wurde dieser am Analog-Rechner abgebildet, und die Regelverstärker optimiert. Zwei Regelungsmethoden wurden am Prüfstand auf ihre Eignung untersucht. Die verwendeten elektronischen Schaltungen zur Integration von Beschleunigungssignalen konnten zwar für einzelne Frequenzen, aber nicht jedoch für ein breites Frequenzband optimal abgestimmt werden. Dennoch zeigte die Übertragungsfunktion des Versuchsmusters für Frequenzen über 1 Hz Werte unter 0,3.

Im Rahmen der Forschungsinitiative 'Humanisierung des Arbeitslebens' wurde ein aktiver Fahrersitz entwickelt, dessen Regelung rein auf hydraulischen bzw. mechanischen Komponenten basiert [36]. Da neben dem Hydraulikzylinder keine parallel geschaltete Feder am System vorhanden ist, kann der Druck im Zylinder als Regelgröße dienen. Wird dieser Druck konstant gehalten, so wird keine Kraft, bzw. Beschleunigung, auf den Fahrer ausgeübt. Hierfür wurde einerseits eine Druckwaage, als auch ein mechanisch arbeitendes Druckregelventil eingesetzt.

Neben einer guten Schwingungsisolation wurde bei der Auslegung des Reglers auf praktische Gesichtspunkte bei der Fahrersitzgestaltung, wie automatische Mittelagenregelung, und Anpassung an das Fahrergewicht geachtet. Dies erfolgt durch die Regelung des zugeführten Ölstroms. Um eine Wechselwirkung mit der Regelung zur Schwingungsisolation zu vermeiden, muss diese Anpassung jedoch langsam erfolgen, was durch die Verwendung von Blendenstrecken und Hydrospeichern erreicht wurde.



Während die Schwingungsisolierung des Systems gut funktioniert, neigte die Mittel-lagenregelung des Sitzes zu instabilem Verhalten. In Fahrversuchen wurde außerdem festgestellt, dass die Betätigung von Brems- und Kupplungspedal beeinträchtigt ist, da der Sitz dann zu stark nach oben ausweicht.

Ein servohydraulisches, aktives System stellen auch *Stein* und *Ballo* vor [92]. Durch die Doppelintegration des Beschleunigungssignals am Sitzflansch mittels zweier Tiefpässe erster Ordnung konnten die Anregungsschwingungen bis 3 Hz wirkungsvoll isoliert werden. Der störende Einfluss des dynamischen Verhaltens der Servohydraulik im darüberliegenden Frequenzbereich wurde mit einem in Reihe liegenden, passiven Feder-Dämpfer-System kompensiert. Mit dieser Maßnahme konnten zwar dreifach geringere SEAT-Werte erzielt werden, der Energiebedarf war mit 2,2 kW aufgrund der großen abgestützten Masse jedoch entsprechend hoch.

Neben weiteren Entwicklungen, die servohydraulische Aktuatoren verwenden [51, 95, 98], wurden auch pneumatische Stellglieder bei aktiven Fahrersitzen eingesetzt [39, 74]. Deren Einsatzbereich ist aufgrund der benötigten Pneumatikenergieversorgung jedoch auf LKW und Omnibusse beschränkt.

Obwohl durch die Verwendung von aktiven Stellgliedern die Schwingungsbelastung wirkungsvoll reduziert werden kann, findet sich bisher kein aktiver Sitz am Markt. Dies dürfte nach [25] an folgenden Gründen liegen:

- zu hohe Kosten
- zu große Komplexität, und deshalb nicht robust genug
- zu geringe Zuverlässigkeit

### 3.2 Kabinenfederung

Da die Eigenfrequenz passiv gefederter Fahrersitze nicht beliebig verkleinert werden kann (s. Kap. 3.1.1), muss zu einer weiteren Absenkung der Schwingungsbelastung des Fahrers der gesamte Fahrerplatz abgedeckt werden. Nur so kann vermieden werden, dass Relativbewegungen zwischen Fahrer und Fahrzeug auftreten. Die Abfederung des Fahrerplatzes ist dabei auf zwei Arten möglich:

- Führerstandfederung; dabei werden nur die Fahrzeugbedienelemente federnd aufgehängt
- Kabinenfederung;

Da die Kabine einen umfassenden Lärm- Staub- und Klimaschutz für den Fahrer bietet, hat sie sich im Schlepperbau durchgesetzt. Die grundlegenden Vorteile der Kabinenfederung sind in [48] zusammengefasst:

- Erhebliche Steigerung des Schwingungsschutzes durch günstige Abstimmung der Federungsparameter
- Schwingungsisolierung in mehreren Raumrichtungen
- keine Relativbewegungen zwischen Fahrer und Bedienelementen
- vernachlässigbarer Einfluss des Fahrergewichts auf das Federungsverhalten

Obwohl heutige Fahrersitze auch in mehreren Raumrichtungen isolierend wirken, sind die realisierten Schwingwege klein, damit die Relativwege in Grenzen gehalten werden. Diese Einschränkung gilt bei der Kabinenfederung nicht, allerdings ist auch hier der Relativweg aufgrund konstruktiver Gegebenheiten begrenzt. Das wechselnde Fahrergewicht spielt bei der Federungsabstimmung und einer Gesamtmasse der Kabine zwischen 300 kg und 600 kg ebenso wenig eine Rolle.

### **- passiv gedämpfte Kabinenfederung**

Die theoretischen Vorteile, die sich durch den Einsatz einer Kabinenfederung ergeben, konnten in Versuchsfahrten bestätigt werden [28, 34]. Deren Ergebnisse führten dann zu einer praxishen Umsetzung dieses Federungskonzepts [48]. Die Versuchskabine war dabei mittels Blattfedern, die über dem Kabinenschwerpunkt angeflanscht waren, gefedert und gleichzeitig reibungsarm geführt. Zusätzlich zu diesen in Hub- und Wankrichtung wirkenden Federn sorgte ein Drehstabfeder zur Federung von Nickbewegungen. Die Dämpfung für diese Schwingfreiheitsgrade war unabhängig einstellbar. Mit einer weichen Federungsabstimmung ( $f_{0,Hub}=0,9$  Hz und  $D_{hub}=0,2$ ) konnten bei Fahrt über den 'smooth track' [43] in Hubrichtung ein SEAT-Wert von 0,37 erzielt werden, in Wankrichtung war die Isolierung mit 75% sogar noch größer.

Bei der Konstruktion einer Kabinenbefestigung wird in der Praxis bereits darauf geachtet, dass keine starre mechanische Verbindung zwischen Traktorrumpf und Kabine besteht, um Körperschall abzukoppeln. Mit dem Einzug der hydrostatischen Lenkung und der Signalleitung mittels Datenbus wurden weitere Möglichkeiten zur einer schnellen Markteinführung der Kabinenfederung geschaffen. Diese wird heute von fast allen namhaften Traktorhersteller angeboten.

Weitgehend durchgesetzt hat sich hier das Konstruktionskonzept, ein Drehlager zwischen Kabine und Traktorrumpf am vorderen Kabinenanbaupunkt einzusetzen. Der hintere Kabinenanlenkpunkt stützt sich dann auf zwei Spiralfedern mit parallel dazu angeordneten hydraulischen Stoßdämpfern ab. Damit lassen sich Hubschwingungen und Nickschwingungen wirkungsvoll mindern. Lediglich Renault setzt an allen vier Anbaupunkten Feder-Dämpfer-Elemente ein, was jedoch die Verwendung eines Panhardt-Stabes zur Stabilisierung nötig macht. Mit dieser Lösung sind auch Wankschwingungen des Fahrzeugs zu isolieren.

Anstatt der Spiralfedern können die Schlepper der SAME-Gruppe wahlweise auch mit Luftfedern ausgestattet werden. Wie eigene Messungen zeigen, liegt die Kabineneigenfrequenz dann bei etwa 1,4 Hz, und ist damit nicht klein genug, um bei der Hubeigenfrequenz (2 Hz) des Schleppers eine Schwingungsisolierung zu bieten. Wie in Bild 3.8 dargestellt, werden erst Frequenzen über 2,5 Hz abgebaut. Im Bereich der Nickschwingungsfrequenz des Fahrzeugs bei 4 Hz ist die Kabinenfederung merkbar wirksam, so dass sich im Mittel eine Schwingungsminderung von etwa 20% einstellt.

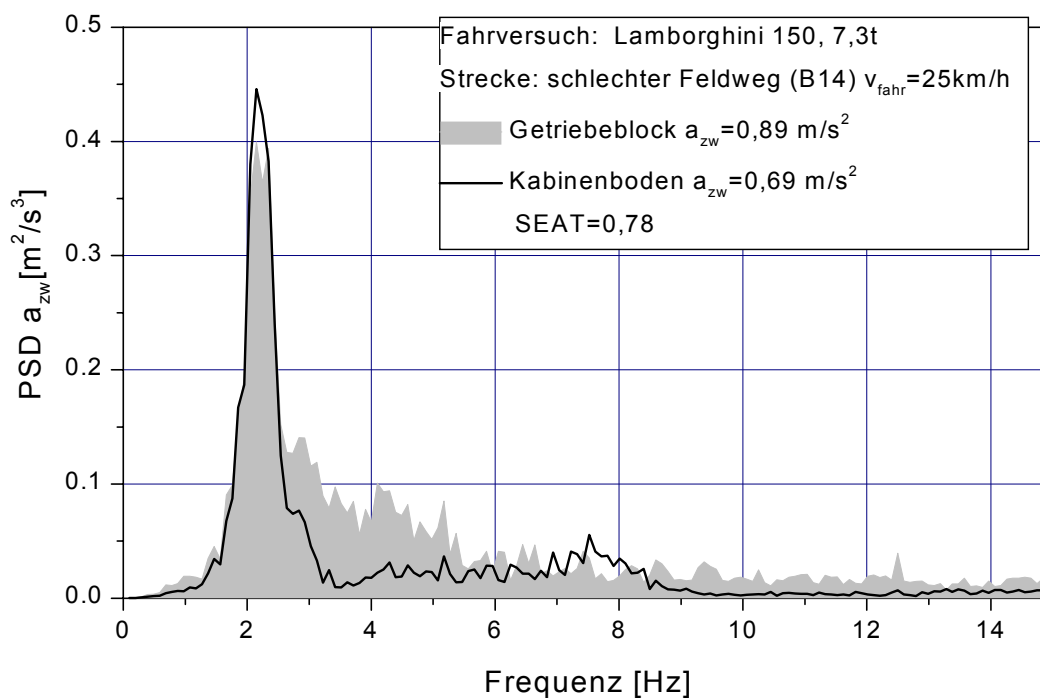


Bild 3.8: Isolationsvermögen einer serienmäßigen Kabinenfederung

Zusammenfassend muss jedoch festgestellt werden, dass bei einer üblichen Federungsabstimmung die Kabinenfederung den gefederten Fahrersitz nicht überflüssig macht. Bei den oben dargestellten Messfahrten konnte ein gut abgestimmter Fahrersitz die Schwingungen um weitere 30% senken.

### - Aktive Kabinenfederung

Ähnlich wie beim Sitz wird für die passiven Kabinenfederung eine geringstmögliche Eigenfrequenz von 1 Hz angenommen [47]. Bei weiterer Absenkung der Federsteifigkeit kann aufgrund von Reibungskräften und Belastungsänderungen die statische Mittellage erheblich von der konstruktiv vorgesehenen Mittellage abweichen. Es stehen dann nur begrenzte Federwege zur Verfügung, so dass das Isolationsvermögen beeinträchtigt wird. Gleichermäßen wird die Gefahr größer, dass Seekrankheitssymptome auftreten, und der Kontakt zwischen Fahrer und Fahrzeug beeinträchtigt wird. Demnach sind auch hier dem passiven System Grenzen gesetzt, so dass es nahe liegt, das Konzept zur aktiven Schwingungsisolierung auch bei der Abfederung der Kabine anzuwenden. Auch hier ist der Einsatz einer geregelten Dämpfung möglich.

Für die Reglerauslegung und Stabilitätsuntersuchungen einer aktiven Kabinenfederung, die auf die beiden Freiheitsgrade Hub und Wanken wirkt, transformiert *Kauß* [47] verschiedene Regelkreise in den Laplace-Bereich. Als günstige Reglerausführung stellt sich die Rückführung des Beschleunigungssignals heraus, wobei der elektrohydraulische Aktuator parallel zu einer passiven Feder wirkt. Die Reglerverstärkungen wurden jedoch nur für den translatorischen Freiheitsgrad optimiert. In Prüfstands- und Fahrversuchen konnte das System seine Wirkung beweisen, wobei sich eine bis zu 90%ige Schwingungsminderung einstellte.

Die Reglerauslegung für 5 Freiheitsgrade der Kabinenschwingung wird in einer theoretischen Arbeit von *Hansson* durchgeführt [27]. Hierfür wird das linearisierte Kabinenmodell in den Zustandsraum überführt. Auf die hardwarespezifischen Besonderheiten verschiedener Kraftfaktoren wird nicht Rücksicht genommen, sondern es wird mit einem optimalen, linearen Aktor ohne Verzögerungszeiten gerechnet. In virtuellen Vergleichsfahrten über den 'smooth track' und den 'rough track' stellt sich heraus, dass die Regelverstärkungen adaptiv zu gestalten sind, um bei beiden Anregungen eine optimale Schwingungsisolierung zu erzielen.

Gegenüber einer aktiven Sitzfederung weist die aktive Kabinenfederung den Nachteil auf, dass die abgefederte Masse größer ist. Entsprechend steigt der Energiebedarf des Systems, was wiederum höhere Hardware- und Betriebskosten nach sich zieht. Andererseits könnte in Zukunft gerade die Kombination aus passiver Sitzfederung und aktiver Kabinenfederung Vorteile bringen, da dann

- die Regelung der Kabinenfederung relativ träge ausgelegt werden könnte, um nur im Hauptanregungsbereich bis 5 Hz zu wirken. Die höherfrequenten Anteile würden dann mit einem passiven Sitz isoliert.
- die Anforderungen an die Qualität des Reglers nicht so hoch zu sein brauchen, weil bei der Regelung der Kabine auf das Komfortempfinden des Menschen nicht so sehr Rücksicht genommen werden muss; denn etwaige Stöße werden durch den passiven Sitz vermindert.

Obwohl gefederte, insbesondere aktive Kabinen das größte Potenzial zur Schwingungsminderung bei Taktoren aufweisen, sind auch hier Grenzen gesetzt. Da bei guter Isolation keine Schwingungen mehr auf den Fahrer einwirken, und keine Relativbewegungen auftreten, kann es vorkommen, dass das Gefühl zum Fahrzeug verloren geht. Der Fahrzustand wird nicht mehr richtig eingeschätzt, und durch die nicht ausreichende Kontrolle über das Fahrzeug kann es zu Gefahrensituationen kommen.

### 3.3 Aufbaufederung

Bei diesem Federungskonzept werden eine oder beide Achsen des Fahrzeug mittels Feder-/ Dämpferelementen vom Rumpf abgekoppelt. Weitgehend durchgesetzt hat sich der Einsatz einer Vorderachsfederung, die inzwischen fast alle größeren Traktorenhersteller anbieten.

Diese Entwicklung erfolgte aus der Notwendigkeit heraus, die Fahrsicherheit bei höheren Geschwindigkeiten zu steigern. Da die Vorderräder für die Lenkbewegungen des Fahrzeugs sorgen, ist hier ein guter Bodenkontakt, ausgedrückt durch eine geringe dynamische Radlastschwankung, besonders wichtig. Dies gilt ebenso für die auf die Fahrbahn übertragbaren Bremskräfte. Die Einbindung einer gefederten Vorderachse in Standardschlepper ist konstruktiv einfach, da die Achse bereits bei ungefederten Konstruktionen pendelnd am Vorderwagen aufgehängt ist. Wegen der einfachen Integration einer Niveauregulierung und der Sperrbarkeit werden die Federungen meist hydropneumatisch ausgeführt.

Während eine Federung der Vorderachse für die Fahrsicherheit große Vorteile bietet, ist der Einfluss auf den Fahrkomfort bei Schleppern in Standardbauweise eher gering. So konnte *Weigelt* [102] an einem Versuchsschlepper zeigen, dass bei Fahrt mit gefederter Achse die Fahrsicherheit stark zunimmt, ein Einfluss auf die Hubbeschleunigung am Sitzbefestigungsflansch jedoch kaum messbar ist. Grund für diese Differenz ist die Sitzposition heutiger Standardschlepper in Hinterachsnähe, auf den bereits Haak [26] hingewiesen hat. Durch die Federung der Vorderachse lassen sich zwar Nickschwingungen des Fahrzeugs mindern, nicht jedoch die Hubbewegung über der Hinterachse [103]. Die Verbesserung des subjektiven Fahrgefühls wird demnach vor allem durch die Verringerung der Horizontalschwingungen hervorgerufen [73].

Bessere Voraussetzungen für eine Schwingungsminderung bieten hier Systemtraktoren (gleich große Vorder- wie Hinterräder, Kabine in Fahrzeugmitte, zusätzliche Geräteplattform am Fahrzeugheck). Durch die Positionierung des Sitzes nahe des Fahrzeugschwerpunkts wirkt sich die Vorderachsfederung stärker auf den Beschleunigungseffektivwert aus (Bild 3.8).

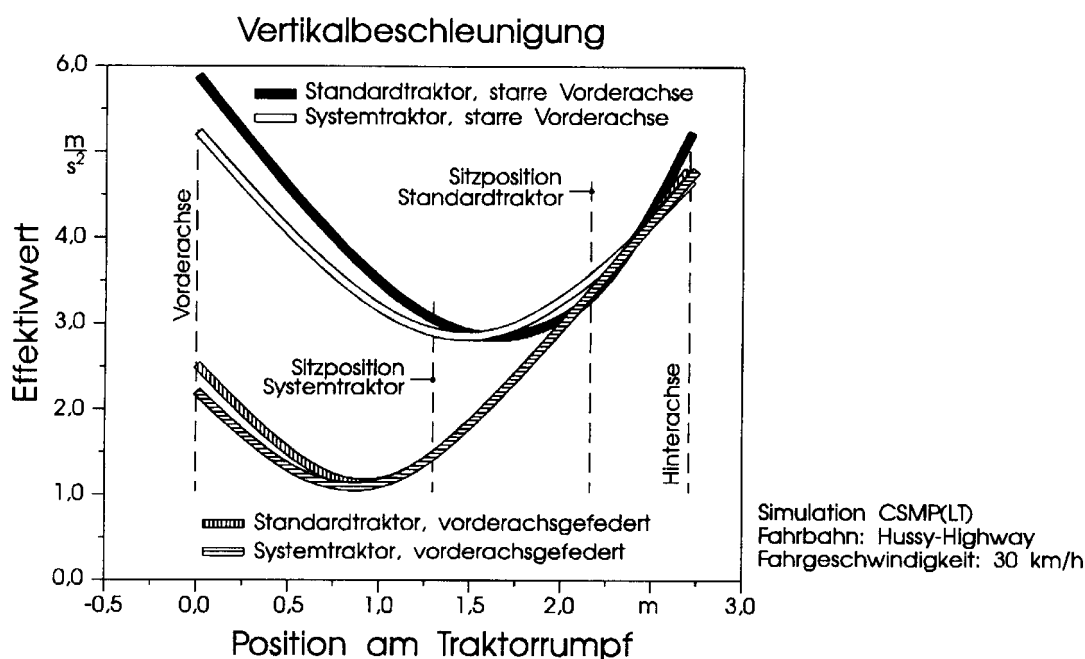


Bild 3.9: Unterschiedliche Wirkung einer Vorderachsfederung bei System- und Standardtraktoren [73]

Wesentliche Steigerungen des Fahrkomforts durch Achsfederungen lassen sich demnach erst durch die Federung der Hinterachse erwarten. Da hier die Integration in bestehende Konstruktionen ungleich aufwändiger als bei der Vorderachse ist, sind auf dem Markt bis auf einige Ausnahmen bisher keine vollgefederten Schlepper vertreten [62].

### 3.4 Schwingungsdämpfer

Schwingungsdämpfer, synonym auch als Stoßdämpfer bezeichnet, sind Bauteile die kinetische Energie in thermische umwandeln. Sie dienen in Schwingungsisolations-systemen zur Beschränkung der Resonanzüberhöhung und der Relativwege. In die-sem Kapitel werden zunächst die Wirkungsweise und der Aufbau passiver Stoß-dämpfer erläutert, um dann auf die Besonderheiten regelbarer Dämpfer einzugehen.

#### 3.4.1 Grundlagen

##### - Einordnung

Eine Einteilung der Stoßdämpfer nach ihrem Wirkprinzip sowie mögliche Bauformen für regelbare Dämpfer zeigt Bild 3.10.

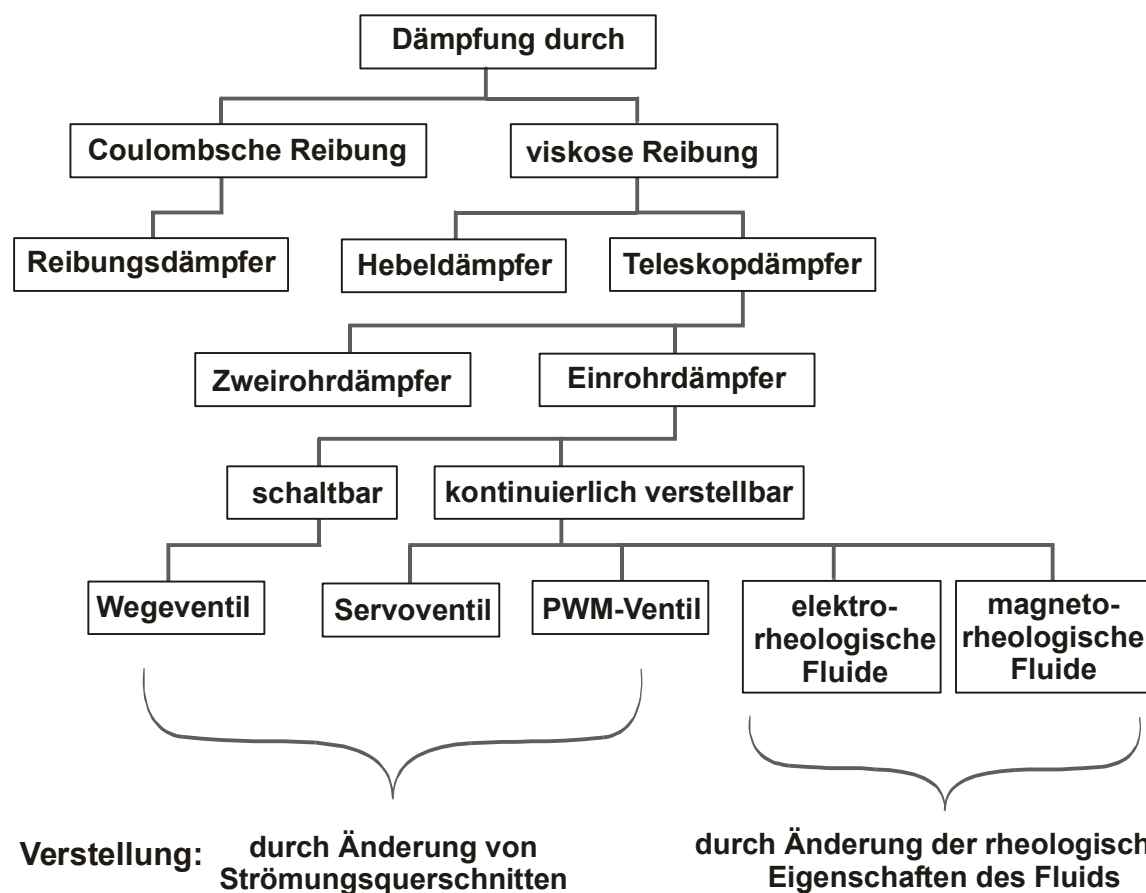


Bild 3.10: Einordnung von regelbaren Schwingungsdämpfern

Die früher verwendeten Reibungs- und Hebeldämpfer werden heute nur noch selten eingesetzt. Erstere besitzen ein zu schlechtes Ansprechverhalten bei kleinen Amplituden. Bei letzteren ist der Fertigungsaufwand zu hoch, und sie wirken normalerweise nur einseitig. Weitgehend durchgesetzt hat sich daher die Bauform des Teleskopdämpfers, bei denen ein Kolben in einem Zylinder läuft.

##### - Wirkungsweise

Das Wirkprinzip der heute verwendeten Dämpfer basiert auf Reibungsverlusten in einer Flüssigkeit. Sie werden daher auch als hydraulische Stoßdämpfer bezeichnet. Das Fluid im Dämpfer wird bei der Bewegung des Kolbens im Zylinder durch Dros-

seln gedrückt. Die so erzeugten Strömungsverluste wirken der Kolbenbewegung entgegen, wodurch die Dämpferkraft entsteht.

Die Dämpferkraft hängt von dem Volumenstrom durch die Drosselbohrungen bzw. der Relativgeschwindigkeit zwischen Drosselkolben und Dämpferzylinder ab. Als Bauteilkenngröße setzt man deswegen den als Dämpfungskonstante  $r$  bezeichneten Quotienten aus der entstehenden Dämpferkraft und der zugehörigen Kolbengeschwindigkeit an.

$$r = \frac{F_D}{v_K} \quad (3.2)$$

Die Dämpfungskonstante wird in der theoretischen Berechnung zwar als, wie der Name schon sagt, konstant über den Geschwindigkeitsbereich angesetzt, was aber nur selten den tatsächlichen Dämpfereigenschaften entspricht. Eine Abhängigkeit zwischen Kolbengeschwindigkeit und Dämpferkraft bleibt allerdings auch beim realen Dämpfer bestehen ( $r=f(v)$ ). Je nachdem, ob die Dämpfungskonstante bei zunehmender Kolbengeschwindigkeit kleiner oder größer wird, spricht man von einem degressiven oder einem progressiven Dämpfungsverhalten. Der Zusammenhang zwischen Bauteildämpfung  $r$  und Systemdämpfung  $D$  eines schwingenden Systems lässt sich, wie in Gl. (2.3) beschrieben, herstellen.

### - Bauformen

Bei hydraulischen Teleskopdämpfern unterscheidet man grundsätzlich zwischen Ein- und Zweirohrdämpfern. Beide Bauformen werden in gefederten Fahrersitzen verwendet.

**Einrohrdämpfer:** Beim Einrohrdämpfer wird das von der Kolbenstange verdrängte Flüssigkeitsvolumen durch Komprimieren eines im Dämpfer eingeschlossenen Gasvolumens aufgenommen (Bild 3.11). Dieses Gasvolumen ist entweder durch einen beweglichen Trennkolben oder eine Membran von der Ölfüllung getrennt, dann ist die Einbaulage des Dämpfers beliebig. Oder der Dämpfer wird mit der Kolbenstange nach unten zeigend eingebaut, so dass das in den oberen Arbeitsraum strömende Öl lediglich von einer Prallscheibe gebremst und beruhigt wird.

Bei Belastung des Dämpfers in Druckrichtung stützt sich die Ölsäule oberhalb des Kolbens über das kompressible Gasvolumen ab. Gleichzeitig steht die Flüssigkeitssäule unterhalb des Kolbens unter Zugbelastung. Sobald hier der Druck so weit abgesunken ist, dass der Öldampfdruck erreicht ist, bildet sich eine Öldampfblase unter dem Kolben, was dem Abreißen der Ölsäule entspricht [78].

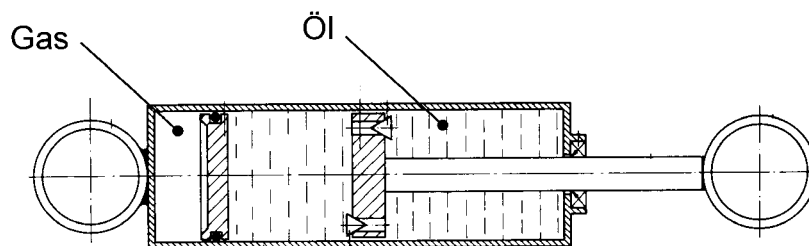


Bild 3.11: Einrohr-Teleskopdämpfer [78]

Die vom Gasdruck auf die Dämpferkolben-Fläche ausgeübte Gaskraft muss daher größer sein als die maximale Dämpferkraft, da ansonsten bei schlagartigen Kolbenbewegungen das Gas komprimiert würde, während in dem dem Gasvolumen gegenüberliegenden Teil des Dämpferarbeitsraumes der Druck auf 0 bar abfiel. Dies würde bei plötzlicher Richtungsumkehr der Kolbenstangenbewegung zu kurzzeitigem Aussetzen des Dämpfers und zu Kavitationserscheinungen an den Widerständen am Kolben führen. Daher beträgt der Gasdruck im Ausgleichsvolumen üblicherweise 30 bis 40 bar. Die vom Gasdruck auf die Fläche des Kolbenstangenquerschnitts ausgeübte Gaskraft bedingt eine Ausfahrkraft der Kolbenstange, welche bei der Auslegung einer Feder-Dämpfer-Kombination berücksichtigt werden muss.

Dieser Gasdruck, der über die Trennmembran auf das Fluid wirkt, führt zu hohen Anforderungen an die Gestaltung und Herstellung der Kolbenstangendichtung. Um hier über die gesamte Betriebsdauer Dichtheit zu gewährleisten, muss die Kolbenstange eine hohe Oberflächengüte und -härte aufweisen, und gleichzeitig muss die Durchführungsbohrung in einem engen Toleranzband liegen.

An das Dichtungspaket selbst werden ebenfalls hohe Anforderungen gestellt, einerseits in Bezug auf Verschleiß, andererseits auf die Reibwerte des tribologischen Systems.

**Zweirohrdämpfer:** Beim Zweirohrdämpfer wird das von der eintauchenden Kolbenstange verdrängte Flüssigkeitsvolumen über ein Bodenventil in den als Ausgleichsraum dienenden Mantelraum zwischen Innen- und Außenrohr gedrückt und beim Ausfahren der Kolbenstange in den Arbeitsraum zurückgesaugt. Der Mantelraum weist eine Entlüftungsbohrung zur Umgebung auf. Im nichtbewegten Zustand ist der Flüssigkeitsdruck gleich dem Umgebungsdruck. Bild 3.12 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines Zweirohrdämpfers.

Beim Einfahren der Kolbenstange werden die Dämpferkräfte vor allem durch das Bodenventil IV aufgebracht, während in der Zugstufe das Bodenventil III nur als Rückströmventil dient, um einen Ölvolumenausgleich für das Kolbenstangenvolumen zu schaffen. Die Dämpferkräfte werden im Zugmodus vor allem durch das Kolbenventil II erzeugt. Das zwischen dem Arbeitsraum und dem Mantelraum pulsierende Ölvolumen wird dabei im Mantelraum gekühlt.

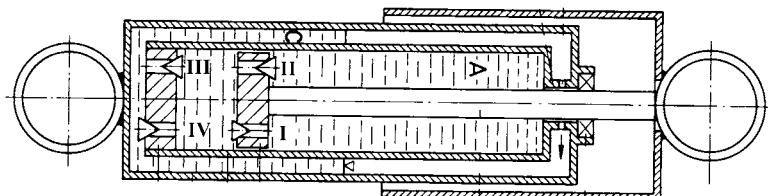


Bild 3.12: Zweirohr-Teleskopdämpfer [78]

Bei dem Einsatz von Zweirohrdämpfern ist die Einbaulage des Dämpfers zu beachten. Sie sollte nicht mehr als 45° aus der Senkrechten betragen, da sonst das



Bodenventil teilweise Luft ansaugen würde. Nur Spezialausführungen lassen einen lageunabhängigen Einbau zu.

Vergleicht man Ein- und Zweirohrsysteme, so zeigen Einrohrdämpfer die folgenden Vorteile [78]:

- gute Kühlung des freiliegenden Zylinderrohrs,
- bei gleichem Außendurchmesser und gleicher Kraft geringere Öldrücke,
- die Tendenz des Öls zu verschäumen ist aufgrund des Innendruckes geringer und dadurch die Möglichkeit größer, auch hochfrequente Schwingungen kleiner Amplituden zu dämpfen,
- bei vorhandener Trennmembran oder -kolben die beliebige Einbaulage.

Die Nachteile des Einrohrdämpfers sind:

- die höheren Kosten aufgrund höherer erforderlicher Fertigungstoleranzen,
- die höheren Anforderungen an die Kolbenstangendichtung wegen des statischen Innendruckes, dadurch
- höhere Reibkräfte zwischen Kolbenstange und Dichtung
- geringere Lebensdauer

### - Ventile

**Passive Dämpfer:** Für die Ausbildung der Dämpferkraft bei passiven Stossdämpfern ist die Gestaltung der Widerstandsdröseln entscheidend. Um unterschiedliche Zug- und Druckkräfte zu erhalten, werden diese nur in einer Richtung durchströmt. Deshalb werden die Drosselbohrungen mit Rückschlagventilen kombiniert. Die gesamte Einheit wird Ventil genannt.

Am Beispiel eines Einrohrdämpfers der Fa. STABILUS soll der Aufbau einer Ventileinheit erläutert werden. Es handelt sich um einen einstufigen Dämpfer, d.h. dass für jede Durchströmungsrichtung des Kolbens nur eine Ventilstufe zur Verfügung steht. Die Dämpfungsbohrungen im Kolben werden durch eine Ringmembran nach Art einer Tellerfeder abgedeckt. Die Dämpfung erfolgt dabei durch den vom Differenzdruck abhängigen Ringquerschnitt. Eine genauere Beschreibung des Ventilmechanismus erfolgt unter Bezugnahme auf Bild 3.13.

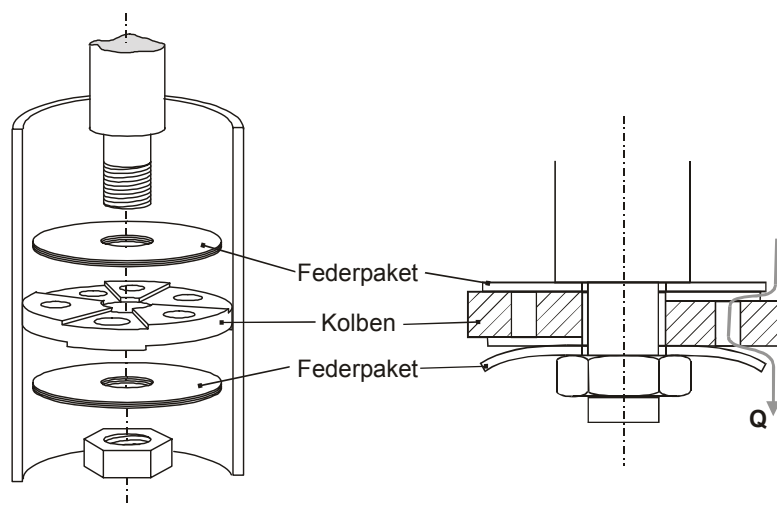


Bild 3.13: Kolben und Ventile eines passiven Einrohr-Fahrersitzdämpfers

Wie man in der Explosionsdarstellung erkennen kann, hat der Kolben 6 Dämpfungsbohrungen. Jeweils drei der Bohrungen sind im zusammengebauten Zustand von den Tellerfederpaketen oben und unten abgedeckt. Bei einer Aufwärtsbewegung des Kolbens werden die oberen Tellerfedern durch den entstehenden Differenzdruck verstärkt an ihre Auflagefläche gepresst, dichten die drei Bohrungen ab, und bilden so das Rückschlagventil.

Die anderen drei Bohrungen können durchströmt werden. Um einen Volumenstrom zuzulassen, muss gleichzeitig das untenliegende Tellerfederpaket aufgebogen werden, wodurch der bereits erwähnte Ringquerschnitt entsteht. Für die Dämpferkraft bei einer Aufwärtsbewegung des Kolbens ist also das untere Tellerfederpaket verantwortlich.

Entscheidende Einflussgrößen auf die Größe und Gestalt des durchströmten Querschnitts sind demnach der Bohrungsdurchmesser, der Federaußendurchmesser und die Gesamtfedersteifigkeit des Tellerfederpaketes. Durch Variation dieser Parameter werden die Dämpferkräfte für die Zug- und die Druckstufe eingestellt.

Bei manuell einstellbaren Dämpfern, die im oberen Marktsegment der Fahrersitze eingesetzt werden, erfolgt die Verstellung der Dämpfercharakteristik durch Verschließen einiger Dämpferbohrungen mittels einer Segmentscheibe. Diese ist im axial geteilten Kolben drehend gelagert, die Kolbenstange ist hohlgebohrt und nimmt die Verstellwelle auf.

Obwohl analytische Untersuchungen über die Berechnung der Stoßdämpferventile vorliegen [55], lässt sich das Verhalten des Dämpfers bei Neukonstruktionen in der Regel nicht voraussagen. Aufgrund der vielen Einflussparameter (Ölviskosität, Bohrungsform und -durchmesser, Leckverluste, Höhe der Ölsäule, Reibung) ist man bei der Neuauslegung eines Dämpferventils weiterhin auf Versuche angewiesen. Der Einsatz von CFD (computerized fluid dynamics) lässt hier jedoch Fortschritte erwarten.

**Regelbare Dämpfer:** Entsprechend der Einordnung der Schwingungsdämpfer nach Bild 3.10 können für regelbare Dämpfer mehrere Arten von Ventilen verwendet werden. Die Änderung des Dämpferparameters erfolgt dann aufgrund einer Änderung des durchströmten Querschnitts, die Dämpferkraft bleibt dabei von der Dämpfergeschwindigkeit abhängig.

Bei Dämpfern, deren Kennung lediglich von 'weich' nach 'hart' umschaltbar ist, können einfache 2-Wege-Ventile zum Einsatz kommen. Für die einfache Umsetzung von Regelalgorithmen existieren Lösungen, die mit mechanisch betätigten Ventilen auskommen [44]. Bei den im Automobilbau eingesetzten Dämpfern haben sich jedoch elektromagnetisch betätigte Ventile durchgesetzt, da diese wirkungsvollere Regelungen gestatten [38]. Sie werden üblicherweise in den Dämpferkolben integriert, sind dann jedoch für eine Instandsetzung nicht mehr zugänglich.

Für eine kontinuierliche Verstellung der Dämpferkennung müssen Stetigventile verwendet werden. Diese sind aus der Hydraulik als Servo- und Proportionalventile bekannt. Während Servoventile hohe Anforderungen an die Herstellungsgenauigkeit

und an die Verschmutzungsfreiheit des Öls stellen, benötigen die einfacher aufgebauten Proportionalventile i.A. zum Betrieb einen Regelkreis mit der Ventilkolbenstellung als Regelgröße. Diese Tatsachen verteuern die Ventile erheblich, so dass sie bisher, obwohl von Leistungsumsetzung und Dynamik für semi-aktive Dämpferregelungen durchaus geeignet, nur in Prototypen verwendet wurden.

Einen besseren Kosten-Nutzen-Effekt versprechen Pulsweitenmodulierte (PWM) Ventile. Bei diesen handelt es sich um getaktete Schaltventile, die den Volumenstrom über eine Änderung der Pulsweite (bei konstanter Pulsfrequenz) kontinuierlich dosieren können. Von der Baugröße her sind sie leicht in einen Dämpferkolben zu integrieren, die derzeit verfügbaren PWM-Ventile eignen sich aufgrund ihrer Hystereseigenschaften und ihrer Dynamik jedoch nur bedingt für den Einsatz in Fahrersitzdämpfern [82]. Verbesserte Ansteuerungen und die Möglichkeit, die Ventile bei Schaltfrequenzen zu betreiben, die keinen vollständigen Ventilkolbenhub erlauben, lassen ein großes Entwicklungspotenzial erwarten [11].

### - Strömung von Fluiden

Neben der konstruktiven Gestaltung der Widerstandsdröseln sind die rheologischen Merkmale der eingesetzten Fluide entscheidend für die Ausbildung der Dämpferkraft. Die Grundlagen zur Beschreibung des Fließverhaltens sollen daher im Folgenden näher beschrieben werden.

Obwohl man keine generelle Aussage machen kann, welcher Strömungszustand (laminar oder turbulent) in den Widerstandsdröseln vorliegt, gelten die nachfolgenden Betrachtungen für eine *laminare* Strömung, da sich die Verhältnisse dann wesentlich vereinfachen.

**Newtonsche Flüssigkeiten:** Die in herkömmlichen Stoßdämpfern eingesetzten Mineralöle werden zu den Newtonschen Fluiden gezählt. Diese Flüssigkeiten zeichnen sich dadurch aus, dass sie dem Newtonschen Schubspannungsansatz entsprechen. Dieser beschreibt den Schubspannungszustand im Fluid, wenn dieses zwischen zwei parallelen, relativ zu einander mit konstanter Geschwindigkeit  $v_{x,0}$  bewegten Platten eingeschlossen ist (Bild 3.14):

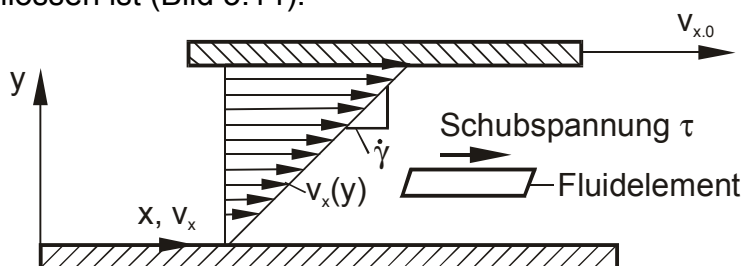


Bild 3.14: Strömung eines Newton-Fluids zwischen zwei bewegten Platten

Der Schubspannungsverlauf für die Koordinate senkrecht zur Plattenbewegung ist über die dynamische Viskosität  $\eta$  linear mit dem Geschwindigkeitsquergradienten  $dv_x/dy$  verknüpft. Dieser Geschwindigkeitsgradient wird häufig auch als Scherrate  $\dot{\gamma}$  bezeichnet.

$$\tau(y) = \eta \frac{dv_x}{dy} \quad (3.3)$$

Strömt ein Newtonsches Fluid durch ein Rohr mit kreisförmigem Querschnitt, so bildet sich im Innern ein spezifisches Geschwindigkeits- und Schubspannungsprofil aus. Der Volumenstrom wird durch das *Hagen-Poiseuillesche* Gesetz beschrieben:

$$Q = \frac{\pi r_0^4 (p_1 - p_2)}{8 \eta l} \quad (3.4)$$

Es besagt, dass der Volumenstrom  $Q$  proportional zum Druckunterschied zwischen Rohranfang und Rohrende und zur 4. Potenz des Rohrradius und umgekehrt proportional zur Rohrlänge und zur dynamischen Viskosität des Strömungsmediums ist.

Das Geschwindigkeitsprofil über der Zylinderkoordinate  $r$  ergibt sich aus dem Gesetz von *Stokes*,

$$v_x(r) = \frac{p_1 - p_2}{4 \eta l} \cdot (r_0^2 - r^2) \quad (3.5)$$

das eine quadratische Abhängigkeit widerspiegelt, was auch durch das parabelförmige Geschwindigkeitsprofil in Bild 3.15 deutlich wird.

**Binghamsche Flüssigkeiten:** Ein Bingham-Fluid unterscheidet sich von einem Newton-Fluid dadurch, dass ein Fließen erst bei Überschreiten der Fließgrenze  $\tau_F$  beginnt. Unterhalb dieser Grenze verhält es sich wie ein elastischer Körper, darüber wie eine Newtonsche Flüssigkeit. Es gilt hier für den Zusammenhang von Strömungsgeschwindigkeit und Schubspannung das Gesetz von *Bingham*:

$$\tau = \tau_F + \eta \dot{\gamma}, \quad \tau > \tau_F \quad (3.6)$$

Unterschreitet die Schubspannung die Fließgrenze (was üblicherweise bei Dehnungen unterhalb von  $10^{-3}$  eintritt), so stellt sich im Fluid ein elastisches Verhalten ein:

$$\tau = G \gamma, \quad \tau < \tau_F \quad (3.7)$$

Hierbei repräsentiert  $G$  das Schubmodul des Bingham-Körpers [105].

Während beim Newtonschen Fluid die Schubspannung zwischen den bewegten Platten nach Gl.(3.3) linear zunimmt, bilden sich im Bingham-Medium flüssige und feste Schichten aus, so dass ein parabelförmiges Strömungsprofil nicht mehr gegeben ist. In Bild 3.15 sind qualitativ die Fließkurven eines Newton- und Bingham-Fluids, sowie die Geschwindigkeitsprofile bei laminarer Rohrströmung dargestellt.

In den Randbereichen des Rohrquerschnitts, in denen die im Fluid herrschende Schubspannung größer als die Fließgrenze  $\tau_F$  ist, verhält sich das Bingham-Fluid wie das Newtonsche Fluid nach Gleichung (3.3). In der Rohrmitte hingegen liegt die Schubspannung unterhalb  $\tau_F$ , so dass sich ein Pfropfen bildet.

Für eine analytische Beschreibung des Strömungszustands eines Bingham-Mediums sei auf [3, 4] verwiesen. Neben körnigen Suspensionen wie Abwasserschlämme, Ketchup oder Zahnpasta werden die nachfolgend beschriebenen, steuerbaren Flüssigkeiten zu den Bingham-Fluiden gezählt.

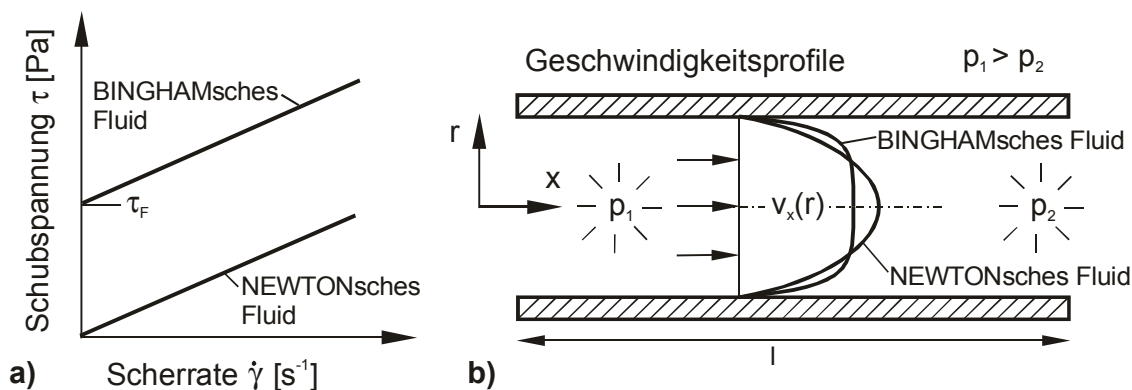


Bild 3.15: a) Fließkurven und b) Geschwindigkeitsprofile bei laminarer Rohrströmung von Newtonschen und Bingham'schen Fluiden

### 3.4.2 Elektrorheologische Fluide und magnetorheologische Fluide

Als steuerbare Fluide bezeichnet man Materialien, die auf ein angelegtes elektrisches oder magnetisches Feld mit Änderungen bezüglich ihrer rheologischen Eigenschaften reagieren. Dieser Effekt tritt in Erscheinung, wenn die Fluide einer Scherbeanspruchung ausgesetzt sind. Die aus der Verformungsbeanspruchung resultierende Reaktionskraft des Fluids steigt dabei mit der Größe des aufgebrachten Feldes. Üblicherweise werden die Eigenschaften des Fluids mit einem Bingham-Modell beschrieben, dessen Fließgrenze  $\tau_F$  von der magnetischen ( $H$ ) oder elektrischen ( $E$ ) Feldstärke abhängt [71]:

$$\tau = \tau_F(H, E) + \eta\dot{\gamma} \quad (3.8)$$

Steuerbare Fluide sind bekannt als elektrorheologische (ER) - und magnetorheologische (MR) - Fluide. Das Interesse an diesen Flüssigkeiten erwächst aus deren Potenzial, einfache, schnell reagierende und kostengünstige Verbindungsglieder zwischen elektronischen Regelungen und mechanischen Systemen zu bilden [7].

Während ER-Fluide seit ihrer Entdeckung um 1940 in zahlreichen Forschungsarbeiten untersucht wurden, sind MR-Fluide weit weniger bekannt. Sie bestehen, wie ER-Fluide, aus einer nicht-kolloidalen Suspension polarisierbarer Teilchen, deren Größe wenige Mikrometer beträgt.

MR-Fluide unterscheiden sich von sog. kolloidalen Ferrofluiden dadurch, dass deren Teilchengröße um den Faktor 1000 kleiner ist, und sie deshalb unter Einfluss eines magnetischen Feldes nur eine sehr geringe Zunahme des Fließwiderstands zeigen.

**Zusammensetzung von MR-Fluiden:** MR-Fluide bestehen hauptsächlich aus drei Komponenten:

- fein verteilte ferromagnetische Partikel
- Trägerfluid
- Stabilisierer

Die Partikel sind normalerweise sphärisch geformt und weisen einen Durchmesser zwischen 1 und 10  $\mu m$  auf. Sie werden normalerweise aus Carbonyl-Eisen hergestellt, das eine hohe magnetische Permeabilität aufweist [2].

Die volumetrische Konzentration der verteilten Partikel kann bis zu 50% des gesamten Fluidvolumens betragen. Sobald ein magnetisches Feld wirkt, werden die Partikel polarisiert, so dass sie Ketten parallel der magnetischen Flussrichtung bilden. Diese Partikelketten bewirken, dass die messbare Viskosität oder der Fließwiderstand des Fluids steigt. Wird das Feld abgeschaltet, verteilen sich die Partikel wieder homogen im Trägerfluid, und die Viskosität verringert sich wieder. Bild 3.16 veranschaulicht den Vorgang der Partikelkettenbildung.

Die zweite Komponente eines MR-Fluids ist die Trägerflüssigkeit, in der die Partikel eingebettet sind. Es werden normalerweise niedrigviskose Fluide wie Silikonöle, Kerosin oder synthetische Öle verwendet.

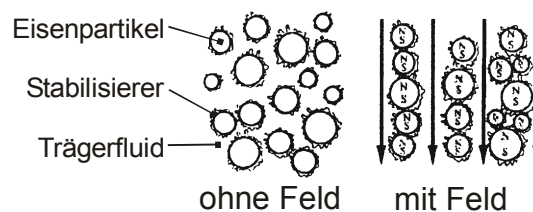


Bild 3.16: Ausrichtung der Eisenpartikel im MR-Fluid [53]

Um die Partikel fein verteilt im Trägerfluid zu halten, ist ein Stabilisierer notwendig. Dieser muss dabei sowohl eine Agglomeration der Partikel untereinander unterbinden, als auch verhindern, dass die Partikel sich in der Trägerflüssigkeit absetzen (Sedimentation). Zum Einsatz kommen hier verschiedene Materialien wie Silica-Gel oder Oleinsäure, die eine Struktur um die Ferropartikel bilden [2].

**Vergleich von ER- und MR-Fluiden:** Gebräuchliche ER - Fluide zeigen normalerweise eine Scherbeanspruchungsfestigkeit bei dynamischer Beanspruchung in der Größenordnung von 3 bis 5 kPa bei einem angelegten elektrischen Feld von ca. 4 kV/mm. Die dynamische Viskosität liegt zwischen 0,2 und 0,3 Pa·s bei 25°C, wenn kein elektrisches Feld angelegt wird [105].

Die Festigkeit von ER-Fluiden ist grundsätzlich begrenzt durch die Versagensfestigkeit des Fluids bezüglich des elektrischen Feldes. Die maximale Betriebstemperatur hängt von dem zugrunde liegenden Polarisationsmechanismus ab. Gut leitende, gleichstrombeaufschlagte Fluide, die durch einen Ionenfluss polarisiert werden, können bei 10°C bis 90°C eingesetzt werden. Solche Fluide besitzen bei Raumtemperatur einen elektrischen Widerstand, der eine Stromdichte von ca. 5 mA/cm<sup>2</sup> bei einem relativ starken elektrischen Feld von 3 kV/mm erforderlich macht.

ER - Fluide, deren Polarisationsmechanismus nicht auf einem Ionenstrom basiert sind i.d.R. über einem größeren Temperaturbereich einsetzbar (ca. -25 bis 125°C). Sie werden einem hochfrequenten Wechselstromfeld ausgesetzt, um den Einfluss elektrophoretischer Effekte zu minimieren und weil die Gleichstromleitfähigkeit dieser Fluide vernachlässigbar gering ist.

Gebräuchliche MR - Fluide zeigen dagegen eine Scherbeanspruchungsfestigkeit bei dynamischer Beanspruchung in der Größenordnung von 50 bis 100 kPa bei einem angelegten magnetischen Feld von ca. 200 kA/m und eine Null-Feld-Viskosität zwi-

schen 0,2 und 0,3 Pa·s bei 25°C. Genauso wie ER-Fluide weisen MRF einen Sättigungseffekt auf. Bild 3.17 zeigt die für die Auslegung von MR-Aktuatoren entscheidende Abhängigkeit der Schubspannung im Fluid bei wachsender magnetischer Induktion  $B$ . Oberhalb einer Flussdichte von 1 T nehmen die Schubspannungen kaum mehr zu, da die sich magnetischen Dipole der Partikel vollständig ausgerichtet haben. Es ist nun die Sättigungspolarisation des Fluids erreicht, die die maximale Festigkeit eines MR - Fluids begrenzt.

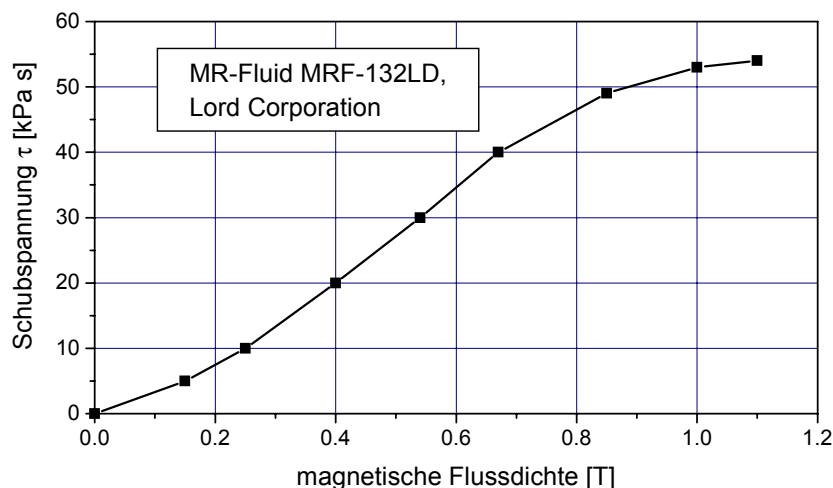


Bild 3.17: Schubspannung über Flussdichte des MR-Fluids MRF-132LD [67]

Der Temperaturbereich, in dem MR-Fluide brauchbar sind, hängt nicht vom Polarisationsmechanismus der Partikelketten (wie bei ER-Fluiden) ab, sondern vielmehr von den Eigenschaften des Trägermediums. Deshalb ist mit MR - Fluiden ein Temperaturbereich von -40 bis 150°C leicht zu realisieren.

Dissipative Ströme und Energieverluste sind so gering, dass sie bei der Dimensionierung eines Bauteils nicht berücksichtigt werden müssen. Selbst das Magnetfeld eines Permanentmagneten reicht aus, um das Fluid ausreichend mit Energie zu versorgen [7].

Die Eigenschaften beider Fluidarten sind in Tabelle 3.2 zusammengefasst.

	ER-Fluid	MR-Fluid
Scherbeanspruchungs-Festigkeit	2 - 5 kPa (3-5 kV/mm) Feld durch Durchschlag-effekt begrenzt	50 - 100 kPa (150 - 250 kA/m) Feld durch Sättigungseffekt begrenzt
Viskosität (ohne Feld)	0,2 - 0,3 Pa s	0,2 - 0,3 Pa s
Einsatztemperatur	+10 bis +90 °C (DC) -25 bis +125 °C (AC)	-40 bis +150 °C (begrenzt durch Trägerfluid)
Stromdichte	2 - 15 mA/cm <sup>2</sup> (bei 4kV/mm)	aktivierbar mit Permant-magnet
spez. Dichte	1 - 2,5 g/cm <sup>3</sup>	3 - 4 g/cm <sup>3</sup>

Tabelle 3.2: Eigenschaften typischer ER- und MR-Fluide [7]

Außer der relativ geringen übertragbaren Schubspannung weisen ER-Fluide zwei weitere gravierende Nachteile auf, die ihren praktischen Einsatz bisher behinderten [6]:

- Temperaturempfindlichkeit; die erforderliche Feldstärke, um eine gewünschte Schubspannung zu erzielen, ist bei ER-Fluiden stark von der Fluidtemperatur abhängig.
- Verschmutzungsempfindlichkeit; da der ER-Effekt auf Ionenwanderung oder Ladungsverschiebungen beruht, reagiert das Fluid sehr empfindlich auf Kontamination.

Neben den dargestellten, rein fluidspezifischen Eigenschaften müssen für die Auslegung und Anwendung der mit diesen Fluiden ausgestatteten Aktuatoren auch die notwendigen Zusatzeinrichtungen berücksichtigt werden:

Für die Aufbringung eines Magnetfelds reicht ein Elektromagnet aus, der bereits bei geringer Versorgungsspannung (Bordspannung) und relativ kleiner Stromstärke eine nennenswerte magnetische Induktion erzielt.

Die hohen elektrischen Feldstärken, die für einen ER-Effekt notwendig sind, verlangen aufwändige Schaltungen, da mit Hochspannungen gearbeitet werden muss. Weiterhin muss auf eine gute Isolierung der Verkabelung geachtet werden. Diese zusätzlichen Maßnahmen verteuern Aktuatoren mit ERF erheblich [6].

### 3.4.3 Magneto-rheologische Stossdämpfer

#### - Grundprinzipien von MRF-Aktuatoren

Energiewandler mit MR - Fluiden können nach drei grundsätzlichen Wirkprinzipien aufgebaut werden, die nach der Art der Krafteinwirkung auf die MRF unterschieden werden (Bild 3.18): in a) Strömungs- oder Ventil-Modus (flow-mode), b) Scher-Modus (shear-mode) und c) Quetsch-Modus (squeeze-mode).

Bei allen dargestellten Energiewandlern befindet sich die Flüssigkeit in einem Spalt der magnetischen Flussführung. Die Feldlinien dieses magnetischen Steuerfeldes laufen senkrecht zur Strömungs- bzw. Scherungsrichtung. Die Wirkprinzipien unterscheiden sich dahingehend, ob die gegenüberliegenden Spaltflächen entweder relativ zueinander bewegt werden (Scher- und Quetschanordnung) oder feststehend sind (Ventilanordnung).

Beim Scher-Modus befindet sich die MRF zwischen relativ zueinander bewegten Scherungsflächen, die sich ihrerseits zwischen den Polschuhen eines Elektromagneten befinden. Zur Vermeidung von Wirbelströmen können die Scherungsflächen aus elektrisch nicht leitendem Material sein. Durch das magnetische Feld kann das übertragbare Moment gesteuert werden. Dieses Prinzip wird daher vor allem bei Kuppelungen und Bremsen eingesetzt, es gibt aber auch MR-Stossdämpfer in Scher-Anordnung [9, 90].



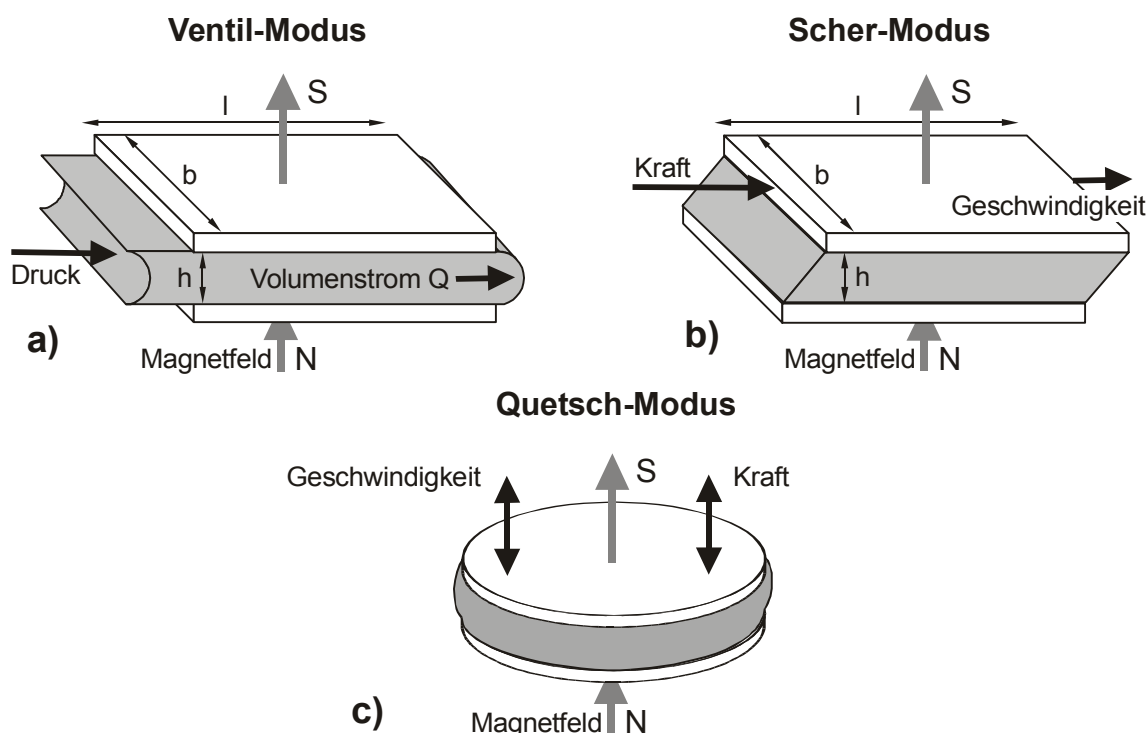


Bild 3.18: Wirkprinzipien von MRF-Aktuatoren

In Anwendungen nach dem Ventil-Modus fließt das MR-Fluid direkt zwischen den Polschuhen hindurch. Hier wird durch ein magnetisches Feld der MRF-Fließwiderstand gesteuert, wobei die magnetischen Feldlinien senkrecht zur Strömungsrichtung verlaufen. Derartige Ventiltypen werden vor allem zur Realisierung von Stoßdämpfern eingesetzt.

In einem MRF-Aktuator nach dem Quetschprinzip wirkt eine Normalspannung auf das MR-Fluid. Eine Abstandsänderung der beiden Bewegungsflächen verursacht eine Stauchung bzw. Dehnung der MRF, und bewirkt eine Quetschströmung zwischen den Flächen. Mit Hilfe eines Magnetfelds kann der Druck und somit die zur Bewegung notwendige Normalkraft gesteuert werden. Da die erzielbaren Amplituden jedoch relativ klein sind, eignet sich dieses Wirkprinzip vor allem für Motorlager.

### - Auslegung von MR-Schwingungsdämpfern

**Spaltgeometrie:** Beim Fließen des MR-Fluids durch eine Ventilanordnung entspr. Bild 3.18a tritt ein Druckverlust  $\Delta p$  ein. Dieser kann für einen laminaren Strömungszustand in eine feldunabhängige Komponente  $\Delta p_\eta$  und einen, durch die Schubspannungserhöhung infolge des wirkenden Magnetfelds hervorgerufenen Druckverlust  $\Delta p_\tau$  zerlegt werden [7, 65, 105]:

$$\Delta p = \Delta p_\eta + \Delta p_\tau \quad (3.9)$$

$$\text{mit } \Delta p_\eta = \frac{12\eta Q l}{h^3 b} \quad (3.10)$$

$$\text{und } \Delta p_\tau = \frac{c \tau_y l}{h} \quad (3.11)$$

Gleichung (3.10) entspricht dabei dem *Hagen-Poiseuilleschen* Gesetz (3.4) für einen rechteckförmigen Fließquerschnitt. Mit dem Term (3.11) wird das Bingham-Verhalten des Fluids beschrieben. Der Parameter  $c$  variiert dabei in einem Bereich von 2 (für  $\Delta p_\tau / \Delta p_\eta$  kleiner als 1) bis maximal 3 (für  $\Delta p_\tau / \Delta p_\eta$  größer als 100) [14].

Das Verhältnis  $\Delta p_\tau / \Delta p_\eta$  ist für die Beurteilung der Regelbarkeit des Dämpfers das entscheidende Kriterium, da es, multipliziert mit der druckbeaufschlagten Kolbenfläche, die Spanne der Dämpferkräfte bei angelegtem Feld und ohne Feld wiedergibt.

Während die Gleichungen (3.9) bis (3.11) für die Auslegung des MR-Dämpfers sicherlich nützlich sind, spiegeln sie jedoch nicht den Einfluss der verschiedenen Parameter genügend gut wider. Hierfür eignet sich das minimale aktive Ventilvolumen besser [6, 14]. Gleichung (3.9) kann dazu umgestellt werden zu:

$$V_v = \frac{12}{c^2} \left( \frac{\eta}{\tau_y^2} \right) \lambda Q \Delta p_\tau \quad (3.12)$$

Der vom MR-Fluid durchflossene Spalt nach Bild 3.18a muss das Volumen  $V_v = lbh$  aufweisen, um ein gefordertes Regelungsverhältnis  $\lambda = \Delta p_\tau / \Delta p_\eta$  bei einem festen Volumenstrom  $Q$  und einem gewünschten Druckverlust  $\Delta p_\tau$  zu erzielen.

Das Ventilvolumen hängt nach Gl.(3.12) vom Verhältnis der Null-Feld-Viskosität zum Quadrat der erzielbaren Schubspannung  $\tau_y$  ab. Dies begünstigt den Einsatz von MRF gegenüber ERF, da die Aktuatoren um ein vielfaches kleiner sein können [6].

In der Praxis ist meist der Teilkreisdurchmesser bekannt, der die Lage der konzentrischen Spalte im Kolben bestimmt, und damit die Spaltbreite. Nach Vorgabe des Arbeitspunktes ( $Q$ ,  $\Delta p_\tau$ ,  $\lambda$ ) des Dämpfers muss im Datenblatt der MRF die Schubspannung des Fluids bei Sättigungsmagnetisierung und der  $Q$  entsprechenden Scherrate bestimmt werden [65]. Zusammen mit der Null-Feld-Viskosität  $\eta$  lassen sich dann mit Gleichung (3.12) die fehlenden Ventildimensionen  $l$  und  $h$  errechnen. Ein genauerer Auslegungsprozess erfordert jedoch mehrere Iterationen zwischen Ventilgeometrie und magnetischer Flussführung.

**Einschränkungen:** Der Dämpferauslegung nach obigen Gleichungen liegt ein ideales Bingham-Modell der MRF zugrunde. Reale MRF weisen jedoch signifikante Abweichungen zu diesem Modell auf. Besonders entscheidend ist, dass die Null-Feld-Viskosität nicht konstant ist, und somit kein Newton-Verhalten zeigt, sondern von der Größe der Scherrate abhängt. Bild 3.19 zeigt den Verlauf der Null-Feld-Viskosität des MR-Fluids MRF-132LD, das in den Stossdämpfern der Lord Corporation verwendet wird.

Die dynamische Viskosität  $\eta$  weist gerade bei kleinen Geschwindigkeiten hohe Werte auf. Ebenso ist in diesem Bereich der Gradient besonders groß. Für die Festsetzung des Regelungsverhältnisses  $\lambda$  und der Auslegung der Ventilgeometrie muss daher der Arbeitspunkt des Dämpfers bezüglich der im Spalt auftretenden Scherrate ( $\approx Q/bh^2$ , [65]) bekannt sein.

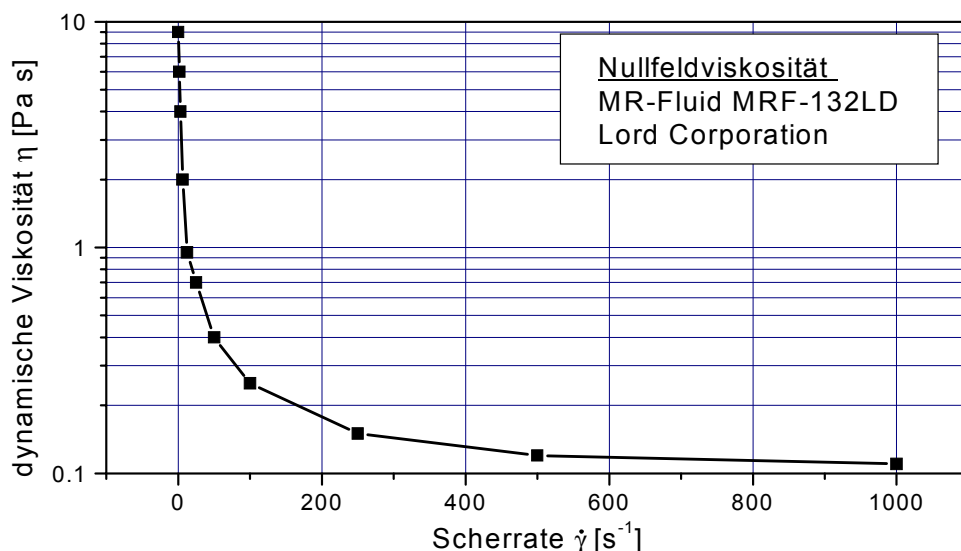


Bild 3.19: Null-Feld-Viskosität der MRF-132LD bei wachsender Scherrate [67]

Die Reibung in Kolben- und Kolbenstangendichtung des Dämpfers spielt in der Praxis bei der Bestimmung des Regelbereiches des Dämpfers ebenfalls eine Rolle. Selbst bei genügend großem Verhältnis  $\eta/\tau_y$  kann es dazu kommen, dass die Reibkräfte die Null-Feld-Kraft stark ansteigen lassen, so dass der Kraftregelbereich des Dämpfers vermindert wird.

**Magnetische Flussführung:** Neben der Gestaltung des Spalts ist die Führung des Magnetfelds von entscheidender Bedeutung bei der Auslegung eines MR-Dämpfers. Üblicherweise wird das MR-Ventil in den Dämpferkolben integriert. Die für die Induktion des Magnetfelds verantwortliche elektrische Spule ist entlang der Kolbenstangenachse orientiert. Das MR-Fluid kann dann den Kolben in zwei nierenförmigen Spalten durchströmen. Um das magnetische Feld auf die durchströmten Bereiche zu konzentrieren, ist der Kolben aus einem weichmagnetischen Material hoher Permeabilität und einem unmagnetischen Material aufgebaut. Bild 3.20 zeigt einen Schnitt durch einen MR-Dämpferkolben sowie eine Prinzipdarstellung der magnetischen Flussführung.

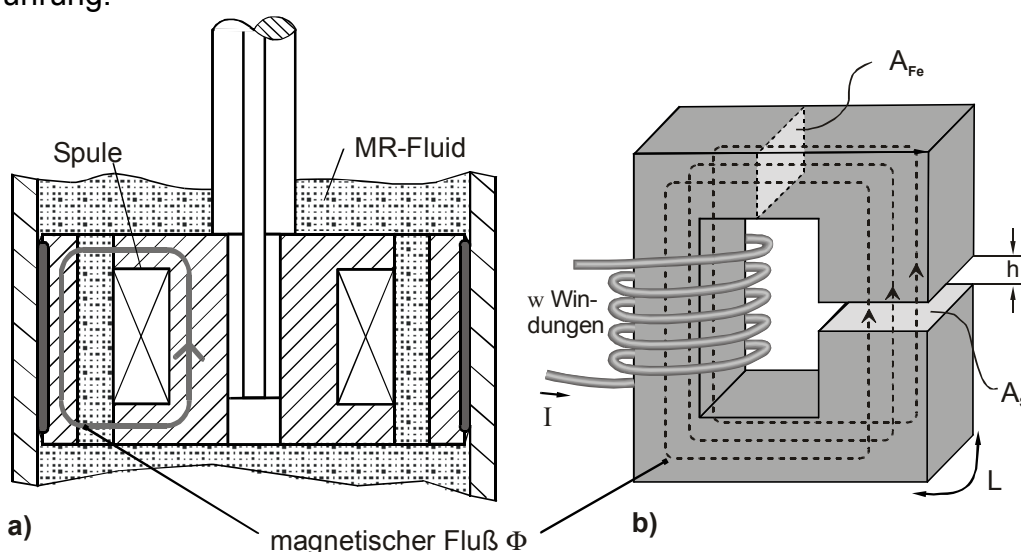


Bild 3.20 a) Schnitt durch einen Dämpferkolben

b) Prinzipdarstellung der magnetischen Flussführung

Für die Auslegung des elektromagnetischen Systems muss in einem ersten Schritt die gewünschte Schubspannung im Fluid für den Arbeitspunkt und das Regelverhältnis des Dämpfers festgelegt werden. Damit kann dann mit den fluidspezifischen Daten (vergl. Bild 3.17) die erforderliche magnetische Flussdichte  $B$  ermittelt werden.

Mit der Spaltfläche aus dem aktiven Ventilvolumen  $V_V$  lässt sich der magnetische Fluss im Spalt errechnen.

$$\Phi = B_F \cdot A_S \quad (3.13)$$

Im magnetischen Kreis gilt das Kontinuitätsgesetz, da in den einzelnen Teilgebieten des Kreises der gleiche magnetische Fluss herrscht. Damit lässt sich die Flussdichte im Magneteisen  $\Phi_{Fe}$  bestimmen,

$$\Phi = const = \Phi_{Fe} = \Phi_F \quad (3.14)$$

und über die Querschnittsfläche des Eisenkerns auch die Induktion  $B_{Fe}$ . Mit Hilfe der Magnetisierungskurve des verwendeten Werkstoffs kann die magnetische Feldstärke  $H$  im Eisen ermittelt werden, ebenso die des Fluids. Da nun die Feldstärken im magnetischen Kreis bekannt sind, kann das Durchflutungsgesetz (magnetische Spannungsgleichung) angesetzt werden:

$$\sum_i H_i l_i = I \cdot w \quad (3.15)$$

Die für die Auslegung der elektrischen Spule notwendige Amperewindungszahl  $Iw$  ist also von der Länge der Teilstrecken  $l_i$  mit konstanter Feldstärke  $H_i$  abhängig. Für den Fall, dass wie in Bild 3.20a sich zwei Magnetspalte im Kreis befinden, gilt also

$$I \cdot w = 2H_F h + H_{Fe} l_{Fe}. \quad (3.16)$$

Dieses Verfahren ist für eine grobe Auslegung der magnetischen Flussführung ausreichend. Allerdings bestehen außer den nichtlinearen Magnetisierungskurven von Magneteisen und Fluid weitere Einflussfaktoren, die für die Gestaltung des Magnetkreises entscheidend sein können [66]:

- Aufweitung des Magnetfelds im Spalt
- Verluste an Verbindungs- und Grenzflächen
- Einschränkungen hinsichtlich Spannung, Strom, und / oder Induktion
- mögliche Einbindung von Permanentmagneten in den magnetischen Fluss, um Notlaufeigenschaften zu erzielen
- Wirbelströme

Eine optimale Auslegung der Magnetflussführung erfolgt deshalb üblicherweise am Rechner mit Hilfe von FEM-Software, die für Berechnungen mit nichtlinearen, magnetischen Materialien geeignet ist.

## 3.5 Regelungsalgorithmen

Der Erfolg der geregelten Dämpfung hängt entscheidend von der gewählten Reglerstruktur ab. Diese Reglerstruktur wird mit Messgrößen des Systems versorgt, die dann im Regler selbst mathematisch miteinander verknüpft werden. Das Ausgangssignal des Reglers ist die Stellgröße  $u$ , die auf den Aktuator wirkt. Da die Reglerstruktur von der Auswahl der Messgrößen abhängt, müssen beide gemeinsam betrachtet werden, und wird im Folgenden als Regelungsalgorithmus bezeichnet.

Prinzipiell lassen sich zwei Arten von Reglerstrukturen für semi-aktive Systeme unterscheiden:

- Frequenzmodulierte Dämpfung (Entscheidung im Frequenzbereich); die Größe der Dämpfung ist abhängig vom Verhältnis der im Messsignal vorliegenden Frequenzen,
- Regelung pro Hub (Entscheidung im Zeitbereich); der Dämpfer wird abhängig von direkt mess- oder beobachtbaren Bewegungsgrößen des Schwingungssystems in Echtzeit geregelt.

### 3.5.1 Frequenzmodulierte Dämpfung

Nach der Analyse der Amplituden-Übertragungsfunktion des passiven Schwingers (Bild 2.2) ist eine große Dämpfung bei Schwingungen im Resonanzgebiet und eine geringe im Isolationsgebiet für eine gute Schwingungsisolierung wünschenswert. Daher liegt der Gedanke nahe, eine Ansteuerung des Dämpfers in Abhängigkeit der Schwingfrequenzen durchzuführen. Hierzu muss das dem Regler zugeführte Messsignal auf seine Frequenzanteile untersucht werden. Dafür bestehen derzeit mehrere technische Möglichkeiten:

- Transformation des Zeitsignals in den Frequenzbereich mit Hilfe der Fourier-Analyse
- Verwendung von Filtern

**Fourier-Analyse:** Die Realisierung einer FFT (Fast-Fourier-Transformation) ist infolge von sinkenden Hardwarepreisen und gleichzeitig höherer Rechenleistung in einem Mikrokontroller relativ einfach. Zur direkten Ansteuerung eines Dämpfers ist dieses Verfahren jedoch aufgrund der geringen Größe der zu erfassenden Resonanzfrequenz ungeeignet. Um das Signal digitaltechnisch in den Frequenzbereich zu transformieren, muss dieses erst in den Speicher des Rechners eingelesen werden. Eine FFT bringt nur dann brauchbare Ergebnisse, wenn die Abtastlänge mindestens eine Halbperiode der Schwingung beträgt. Eine Entscheidung zur Dämpferansteuerung kann demnach erst nach dieser Samplezeit erfolgen. Für schnellere Vorgänge, wie z.B. der Detektion der Achseigenfrequenz eines PKW ( $f_0 \approx 12$  Hz), ist dieses Verfahren jedoch geeignet [60]. Die dargestellten Zusammenhänge gelten auch für die kombinierte Darstellung im Zeit- und Frequenzbereich mittels der JTFA (Joint Time Frequency Analysis) oder Wavelets.

**Formfilter:** Eine Alternative zur Erfassung der Frequenzanteile besteht in der Anwendung von Filtern. Entsprechend deren Charakteristik kann das gefilterte Signal zur Dämpferansteuerung dienen. Untersuchungen über geregelte Systeme mit derartigen frequenzselektiven Filtern sind von zwei Autoren bekannt:

Am Beispiel eines Viertelfahrzeugs wird in [101] der Einfluss einer frequenzmodulierten Dämpfungskonstante, deren Vergrößerungsfunktion im Bereich der Aufbau-Eigenfrequenz und der Achs-Eigenfrequenz Maxima aufweist, analysiert. Das Formfilter wird durch eine Parallelschaltung einer PI- und einer PD-Charakteristik, jeweils zweiter Ordnung, realisiert. Bei einer Simulation im Frequenzbereich kann bei gleichbleibender dynamischer Radlastschwankung eine Komfortsteigerung von 18% gegenüber einem passiven Bezugsmodell erreicht werden. Bei einer technischen Realisierung dieses Formfilters ist der Phasengang des geregelten Systems zu beachten. Dieser Phasengang wird einmal durch das Formfilter selbst, aber auch durch das Verzögerungsverhalten der Stellglieder beeinflusst. Es wird daher ein Allpass-Glied mit einer Übertragungsfunktion  $F(s)=(1-Ts)/(1+Ts)$  zur Phasenkompensation in den Regelkreis eingefügt. Da in dieser Arbeit keine Simulation im Zeitbereich erfolgte, ist nicht bekannt, welche Ergebnisse sich bei dieser Ausführung der Regelung einstellen.

*Tattermusch* entwickelte 1988 und untersuchte messtechnisch 1996 einen Fahrersitz mit geregelter Dämpfung [96, 97]. Als Stellglied wurde ein Hydraulik-Proportionalventil im Bypass eines Stoßdämpfers verwendet. Als Messgröße findet das Signal eines Beschleunigungssensors am Kabinenboden des Fahrzeugs Verwendung, das, nach Aufbereitung in einem Regelverstärker, auf ein Bandpassfilter mit der Mittenfrequenz 1 Hz gegeben wird. Diese Mittenfrequenz entspricht der ungedämpften Eigenfrequenz des Sitzes  $f_0$ . Sobald Frequenzanteile im Anregungssignal auftreten, die im Durchlassbereich des Filters liegen, wird ein Stellsignal an das Ventil gegeben, das dieses schließt und somit die Dämpferkraft erhöht. Sitzschwingungen im Resonanzbereich sollen damit wirkungsvoll unterdrückt werden, während bei Anregung im Isolationsbereich das Filter sperrt, und somit der Dämpfer auf weich gestellt wird.

Die Untersuchungen erfolgten zunächst rechnerisch im Frequenzbereich und experimentell bei harmonischer Anregung [96]. Nachdem sich hier positive Ergebnisse zeigten wurde das System experimentell bei stochastischer Erregung geprüft [97]. Hier wurde keine Verbesserung der Schwingungsisolierung gegenüber einem passiven Referenzsitz festgestellt, was anschließend durch numerische Simulationen im Zeitbereich verifiziert werden konnte [31].

Alle untersuchten frequenzselektiven Regelalgorithmen arbeiten mit Formfiltern zur Dämpferansteuerung. Rechnerisch lässt sich damit die gewünschte Übertragungsfunktion im Frequenzbereich erreichen. Bei genaueren Untersuchungen im Zeitbereich, bei realen Randbedingungen, lässt sich jedoch folgendes Erkennen:

- die Anregung durch das Fahrzeug erfolgt immer mit stochastisch verteilten Signalen. Es liegen also nie nur Anregungsfrequenzen allein im Resonanzgebiet oder Isolationsgebiet des Sitzes vor, sondern immer ein Gemisch aus beiden Frequenzanteilen. Wird ein Filter mit diesem Frequenzgemisch wie beim System

Tattermusch beschickt, so werden zwar die niederfrequenten Anteile das Filter passieren, so dass der Regler eine hohe Dämpferkraft einstellt. Die gleichzeitig auftretenden, höherfrequenten Anregungssignale erfordern jedoch eine niedrige Dämpferrate. Das geforderte Verhalten eines semi-aktiven Reglers, die Übertragungsfunktion im Vergrößerungs- und im Isolationsgebiet gleichzeitig so gering wie möglich zu halten, ist demnach nicht gewährleistet.

- jedes technisch realisierte Filter weist Fehler beim Übertragungsverhalten im Zeitbereich auf. Neben der durch die Gruppenlaufzeit entstandene Phasenbeziehung sind dies Anstiegszeit, Überschwingweite, Welligkeit im Durchlass- und Sperrbereich. Diese Fehler beeinflussen natürlich die Güte der Regelung.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass eine frequenzmodulierte Dämpferansteuerung für adaptive Systeme durchaus geeignet ist. Für die Regelung der Dämpferkraft in Echtzeit ist diese Art der Regelung jedoch unbrauchbar.

### 3.5.2 Regelung pro Hub

Im Gegensatz zu den frequenzbasierten Regelungsalgorithmen werden bei der Konzeption einer Dämpferregelung pro Hub die messbaren Zustandsgrößen des Systems direkt miteinander im Zeitbereich verknüpft, und das Regelgesetz gebildet. Die im Folgenden vorgestellten Regelungsalgorithmen lassen sich unterscheiden in:

- kontinuierliche Dämpferkraftverstellung. Die Regelung schreibt ein Kraftgesetz vor, das unabhängig von der Relativgeschwindigkeit zwischen Anregung und Masse ist.
- diskontinuierliche Dämpferkraftverstellung. Um die Kosten für den Aktuator zu senken, wurden diese Regelgesetze für schaltbare Dämpfer entspr. Bild 3.10 entwickelt. Die wirkende Dämpferkraft ist dann immer der Relativgeschwindigkeit proportional. Da der Dämpfer zu- oder abgeschaltet wird, werden diese Regelungen auch als On-Off Regelungsalgorithmen bezeichnet. Als Zielanwendung bei der Entwicklung dieser Algorithmen wurde meist die PKW-Aufbaufederung betrachtet.

Infolge des entstehenden Stoßes beim Umschalten der Dämpferkraft sind On-Off Regelungsalgorithmen nur bedingt für den Einsatz am Fahrersitz geeignet. Da im Rahmen dieser Arbeit ein MR-Dämpfer eingesetzt wird, ist eine kontinuierliche Dämpferkraftverstellung mühelos möglich. Regelungsalgorithmen für diese Art der Dämpferverstellung versprechen ein höheres Isolationspotenzial, so dass auf diese ausführlicher eingegangen wird.

### 3.5.3 Herleitung der optimalen Regelstruktur einer aktiven Federung:

Zum Verständnis der Regelungsalgorithmen für semi-aktive Systeme soll eingangs eine voll-aktive Federung betrachtet werden. Dies ist notwendig, da die meisten Reglerentwurfverfahren für aktive, lineare Systeme entwickelt wurden. Ein semi-aktives System ist jedoch hochgradig nichtlinear, und kann daher mit diesen analyti-

schen Mitteln nur beschränkt ausgelegt werden. Die Arbeiten von *Hrovat* [40] und *Kimbrough* [49] repräsentieren einige der wenigen Versuche, eine direkte Optimierungstheorie für semi-aktive Systeme zu entwickeln.

Wie im Folgenden gezeigt, existieren jedoch Verfahren, die eine Verbindung zwischen der Reglergestaltung bei voll-aktiven und semi-aktiven Systemen machen.

**LQR-Regelung:** Eine grundlegende Methode zur Reglerauslegung im Zustandsraum ist die *Methode der quadratischen Synthese*. Dieses auch als Riccati-Entwurf oder LQR-Methode (Linear-Quadratic-Regulator) bekannte Verfahren basiert auf einer Technik, die schon in den 1960er Jahren entwickelt wurde. Durch steigende Rechnerleistung war man in den darauffolgenden Jahrzehnten in der Lage, dieses Verfahren in Raumfahrt- und militärischen Projekten anzuwenden [37]. Bei den zu regelnden Systemen handelt es sich häufig um Mehrgrößenregelkreise, d.h. es existieren mehrere Mess- und Stellgrößen (MIMO-System = Multiple Input Multiple Output). Das Verfahren ist auch bei SISO-Systemen (Single-Input Single-Output) anwendbar, wie hier am einfachsten Beispiel einer aktiven Schwingungsisolation entsprechend Bild 3.21 gezeigt werden soll.

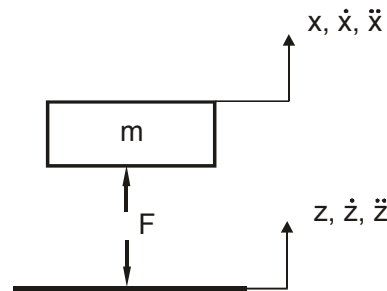


Bild 3.21: Einmassenschwinger mit aktiver Abstützung

Gesucht ist hier eine optimale Reglerstruktur, die die relative Auslenkung  $\delta=x-z$  sowie die benötigte Stellkraft  $F$  minimiert. Zur Anwendung des Verfahrens muss das Modell in einem ersten Schritt in den Zustandsraum gebracht werden. Die Zustandsraumdarstellung eines geregelten, zeitinvarianten Systems lässt sich in ihrer allgemeinsten Form schreiben als:

$$\dot{\bar{x}} = \mathbf{F} \bar{x} + \mathbf{G}_u \bar{u} + \mathbf{G}_\zeta \bar{\zeta} \quad (3.17)$$

Hierbei sind

$\bar{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix}$  der Zustandsvektor des Systems,  $\mathbf{F} = \begin{bmatrix} F_{ik} \end{bmatrix}$  die Systemmatrix

$\bar{u} = \begin{bmatrix} u_1 \\ \vdots \\ u_r \end{bmatrix}$  der Stellvektor aus dem Regler,  $\mathbf{G}_u = \begin{bmatrix} G_{u,ik} \end{bmatrix}$  die Stelleingangsmatrix

$\bar{\zeta} = \begin{bmatrix} \zeta_1 \\ \vdots \\ \zeta_n \end{bmatrix}$  der Störvektor aus der Umgebung,  $\mathbf{G}_\zeta = \begin{bmatrix} G_{\zeta,ik} \end{bmatrix}$  die Stör-Eingangsmatrix



Gleichung (3.17) wird dabei üblicherweise aus den linearisierten Systemgleichungen gewonnen, und stellt selbst ein gewöhnliches Gleichungssystem 1. Ordnung dar.

Für das Beispiel nach Bild 3.21 folgt die Bewegungsgleichung für die von der gegebenen Kraft abgestützten Masse zu:

$$m \ddot{x} = F, \quad (3.18)$$

bzw. mit  $\delta=x-z$  folgt für die Komponenten der Zustandsraumdarstellung, wenn die Störung als vektorisierte Zeitabfolge eines Prozesses mit weißem Rauschen aufgefasst wird:

$$\bar{x} = \begin{bmatrix} \delta \\ \dot{x} \end{bmatrix}, \mathbf{F} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \mathbf{G}_u = \begin{bmatrix} 0 \\ 1/m \end{bmatrix}, \bar{u} = F, \mathbf{G}_\zeta = \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \end{bmatrix}, \bar{\zeta} = \dot{z}.$$

Für die Reglerauslegung muss nun eine Rückführungsmatrix  $\mathbf{C}_0$  gefunden werden, die das lineare Regelgesetz

$$\bar{u} = -\mathbf{C}_0 \bar{x} \quad (3.19)$$

erfüllt. Die Regelungsaufgabe ist dabei ein Optimierungsproblem, da die Regelung  $\bar{u}$  so gewählt sein muss, dass das Gütefunktional

$$J = \int_0^{\infty} (\bar{x}^T \mathbf{Q} \bar{x} + \bar{u}^T \mathbf{R} \bar{u}) dt \quad (3.20)$$

minimal wird. Hierdurch wird erreicht, dass die Summe der mit  $\mathbf{Q}$  gewichteten quadratischen Abweichungen vom gewünschten Zustand und der Stellamplituden (entsprechend der Stellenergie), bewertet mit  $\mathbf{R}$ , minimiert werden.

Die Rückführungsmatrix  $\mathbf{C}_0$  bestimmt sich dann aus

$$\mathbf{C}_0 = \mathbf{R}^{-1} \mathbf{G}^T \mathbf{P}, \quad (3.21)$$

mit  $\mathbf{P}=\mathbf{P}^T > 0$  als Lösung einer algebraischen *Riccati*-Gleichung

$$\mathbf{0} = \mathbf{P} \mathbf{F} + \mathbf{F}^T \mathbf{P} - \mathbf{P} \mathbf{G} \mathbf{R}^{-1} \mathbf{G}^T \mathbf{P} + \mathbf{Q} \quad (3.22)$$

Ohne auf die mathematischen Voraussetzungen zur Anwendung des Verfahrens näher einzugehen (s. hierzu [54]), findet sich in Übereinstimmung mit [46] für den konkreten Fall der aktiven Schwingungsisolation die folgende Bewertungsmatrix

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad (3.23)$$

da lediglich die relative Auslenkung  $\delta$  in die Bewertung des Zustandsvektors  $\bar{x}$  einfließen soll. Der Stellvektor  $\bar{u}$  ist eindimensional, so dass die Matrix  $\mathbf{R}$  in Gleichung (3.20) ein Skalar  $r$  wird. Mit Gleichung (3.18) ist dann das Gütefunktional

$$J = \int_0^{\infty} (\delta^2 + r F^2) dt = \int_0^{\infty} (\delta^2 + r m^2 \ddot{x}^2) dt. \quad (3.24)$$

Die Bewertung der Stellkraft entspricht also auch gleichzeitig der Bewertung der Beschleunigung der Masse.

Einsetzen von  $\mathbf{Q}$  und  $r$  in (3.22) und eine Auswertung mittels numerischer Softwarepakete liefert die Matrix  $\mathbf{P}$ , wobei  $r = \gamma^4$  gesetzt wird:

$$\mathbf{P} = \begin{bmatrix} \sqrt{2m}\gamma & m\gamma^2 \\ m\gamma^2 & m\sqrt{2m}\gamma^3 \end{bmatrix} \quad (3.25)$$

Die Rückführungskraft ergibt sich mit (3.19) und (3.21) zu

$$u = F = -\frac{\delta}{\gamma^2} - \frac{\sqrt{2m}}{\gamma} \dot{x} \quad (3.26)$$

Die Bewegungsgleichung (3.18) lässt sich nach der Rücktransformation von  $\delta=x-z$  anschreiben zu:

$$\ddot{x} + \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{m}\gamma^2} \dot{x} + \frac{1}{m\gamma^2} x = \frac{1}{m\gamma^2} z \quad (3.27)$$

bzw. mit der Substitution  $\omega_0^2 = \frac{1}{m\gamma^2}$  und Gl. (2.3):

$$\ddot{x} + 2\left(\frac{\sqrt{2}}{2}\right) \omega_0 \dot{x} + \omega_0^2 (x - z) = 0 \quad (3.28)$$

Ein Vergleich von (3.28) mit (2.1) zeigt, dass sich die Gleichungen nur im geschwindigkeitsabhängigen Term  $\dot{x}$  unterscheiden. In Gleichung (3.28) ist kein Einfluss der Anregungsgeschwindigkeit  $\dot{z}$  vorhanden, der Faktor  $\sqrt{2}/2$  entspricht dabei dem Dämpfungsmaß  $D$  in (2.4). Die optimale Dämpfung des geregelten Systems ist demnach gleich der kritischen Dämpfung eines passiven Systems entsprechend (2.3).

Ein geregeltes, voll-aktives System, dessen dynamisches Verhalten obiger Bewegungsdifferentialgleichung folgt, ist also im Sinne der angewandten LQR-Regelung optimal, und zwar bezüglich der gewählten Gütekriterien Relativweg und Stellkraft (Beschleunigung).

Ein derartiges System kann aber auch mit passiven Bauelementen realisiert werden. Die geschwindigkeitsproportionale Dämpferkraft wirkt dabei nicht wie bei der passiven Schwingungsisolierung zwischen Masse und Anregung, sondern vielmehr zwischen Masse und einem Inertialsystem. Bild 3.22 zeigt die Anordnung der Feder/Dämpferelemente dieses Systems. Da der Dämpfer sich am ortsfesten System abstützt, wird diese Anordnung auch als 'Skyhook'-Dämpfer bezeichnet.

Der Term  $1/\gamma^2$  in Bild 3.22 entspricht der Federsteifigkeit dieses passiven Systems, die Bauteildämpfung kann mit  $\sqrt{2m}/\gamma$  angegeben werden. Über den Faktor  $\gamma$  bzw.  $r$  lässt sich also die Größe der Rückstellkraft, und damit die Aufbaubeschleunigung ändern. Größere Werte für  $r$  entsprechen dabei einer höheren Bewertung der Beschleunigung in (3.24), und damit einer geringeren Federsteifigkeit. Die Forderung, für eine gute Schwingungsisolierung eine weiche Feder einzusetzen, gilt also auch für das Skyhook-System.

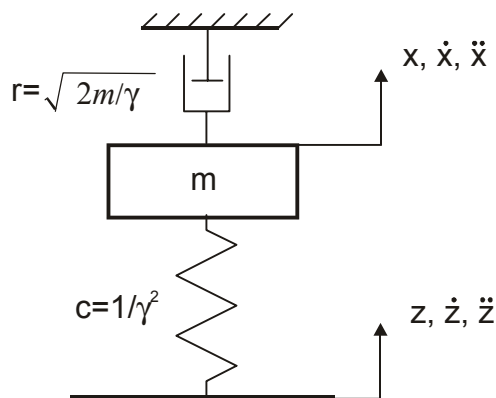


Bild 3.22: Realisierung der LQR-optimalen Regelung mit passiven Feder-/Dämpfer-elementen

### 3.5.4 Skyhook-Dämpferregelung

Ein System, wie in Bild 3.22 gezeigt, kann gut im Labor realisiert werden, da dort ein ortsfester Aufhängepunkt vorhanden ist. Dieses Bezugssystem fehlt jedoch in Fahrzeugen, so dass hier die Realisierung eines Skyhook-Dämpfers mit passiven Mitteln unmöglich ist. Die Anordnung der Feder entspricht zwar der eines passiven Isolators, die Dämpferkraft soll beim Skyhook-System jedoch der Absolutgeschwindigkeit der Masse proportional sein (s. Gl. (3.26)), und nicht der Relativgeschwindigkeit ( $\dot{x} - \dot{z}$ ).

Grundsätzlich wäre ein aktiver Aktuator geeignet, der Kräfte in und entgegengesetzt der Bewegungsrichtung der Masse ausüben kann. Diese Möglichkeit der Kraftaufbringung ist in dem Schema nach Bild 3.23 dadurch gekennzeichnet, dass der Aktuator in allen vier Quadranten der Kraft-Relativgeschwindigkeitsebene wirksam ist.

Ein Schwingungsdämpfer kann dagegen nur Kräfte entgegengesetzt der Relativbewegung des Systems aufbringen. Entsprechend leistet er nur einen Beitrag zur Dissipation von Energie aus dem Schwingensystem. Die vom Dämpfer aufgenommene mechanische Leistung  $P_D$  ist stets negativ, da der Kraftvektor und die Bewegungsrichtung unterschiedliche Vorzeichen haben:

$$P_D = F_D \cdot v_{rel} < 0 \quad (3.29)$$

Der Grundgedanke bei der Überführung des Regelungsalgorithmus eines aktiven Systems zu einem semi-aktiv gedämpften ist Folgender:

Wenn die momentane Aktuatorkraft des aktiven Systems im II. oder IV. Quadranten der Kraft-Relativgeschwindigkeitsebene liegt, so kann diese Kraft auch von einem Schwingungsdämpfer aufgebracht werden. Die Dämpferkraft soll dann der Aktuatorkraft entsprechen.

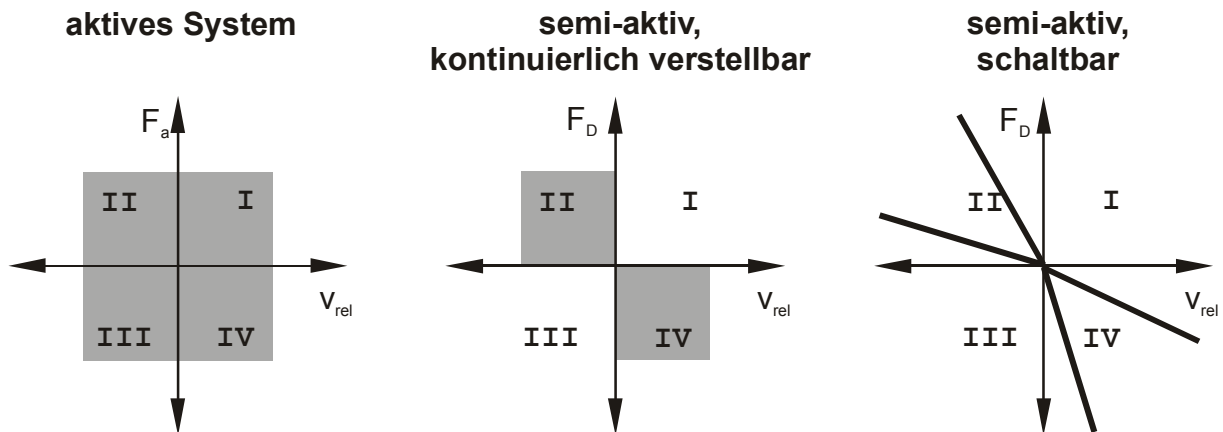


Bild 3.23: Wirkbereiche aktiver Stellelemente und semi-aktiver Stoßdämpfer

Im anderen Fall, wenn die Aktuatorkraft Energie in das System einbringt, also das gleiche Vorzeichen wie die Bewegungsrichtung der Masse hat, liegt die Kraft für das aktive System im I. oder III. Quadranten. Würde in diesem Moment eine Dämpferkraft wirken, würde diese weiterhin im II. oder IV. Quadranten liegen. Die Richtung dieser Kraft wäre dann der optimalen Kraft des aktiven Systems genau entgegengerichtet, und hätte eine schädliche Wirkung. Um dies zu vermeiden, wird in diesem Fall gefordert, dass am besten überhaupt keine Dämpferkraft wirkt.

Dieses Schema für die Ableitung des Regelalgorithmus für eine semi-aktive Dämpfung aus dem Regelgesetz für ein aktives System wird nun auf den Skyhook-Dämpfer angewendet:

Als Entscheidungskriterium, wann die absolutgeschwindigkeitsproportionale Dämpferkraft  $F_D = r \cdot \dot{x}$  wirken soll, wird das Vorzeichen des Produkts aus Relativ- und Absolutgeschwindigkeit gewählt. Dies ist damit begründet, dass bei z.B. einer positiven Relativgeschwindigkeit (der Dämpfer zwischen Anregung und Masse ist im Expansionsmodus) und gleichzeitig positiver Absolutgeschwindigkeit die Dämpferkraft entgegen der Bewegungsrichtung der Masse wirkt, und die Schwingenergie dadurch vermindert. Im Falle einer weiterhin stattfindenden Expansionsbewegung des Dämpfers und gleichzeitig negativer Absolutgeschwindigkeit soll dagegen der Dämpfer nicht wirken. Dieses als Skyhook-Regelalgorithmus bekannt gewordene Regelgesetz kann symbolisch dargestellt werden als:

$$F_D = \begin{cases} r \cdot \dot{x}, & \text{wenn } \dot{x}(\dot{x} - \dot{z}) > 0 \\ 0, & \text{wenn } \dot{x}(\dot{x} - \dot{z}) \leq 0 \end{cases} \quad (3.30)$$

In [46] werden für den Fall, dass das Produkt aus Absolutgeschwindigkeit und Relativgeschwindigkeit Null wird, Aussagen gemacht. Ausgehend von der Vorgeschichte tritt dieser Fall auf, wenn entweder die Absolut- oder die Relativgeschwindigkeit verschwindet. Im ersten Fall wird am Besten keine Dämpferkraft aufgebracht, im zweiten kann keine Kraft wirken, da keine Dämpferbewegung vorhanden ist. Das Regelungsschema wird deshalb dahingehend erweitert, dass keine Dämpferkraft wirken soll, wenn das Entscheidungsprodukt  $\dot{x}(\dot{x} - \dot{z})$  Null ist.

Der Skyhook-Algorithmus ist sicherlich der bestbekannte Algorithmus für semi-aktive Systeme. Viele der im weiteren vorgestellten Regelungsalgorithmen wurden aus dem Skyhook-Algorithmus abgeleitet.

### 3.5.5 Relative-Control

Während das Skyhook-Regelungsschema durch die Anwendung der linearen Optimierungstheorie entwickelt wurde, wurde Relative Control mit der 'Methode des scharfen Hinsehens' entwickelt.

Ausgehend von der Bewegungsgleichung des passiven Schwingungsisolators Gl.(2.1) analysieren *Rakheja* und *Sankar* [75] den Einfluss der momentan wirkenden Dämpferkraft auf die Beschleunigung der Masse.

Anhand von Bild 3.24 kann gezeigt werden, dass die Amplitude der Trägheitskraft der Summe von Feder- und Dämpferkraft entspricht. Während einer Schwingungsperiode  $T$  wirkt die Dämpferkraft jedoch einmal verstärkend, und einmal abschwächend auf die Trägheitskraft. Wird die Bewegungsdifferentialgleichung rein größenmäßig betrachtet, kann man für die Beträge der einzelnen Komponenten während einer Schwingungsperiode  $T$  schreiben:

$$|\ddot{x}| = \frac{|F_F| + |F_D|}{m}, t \in [t_0; t_0 + \frac{T}{4}] \wedge [t_0 + \frac{T}{2}; t_0 + \frac{3T}{4}] \quad (3.31)$$

$$|\ddot{x}| = \frac{|F_F| - |F_D|}{m}, t \in [t_0 + \frac{T}{4}; t_0 + \frac{T}{2}] \wedge [t_0 + \frac{3T}{4}; t_0 + T] \quad (3.32)$$

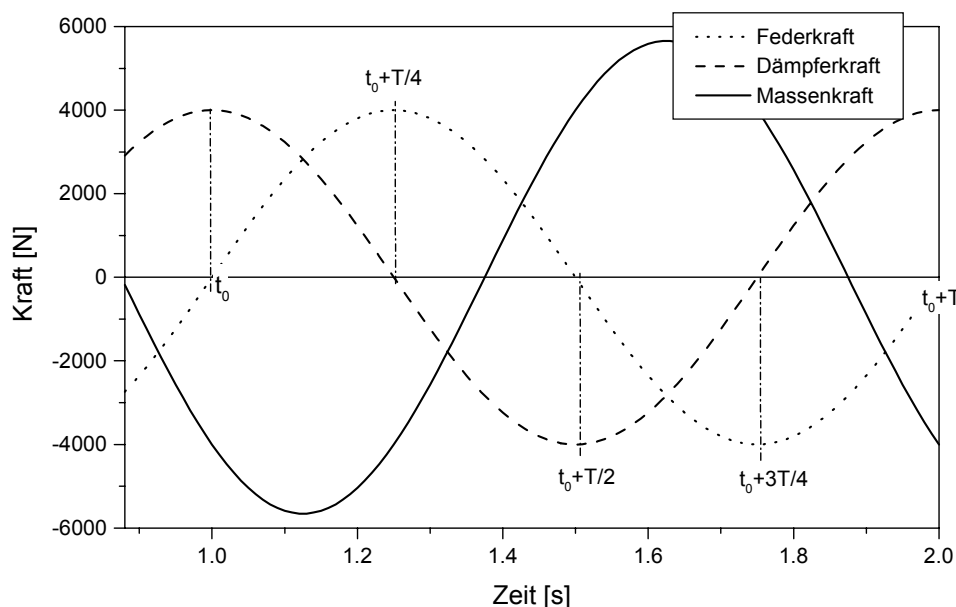


Bild 3.24: Feder-, Dämpfer- und Trägheitskraft eines passiven Schwingungsisolators bei harmonischer Erregung [75]

Für die Reduktion der Beschleunigung  $\ddot{x}$  ist demnach eine wirkende Dämpferkraft in Gleichung (3.32) vorteilhaft. In (3.31) jedoch wirkt diese schwingungsverstärkend, und sollte daher nicht wirken. Sobald also das Vorzeichen von Feder- und Dämpferkraft gleich ist, wird die Beschleunigung vergrößert, im umgekehrten Fall verkleinert.

Feder- und Dämpferkraft sind über die Bauteilparameter  $c$  und  $r$  mit den Schwingungsgrößen  $x_{rel}$ ,  $v_{rel}$  verknüpft. Die Richtung der Bauteilkräfte kann deshalb mit dem Vorzeichen von Relativweg und -geschwindigkeit bestimmt werden. Als Schaltkriterium, wann die noch zu bestimmende Dämpferkraft wirken soll, kann deshalb das Produkt dieser beiden Schwingungsgrößen dienen:

$$F_D = \begin{cases} F_D, & \text{wenn } (x - z)(\dot{x} - \dot{z}) < 0 \\ 0, & \text{wenn } (x - z)(\dot{x} - \dot{z}) > 0 \end{cases} \quad (3.33)$$

Der Regelungsalgorithmus wurde ursprünglich als On-Off Schema entwickelt, wobei dann  $F_D$  relativgeschwindigkeitsproportional ist [75]. Für eine kontinuierliche Dämpferkraftverstellung bietet es sich jedoch an, die Kraft  $F_D$  in Gleichung (3.32) von ihrer Größe her der Federkraft gleich zu setzen. Damit würde die Beschleunigung der Masse bei zugeschaltetem Dämpfer zu Null werden. Der von *Alanoy* und *Sankar* erweiterte Regelungsalgorithmus lautet daher [1]:

$$F_D = \begin{cases} -c(x - z), & \text{wenn } (x - z)(\dot{x} - \dot{z}) < 0 \\ 0, & \text{wenn } (x - z)(\dot{x} - \dot{z}) > 0 \end{cases} \quad (3.34)$$

Da für das Entscheidungsprodukt und die Bestimmung der wirkenden Dämpferkraft nur Relativgrößen des Schwingensystem verwendet werden, ist diese Regelstruktur als Relative-Control bekannt geworden [44]. In dieser Arbeit wird auch ein Vergleich von Skyhook-Control und Relative-Control durchgeführt und festgestellt, dass es in einem weiten Frequenzbereich kaum Unterschiede zwischen beiden Regelungsalgorithmen bestehen. Bild 3.25 zeigt die Amplituden- und Phasen-Übertragungsfunktion zwischen den Zustandsgrößen Relativweg ( $x-z$ ) und Absolutgeschwindigkeit  $\dot{x}$  der beiden geregelten Systeme. Das Ergebnis wurde aus numerischen Simulationen gewonnen. Oberhalb der Eigenkreisfrequenz  $\omega_0$  existiert demnach kaum eine Differenz im Phasenwinkel zwischen den beiden Systemgrößen. Auch die Amplituden unter-

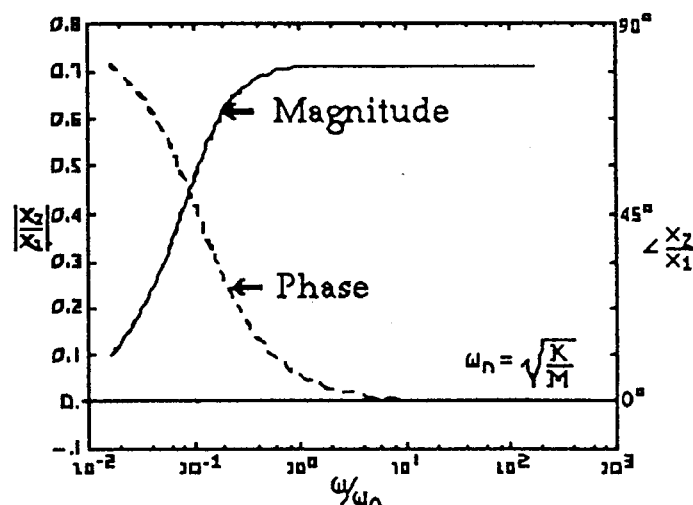


Bild 3.25: Übertragungsfunktion zwischen Relativweg und Absolutbeschleunigung bei Relative-Control [44]

scheiden sich jenseits von  $\omega_0$  nur um einen konstanten Faktor von 0,7, was über die Gesamtverstärkung der Regelung einfach ausgeglichen werden kann.

Bei geringen Anregungsfrequenzen ist die Korrelation zwischen beiden Zustandsgrößen gering. Während dies bei überkritischer Anregung kaum eine Rolle spielt, wird die Sprungantwort des Systems bei Anwendung von Relative-Control deutlich schlechter sein.

### 3.5.6 On-Off Regelungsalgorithmen

Viele Regelungen wurden für den Betrieb mit schaltbaren Schwingungsdämpfern entworfen, wobei der Dämpfer mit den Bauteilparametern  $r_{On}$  und  $r_{Off}$  betrieben wird;  $r_{Off}$  sollte dabei so klein wie möglich sein. Als Anwendungsziel dieser Regelungskonzepte ist die PKW-Aufbaufederung vorherrschend.

Die Regelungsgesetze für Skyhook-Control und Relative-Control lauten dann entsprechend Gleichung (3.30) und (3.33):

$$F_D = \begin{cases} r_{On} \cdot (\dot{x} - \dot{z}), & \text{wenn } \dot{x}(\dot{x} - \dot{z}) > 0 \\ r_{Off} \cdot (\dot{x} - \dot{z}), & \text{wenn } \dot{x}(\dot{x} - \dot{z}) \leq 0 \end{cases} \quad (3.35)$$

$$F_D = \begin{cases} r_{On} (\dot{x} - \dot{z}), & \text{wenn } (x - z)(\dot{x} - \dot{z}) < 0 \\ r_{Off} (\dot{x} - \dot{z}), & \text{wenn } (x - z)(\dot{x} - \dot{z}) > 0 \end{cases} \quad (3.36)$$

#### - Decker-Algorithmus

*Decker* und *Schramm* [11] stellten einen Regelungsalgorithmus vor, der mit einem Grenzwert der Absolutgeschwindigkeit arbeitet. Sobald die Geschwindigkeit der Masse innerhalb eines Toleranzbandes liegt ( $|\dot{x}| < v_{Grenz}$ ), soll der Dämpfer möglichst nicht wirken, unabhängig vom Vorzeichen der Absolutgeschwindigkeit. Wenn die Absolutgeschwindigkeit größer als dieser Grenzwert ist, gibt es zwei Möglichkeiten:

1. Wenn  $\dot{x} > v_{Grenz}$ , so soll der Dämpfer während der Expansionsphase ( $\dot{x} - \dot{z} > 0$ ) zugeschaltet sein, jedoch nicht in der Kompressionsphase ( $\dot{x} - \dot{z} < 0$ );
2. Wenn die Absolutgeschwindigkeit unterhalb des Toleranzbandes im Negativen liegt:  $\dot{x} < -v_{Grenz}$ , so ist umgekehrt eine Dämpferkraft während der Kompressionsphase wünschenswert, aber nicht in der Expansionsphase:

$$F_D = \begin{cases} r_{On} \cdot (\dot{x} - \dot{z}), & \text{wenn } \dot{x}(\dot{x} - \dot{z}) > 0 \text{ und } \dot{x} > v_{Grenz} \\ r_{Off} \cdot (\dot{x} - \dot{z}), & \text{wenn } \dot{x}(\dot{x} - \dot{z}) < 0 \text{ und } \dot{x} < -v_{Grenz} \\ r_{off} \cdot (\dot{x} - \dot{z}), & \text{wenn } |\dot{x}| < v_{Grenz} \end{cases} \quad (3.37)$$

Ein Vergleich mit (3.35) zeigt, dass es sich hierbei um einen abgewandelten Skyhook-Algorithmus handelt. Durch die Einführung des Grenzwertes wird der Regelungsalgorithmus bei kleinen Anregungsamplituden abgeschaltet. Dadurch wird ein

allzu häufiges Schalten des Dämpfers vermieden. Über die Höhe des Grenzwertes  $v_{Grenz}$  machen die Autoren keine Angaben.

### - Huang-Algorithmus

Durch eine Verknüpfung der Bewegungsgleichung für den passiven, linearen Schwinger entsprechend Gl. (2.1) und der Formel für den unbewerteten Effektivwert der Aufbaubeschleunigung nach Gl. (2.14) gelangen *Hölscher* und *Huang* in [38] zu einem Term für den Beitrag der Dämpferkraft zum RMS-Wert. Wird die Bauteildämpfung zeitlich variabel zu  $r(t)$  gesetzt, so lautet dieser Term

$$G_D = -\frac{1}{T m} \int_0^T r(t) \ddot{x}(\dot{x} - \dot{z}) dt \quad (3.38)$$

Um die Aufbaubeschleunigung zu minimieren, muss die Dämpfung  $r(t)$  nun so variiert werden, dass  $G_D$  möglichst klein bleibt. Hierzu wird in den Zeitintervallen, in denen  $\ddot{x}(\dot{x} - \dot{z})$  größer als Null ist, die Dämpferkennung auf hart geschaltet. Ist  $\ddot{x}(\dot{x} - \dot{z}) < 0$ , so ist die Dämpfung gering zu halten. Der Algorithmus lässt sich mit folgender Formel beschreiben:

$$F_D = \begin{cases} r_{On}(\dot{x} - \dot{z}), & \text{wenn } \ddot{x}(\dot{x} - \dot{z}) > 0 \\ r_{Off}(\dot{x} - \dot{z}), & \text{wenn } \ddot{x}(\dot{x} - \dot{z}) < 0 \end{cases} \quad (3.39)$$

Im praktischen Versuch wurde dieser Regelungsalgorithmus jedoch mit einem frequenzabhängigen Regelungsprinzip modifiziert, indem der Einsatzbereich auf die Erregung mit einzelnen Hindernissen und auf den Mittenfrequenzbereich bei wiederholenden Erregungen beschränkt wurde.

### - Wu-Algorithmus

Im Gegensatz zu den anderen Algorithmen wurde diese Reglerstruktur nicht zur generellen Schwingungsreduktion entwickelt, sondern um das Durchschlagen von Fahrersitzen zu verhindern [110]. Als Messgröße dient lediglich die Relativauslenkung  $(x-z)$ . Wird ein Grenzwert  $d_{Grenz}$  überschritten, ist es wahrscheinlich, dass die Federung durchschlägt, und die Dämpfung muss erhöht werden. Im Mittelbereich des Federweg soll die Dämpfung gering sein, um die Schwingungsisolation nicht zu gefährden.

$$F_D = \begin{cases} r_{On}(\dot{x} - \dot{z}), & \text{wenn } |d| > d_{Grenz} \\ r_{Off}(\dot{x} - \dot{z}), & \text{wenn } |d| < d_{Grenz} \end{cases} \quad (3.40)$$



## 4 Auslegung der geregelten Dämpfung

### 4.1 Vorgehensweise

Am Beispiel des Fahrersitzes soll die Auslegung der Dämpferregelung erfolgen. In einem ersten Schritt wird dazu das mögliche Isolationspotenzial eines Systems mit idealer Übertragungsfunktion im Frequenzbereich errechnet.

Erste rechnerische Untersuchungen bezüglich der Wirksamkeit der in Kap. 3.5.2 vorgestellten, kontinuierlich wirkenden Regelungsalgorithmen werden dann im Zeitbereich bei ausgewählten Anregungsspektren am Einmassenschwinger durchgeführt. Um die Merkmale der einzelnen Regelungsalgorithmen herauszuarbeiten, wird anfangs auf die Einbeziehung von Nichtlinearitäten (Federkennlinie, Sitzpolster, Mensch) des Fahrersitzes verzichtet. Mit einer Sensitivitätsanalyse bezüglich der in Realität auftretenden Störgrößen Grunddämpfung und Stelldynamik des Dämpfers können anschließend die Grenzen der Wirksamkeit bei Umsetzung der geregelten Dämpfung berechnet werden.

In einem zweiten Schritt soll dann der begrenzte Federweg einer Sitzfederung in die Überlegungen mit einbezogen werden. Um einen Vergleich mit einem passiven System zu ermöglichen, muss zunächst die nichtlineare Dämpfung optimal angepasst werden. Im Folgenden kann daraus eine Regelstrategie zur Ansteuerung des semi-aktiven Dämpfers entwickelt werden.

Mit diesen Simulationen am System mit einem Freiheitsgrad ist dann ein Grundgerüst zur Auswahl und Abstimmung des Regelungsalgorithmus geschaffen. Dieses Ergebnis soll daraufhin in der Simulation eines Versuchssitzes verwendet werden, wobei die Modellierung mit mehreren Freiheitsgraden erfolgt, um die Schwingungseigenschaften von Polster und Mensch mit zu berücksichtigen. Ebenso wird das dynamische Verhalten des verwendeten MR-Dämpfers, der Sensorik, und der realen Sitzfederung in die Simulation mit einbezogen. Mit diesem Modell lässt sich dann der favorisierte Regelungsalgorithmus bezüglich der Signalverarbeitung und Regelverstärkungen anpassen und mittels Optimierungsstudien verfeinern.

Die Simulationsergebnisse sind von einer Vielzahl von Systemparametern abhängig. Um den Umfang der dargestellten Ergebnisse einzugrenzen, werden diese nicht über den für die Variation freigegebenen Parameterraum präsentiert. Vielmehr wird eine im Folgenden vorgestellte Optimierungsstrategie verwendet, so dass jeweils nur das Ergebnis der Optimierung dargestellt wird.

### 4.2 Optimierung technischer Systeme

Durch die Abbildung technischer Systeme in einem Rechnermodell ist es möglich, die Parameter des Modells einfach zu variieren, und dann das Verhalten des Modells zu errechnen. Mit zunehmender Komplexität der Simulationsmodelle steigt jedoch die Anzahl der Systemparameter, die sogar miteinander wechselwirken können. Die dadurch erwachsene Unüberschaubarkeit der Systeme hat dazu geführt, dass Verfahren zur systematischen Optimierung technischer Systeme entwickelt wurden.

Die mathematische Formulierung eines Optimierungsproblems besteht im Aufsuchen der Minimalwerte einer Zielfunktion. Um ein eindeutiges Ergebnis zu erhalten, muss die auch Gütefunktional genannte Zielfunktion für eine bestimmte Systemparameter-Konstellation (Steuervektor) einen diskreten Wert annehmen. Dabei sind sowohl Steuervektor als auch Gütefunktional an Nebenbedingungen gebunden. Die Formulierung des Optimierungsproblems kann in folgende Schritte unterteilt werden:

- Bestimmung der Systemgleichungen, worin die Systemparameter enthalten sein müssen. Gleichzeitig müssen diese Systemgleichungen das dynamische Verhalten des Systems genügend genau beschreiben
- Formulierung der Zielfunktion. Diese gibt das Ziel des Optimierungsproblems vor, und stellt ein Zahlenmaß für das Optimierungskriterium dar. Die Zielfunktion beinhaltet die zur Variation freigegebenen Systemparameter.
- Bestimmung der Nebenbedingungen an den Steuervektor. Damit wird der mögliche Bereich angegeben, in dem die Systemparameter variiert werden dürfen, um zum optimalen Ergebnis zu kommen.

Ein Optimierungsproblem ist dann linear, wenn sowohl die Zielfunktion als auch die Nebenbedingungen linear aufgebaut sind. Für die Lösung eines linearen Optimierungsproblems existiert eine Vielzahl von Algorithmen und Suchstrategien. Klassische Optimierungsmethoden lassen sich, abhängig vom Grad der verwendeten Ableitung der Zielfunktion, in Verfahren nullter, erster und zweiter Ordnung einteilen.

Die Güte eines Optimierungsalgorithmus wird anhand der Kriterien Konvergenz und Rechenzeitaufwand bestimmt. Je nach Formulierung der Zielfunktion und Aufbau der Systemgleichungen muß eine geeignete Optimierungsmethode ausgewählt werden. Klassische Optimierungsverfahren sind dabei immer auf bestimmte Probleme zugeschnitten, so dass eine schnelle Konvergenz gewährleistet ist.

Bei Verwendung von klassischen Optimierungsmethoden ist allerdings nie gesichert, ob wirklich das globale Minimum im Parameterraum gefunden wurde. Deshalb werden oftmals die Startwerte der Optimierung verändert, um dann in redundanten Optimierungsläufen das Ergebnis abzusichern.

**Evolutionsstrategie:** Ein besonderes Verfahren zur Optimierung technischer Systeme stellt die in dieser Arbeit angewendete Evolutionsstrategie dar. Sie basiert auf den Hauptmechanismen jeder biologischen Evolution: *Mutation* (zufällige Änderung) und *Selektion* (Auslese). Die Evolutionsstrategie erweist sich gerade bei großen Steuervektoren als leistungsfähig und problemunabhängig, da lediglich bei der Formulierung der Zielfunktion und der Nebenbedingungen Kenntnisse über die Systemeigenschaften notwendig sind [77].

Um die in der Natur beobachteten Methoden der Evolution auch bei der technischen Optimierung nutzbar zu machen, müssen die tragenden Mechanismen in technische Äquivalente umgesetzt werden. So entspricht die zufällige Veränderung des Erbgutes eines natürlichen Individuums der zufälligen Veränderung der Steuervariablen eines technischen Systems (*Mutation*) und die Auslese der an die Umwelt bestange-

passten Lebewesen bedeutet die Auswahl der im Sinne der Zielfunktion besteingestellten Systeme (*Selektion*).

Die Selektion läuft bei der klassischen Evolutionsstrategie wie folgt ab:

In einer Generation  $G$  (einem Optimierungsschritt) erzeugen  $NP$  Eltern  $\lambda$  Nachkommen. Dabei ist die Anzahl der Nachfolger  $\lambda$  kleiner oder gleich der Anzahl  $NP$  der Eltern. Die  $NP$  besten Individuen (besteingestellten Systemrealisierungen) werden die Eltern der folgenden ( $G+1$ )-ten Generation. Man unterscheidet die Plus- und die Komma-Strategie: Während bei der Plus-Strategie die besten Individuen aus Eltern *und* Nachkommen ausgewählt werden, werden bei der Komma-Strategie lediglich die Nachkommen herangezogen. Hierbei ist gewährleistet, dass Individuen beispielsweise infolge von Bewertungsfehlern niemals unsterblich werden können und die Optimierungsstrategie zum Erliegen bringen können. Andererseits setzt diese Vorgehensweise die Optimierungsgeschwindigkeit herab.

Die technisch realisierte Mutation wird in der klassischen Evolutionsstrategie durch normalverteilte Zufallszahlen  $z$  mit dem Erwartungswert Null realisiert. Dabei erzeugt ein Elter einen Nachkommen aus der Addition  $n$  voneinander unabhängiger Zufallszahlen  $z$  zu den  $n$  Systemparametern des Elter:

$$(p_{G+1,1}, \dots, p_{G+1,n}) = (p_{G,1} + z_1, \dots, p_{G,n} + z_n) \quad (4.1)$$

Maßgeblich für die Konvergenz einer Optimierung mittels einer Evolutionsstrategie ist die Streuung der normalverteilten Zufallszahlen  $z$ . Eine große Streuung bewirkt, dass ein Nachkomme  $\lambda$  stark von seinem Elter abweicht, während sich Nachkomme und Elter bei geringer Streuung bezüglich der Zielfunktion stark ähneln. Wählt man nun die Streuung zu gering, so wird der Optimierungslauf sehr lange dauern, während die Evolutionsstrategie bei zu großer Streuung zu einer reinen Zufallsstrategie wird. Es existiert also ein Streubereich, das sogenannte Evolutionsfenster, der zu einem praktikablen Verlauf der Evolution führt. In diesem Kontext wurde eine ebenfalls auf den in der natürlichen Evolution beobachteten Prinzipien aufbauende Mutationsschrittweitenregelung entwickelt, die die Streuung der Zufallszahlen  $z$  steuert [63].

**Differenzielle Evolutionsstrategie (DE):** Die Besonderheit dieser Weiterentwicklung der klassischen Evolutionsstrategie besteht in der Generierung der Steuervektoren, wofür verschiedene Schemata entwickelt wurden [94]. Bei der differenziellen Evolutionsstrategie wird nicht einfach eine Zufallszahl zum alten Systemparameter addiert, sondern lediglich (je nach verwendetem Schema) zwei oder mehr Kinder zufällig ausgewählt. Über eine schemataspezifische Rechenvorschrift wird hieraus dann ein neuer Steuervektor  $v$  generiert.

Die differenzielle Evolutionsstrategie erzeugt neue Parametervektoren, indem ein bewerteter Differenzvektor zwischen zwei Individuen der Elterngeneration zu einem dritten Mitglied dieser Generation addiert wird. Wenn dieser resultierende Vektor zu einem geringeren Wert der Zielfunktion als der eines vorher ausgewählten Populationsmitglied führt, so wird der alte Parametervektor durch den neu Erzeugten ersetzt. Zusätzlich wird der beste Steuervektor jeder Generation bezüglich der Zielfunktion

ausgewertet, um den Fortschritt der Evolution über die Generationen zu verfolgen. Die Generierung eines neuen Kindes mit dem in dieser Arbeit verwendeten Schema DE1/best/ kann anhand von Bild 4.1 erläutert werden.

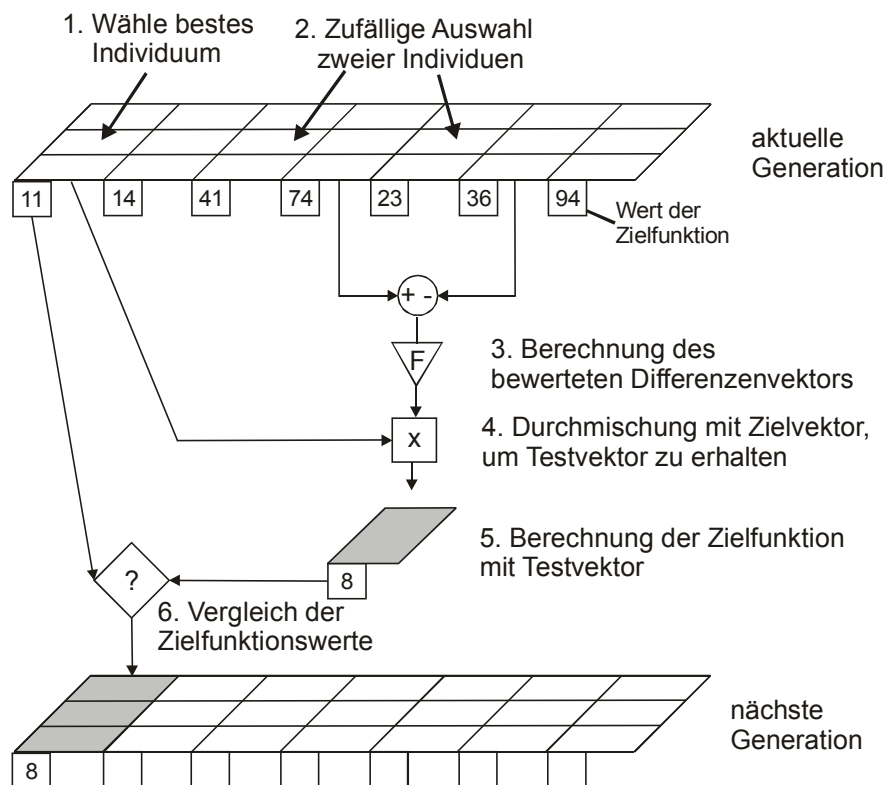


Bild 4.1: Ablauf von Mutation und Selektion bei der Differenziellen Evolutionsstrategie

Ein Kind der aktuellen Generation wird gebildet, indem anfangs zwei Individuen ausgewählt werden. Die zu diesen Individuen gehörigen Parametersätze werden subtrahiert, und das Ergebnis mit einem frei wählbaren Faktor  $F \in [0;1]$  bewertet. Anschließend wird ein neuer, sogenannter Testvektor generiert, indem zufällig einige Elemente aus dem berechneten Steuervektor mit Elementen des Parametersatzes des besten Individuums der aktuellen Generation  $G$  ausgetauscht werden. Die Auswahl der auszutauschenden Elemente ist zwar zufällig, deren Anzahl kann aber über eine Variable  $CR \in [0;2]$  (Crossover Probability) beeinflusst werden. Dieser Austausch innerhalb der Steuervektoren entspricht damit der in der Natur auftretenden Durchmischung der Erbinformationen durch Paarbildung der Eltern.

Um zu entscheiden, welche Parameterkonstellation den günstigeren Wert der Zielfunktion ergibt, muss diese nun für den neuen Parametersatz berechnet werden. Durch einen Vergleich der Werte der Zielfunktion wird daraufhin entschieden, ob der neue Parametersatz oder das aktuell beste Individuum in die folgende Generation übernommen wird. Im Sinne der klassischen Evolutionsstrategie entsprechen die Schritte 1. bis 5. in Bild 4.1 der Mutation, während die Selektion dem 6. Schritt zugeordnet werden kann.

Da der neue Testparametersatz vollständig aus der der aktuellen Generation gewonnen wird, ist die differenzielle Evolutionsstrategie selbstorganisierend, und

kommt gegenüber der klassischen Evolutionsstrategie ohne eine Mutationsschrittweitensteuerung aus. Für eine erfolgreiche Anwendung der differenzielle Evolutionsstrategie muß die Anzahl der Individuen einer Generation jedoch groß genug gewählt werden, normalerweise sollte sie das Zehnfache der Dimension des Parametersatzes betragen. Außerdem muß die vom Anwender zu wählende Startpopulation den Parameterraum abdecken, in dem das Minimum der Zielfunktion erwartet wird. Gleichmaßen hängt die Konvergenz der Optimierungsmethode vom Wert des Bewertungsfaktors  $F$  ab. Wird dieser allerdings gemäß [93] zu 0,6 gewählt, so konvergiert die Zielfunktion i.A. bei den im Rahmen dieser Arbeit erfolgten Optimierungen nach etwa 30 Generationen.

Die differenzielle Evolutionsstrategie stellt somit ein robustes Optimierungsverfahren dar, die sich gegenüber anderen genetischen Algorithmen durch ihre hohe Konvergenzgeschwindigkeit auszeichnet. Es liegen Quellcodes für die Programmiersprachen Fortran, C und Matlab vor, so dass sie ebenfalls leicht umzusetzen ist. Ihr größter Vorteil besteht jedoch in der Tatsache, dass der Anwender nur ein geringes Expertenwissen über die Zusammensetzung der Zielfunktion haben muss, um eine Optimierung durchzuführen.

In ihrer ursprünglichen Variante ist bei der differenzielle Evolutionsstrategie keine Beschränkung hinsichtlich des Wertebereichs des Parameterraumes vorgesehen. Um zu vermeiden dass die Parameter physikalisch unsinnige Werte annehmen, wurde eine Bestrafungsfunktion (penalty function) eingeführt. Sobald ein zur Optimierung freigegebener Parameter den vorgegebenen Wertebereich verläßt, wird der Wert der Zielfunktion auf  $+\infty$  gesetzt.

#### **- Verwendete Optimierungskriterien**

Wie erläutert, ist die Wahl des Zielfunktional von entscheidender Bedeutung für das Ergebnis der Optimierungsrechnung. In den Optimierungsläufen wird als Maß für die Güte der Schwingungsisolation daher ausschließlich der Effektivwert der bewerteten Beschleunigung an der Sitzfläche verwendet.

### **4.3 Anregungsspektren**

Der Wahl der Anregungsspektren kommt bei der Auslegung der geregelten Dämpfung besondere Bedeutung zu. So sollten diese stochastischen Signale ein breites Anwendungsspektrum der Fahrersitze abdecken, um allgemeine Aussagen über die Wirksamkeit der geregelten Dämpfung machen zu können. Hierzu eignen sich standardisierte Anregungssignale gut, da es sich dabei um ein für eine bestimmte Fahrzeugklasse typisches Spektrum handelt [104]. Die Wahl eines normierten Anregungssignals hat auch den Vorteil, dass die Ergebnisse mit anderen Untersuchungen verglichen werden können.

Andererseits müssen für eine optimale Regleranpassung auch Extremfälle der auftretenden Anregungsschwingungen berücksichtigt werden. So kann mit einer starken, stoßhaltigen Anregung das mögliche Durchschlagen des Sitzes untersucht werden, und so eine Abschätzung der maximal nötigen Dämpferkräfte bieten. Mit einer

relativ geringen Anregung hingegen sind Untersuchungen zur unteren Einsatzgrenze der geregelten Dämpfung möglich. Damit kann geklärt werden, wann erhöhte Reibkräfte oder die immer vorhandene viskose Grunddämpfung der verwendeten Aktuatoren die Vorteile der geregelten Dämpfung zunichte machen.

Die bei den Simulationen und Prüfstandsversuchen verwendeten Anregungsspektren EWG2, LAMBO150 und LTSv20 wurden bei folgenden Traktoren und Einsatzbedingungen gewonnen:

**EWG2:** Dieses Signal ist in [21] tabellarisch für die Wegvorgabe eines Prüfstands-hydraulikzylinders mit einer Abtastfrequenz von 25 Hz aufgeführt. Es handelt sich dabei um die Sitzflanschbewegung auf einem Schlepper der Klasse II, Standardbauweise mit einem Leergewicht von 5 t. Die 100 m lange Fahrbahn (smooth track), die dabei mit 12 km/h befahren wurde, ist ebenfalls in [21] genormt.

Um bei der Simulationsvalidierung etwaige Fehler durch den Prüfstand zu vermeiden, wurde bei den Simulationen nicht die direkten Wegwerte verwendet, sondern die bei Prüfstandsversuchen gemessenen Hydraulikzylinderwege.

**LAMBO150:** Der 150-PS Schlepper des Herstellers Lamborghini ist ebenfalls ein Standardtraktor, weist aber eine hydropneumatische Vorderachsfederung sowie eine luftgefederte Kabine auf. Durch diese Maßnahmen ist das Schwingungsniveau am Sitzflansch bereits recht gering, so dass mit dieser Anregung die Einsatzgrenzen der geregelten Dämpfung aufgezeigt werden können. Als Fahrbahn diente eine nicht mehr instandgehaltene Bundesstraße bei Amberg (Obpf.), die mit zahlreichen Schlaglöchern übersät war.

**LTSv20:** Bei diesem Schlepper der Fa. Doppstadt (ehem. LTS), Schönebeck, handelt es sich um einen 160PS-Systemschlepper mit mechanischer Vorderachsfederung. Die Lage der Kabine in der Nähe des Gesamtschwerpunkts lassen ein anderes Schwingverhalten als bei den anderen beiden Fahrzeugen erwarten. Der 6,8 t schwere Traktor war zusätzlich mit 750 kg Frontballast versehen, und wurde auf der Daimler-Chrysler Teststrecke in Gottow, einem Pflasterweg mit bis zu 25 cm tiefen Schlaglöchern und zahlreichen Bodenwellen, mit 20 km/h gefahren. Im letzten Drittel des ausgewählten Streckenabschnitts der Versuchsfahrt kommt es zu einem harten Stoß. Dies führt bei nicht ausreichender Dämpfung zum Durchschlagen des Sitzes, so dass mit dieser Anregung die erforderliche Dämpfung für den Endanschlag bestimmt werden kann.

Eine Übersicht über die Randbedingungen der verwendeten Anregungsspektren bietet Bild 4.2 sowie Tabelle 4.3.

Die Beschleunigungsspektren werden von Frequenzen dominiert, die im Bereich zwischen 1,5 und 3 Hz liegen. Dies sind die Hubeigenfrequenzen der Fahrzeuge, die sich mit steigendem Fahrzeuggewicht verringern. Zusätzlich sind auch höhere Frequenzen, hervorgerufen durch Nickschwingungen der Fahrzeuge, in den Anregungsspektren vorhanden. Durch die Quadrierung der Amplituden zur Leistungsdichte sind diese in Bild 4.2 jedoch kaum zu erkennen.

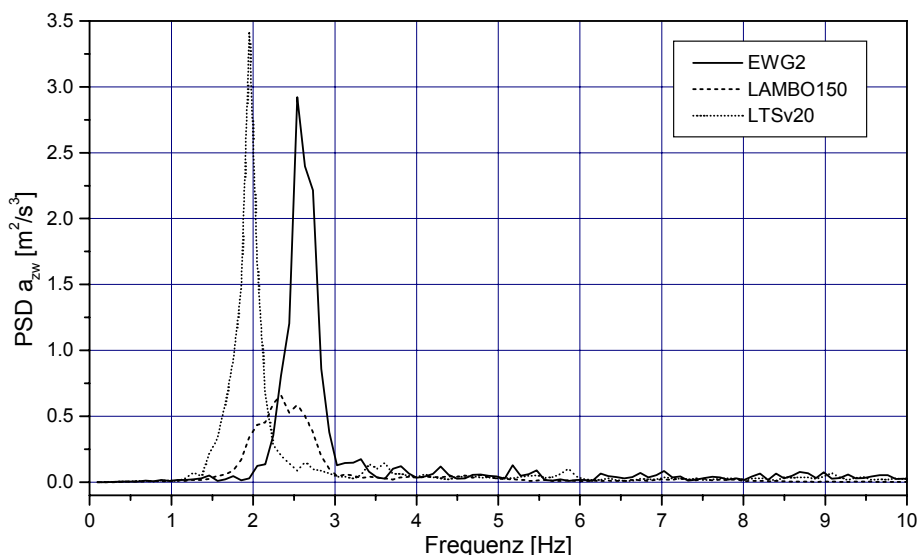


Bild 4.2: spektrale Leistungsdichten der verwendeten Anregungsbeschleunigungen

Anregung:	EWG2	LAMBO150	LTSv20
Schlepperbauart	Standard	Standard	System
Fahrgewicht	3,5 t - 5 t	7,3 t	7,5 t
Ballast	-	-	Front 0,75 t
Messzeit	28 s	42 s	46 s
Fahrstrecke	smooth track	Feldweg	Pflasterweg
Fahrgeschwindigkeit	12 km/h	25 km/h	20 km/h
Reifenluftdruck	-	1,2 bar	1,2 bar
Fahrzeugfederung	-	Kabine	Vorderachse

Tabelle 4.3: Einsatzbedingungen der Fahrzeuge zur Gewinnung der Anregungsspektren

Um die Anregungen von ihrer Stärke her beurteilen zu können, ist neben der grafischen Darstellung der Beschleunigungsspektren auch die Berechnung der Effektivwerte der Beschleunigungssignale notwendig. Damit der Einfluss des Bewertungsfilters deutlich wird, soll dies sowohl für die unbewertete als auch die bewertete Beschleunigung am Sitzflansch erfolgen.

Wie man aus Tabelle 4.4 erkennt, verringert das ISO-Bewertungsfiler für die Anregungen EWG2 und LAMBO150 die Stärke der Anregung um etwa 40%. Bei der Betrachtung der Sitzflanschschwingung des LTS-tracs fällt auf, dass die Verringerung durch die Bewertung etwa doppelt so hoch ist, da bei der vorliegenden Mittenfrequenz von 2 Hz das Filter entsprechend stärker wirkt. Der unbewertete Effektivwert ist dabei etwa genauso groß wie der von EWG2, die jedoch mit einer Mittenfrequenz von etwa 2,5 Hz wesentlich höherfrequent ist. Bei dieser mittleren Anregungsfrequenz ist bei einem Standardsitz bereits eine gute Schwingungsisolierung zu erwarten, während dies bei der niederfrequenten Anregung mit LTSv20 ungewiß ist.

Anregung:	EWG2	LAMBO150	LTSv20
Mittenfrequenz	2,5 Hz	2,2 Hz	1,9 Hz
RMS $a_z$	1,74 m/s <sup>2</sup>	1,28 m/s <sup>2</sup>	1,98 m/s <sup>2</sup>
RMS $a_{zw}$	1,19 m/s <sup>2</sup>	0,80 m/s <sup>2</sup>	1,10 m/s <sup>2</sup>
Crest-Faktor ( $a_{zw}$ )	5,02	8,65	-5,81
VDV $a_z$	16,9 m/s <sup>1.75</sup>	20,3 m/s <sup>1.75</sup>	22,2 m/s <sup>1.75</sup>
VDV $a_{zw}$	12,3 m/s <sup>1.75</sup>	13,0 m/s <sup>1.75</sup>	12,5 m/s <sup>1.75</sup>

Tabelle 4.4: Kenngrößen der Schwingungsanregungen

Bild 4.3 verdeutlicht, dass die Anregungsspektren nicht homogen über die gesamte Messzeit verteilt sind. Dabei wechseln sich Bereiche mit hoher Intensität mit solchen von geringer Schwingungsanregung ab. Diese ungleichförmige Verteilung schlägt sich auch in dem hohen Crest-Faktor von 8,65 nieder (Tabelle 4.4). Die Anregung LAMBO150 ist daher, neben einer Abschätzung der unteren Grenze für die Anwendung der geregelten Dämpfung, gut für die Auslegung einer adaptiven Regelung geeignet.

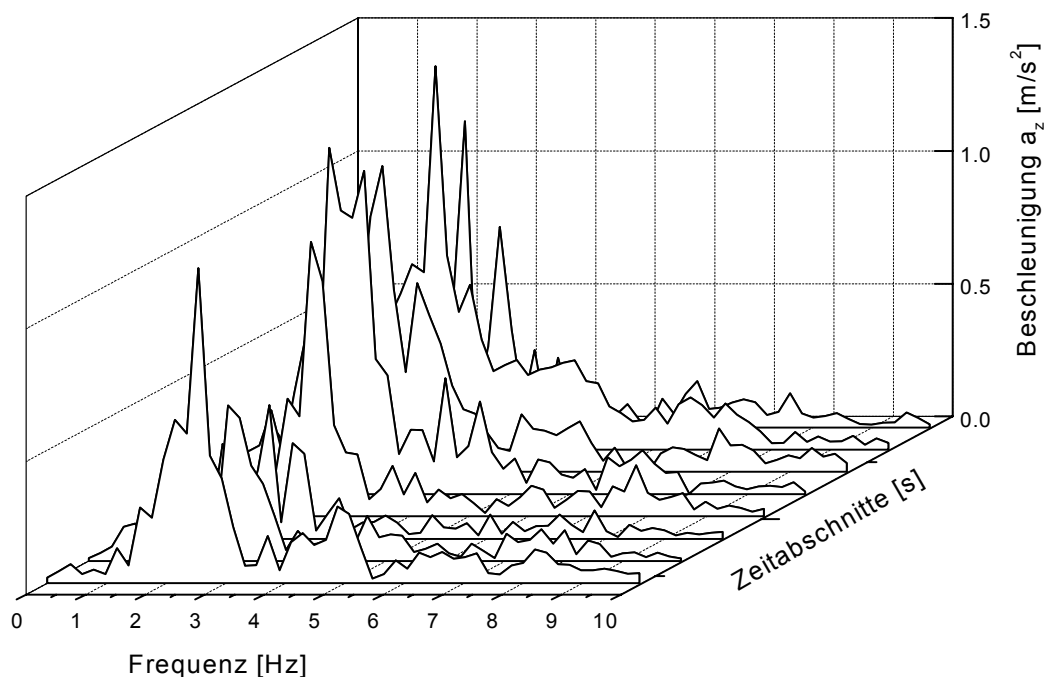


Bild 4.3 Amplitudenspektren von 5s-Zeitabschnitten bei Anregung LAMBO150

#### - Generierung der Zeit-Wegverläufe

Um die Bewegung des Kabinenbodens eines Fahrzeugs am Prüfstand und im Rechner nachzubilden, müssen die während der Fahrt gemessenen Beschleunigungssignale zweimal integriert werden, da der Prüfstands-Hydraulikzylinder weggeregelt ist. Diese Integrationen können, wenn das gemessene Signal in Spannungswerten vorliegt, elektronisch, oder bei digitalisiertem Signal numerisch im Rechner durchgeführt werden.



Bei beiden Verfahren tritt dabei das Problem des sog. 'Drifting' der Integratoren auf, da das zu integrierende Signal nie absolut mittelwertfrei ist, so dass der integrierte Signalverlauf bei längeren Signaldauern zu großen negativen wie positiven Werten hin abdriftet. Deshalb werden Hochpassfilter vor die Integratoren geschaltet, um das Problem zu beheben. Da es sich dabei jedoch um dynamische Systeme handelt, handelt man sich dadurch einen Fehler im integrierten Signalverlauf ein. Der Einfluß des Filters muß daher minimiert werden.

Die Wegsignale werden deshalb mit der 'Detrending'-Methode erzeugt. Der Signalverlauf ist in Bild 4.4 zu sehen. Das im Rechner vorliegende Beschleunigungssignal wird, nachdem der Mittelwert subtrahiert wurde, einem Hochpassfilter (Butterworth 2. Ordnung) mit einer Grenzfrequenz von 0,5 Hz zugeführt. Dieses Filter ist notwendig, da der Prüfstandszyylinder nur über einen begrenzten Hub verfügt, und daher sehr niederfrequente Bewegungen (wie z.B. die Fahrt über eine Hügelkuppe) nicht abgebildet werden können. Nach der ersten Integration der Beschleunigung in ein Geschwindigkeitssignal werden die ersten 2 Sek. abgeschnitten, um den Einfluß des Einschwingvorgangs des Filters zu eliminieren.

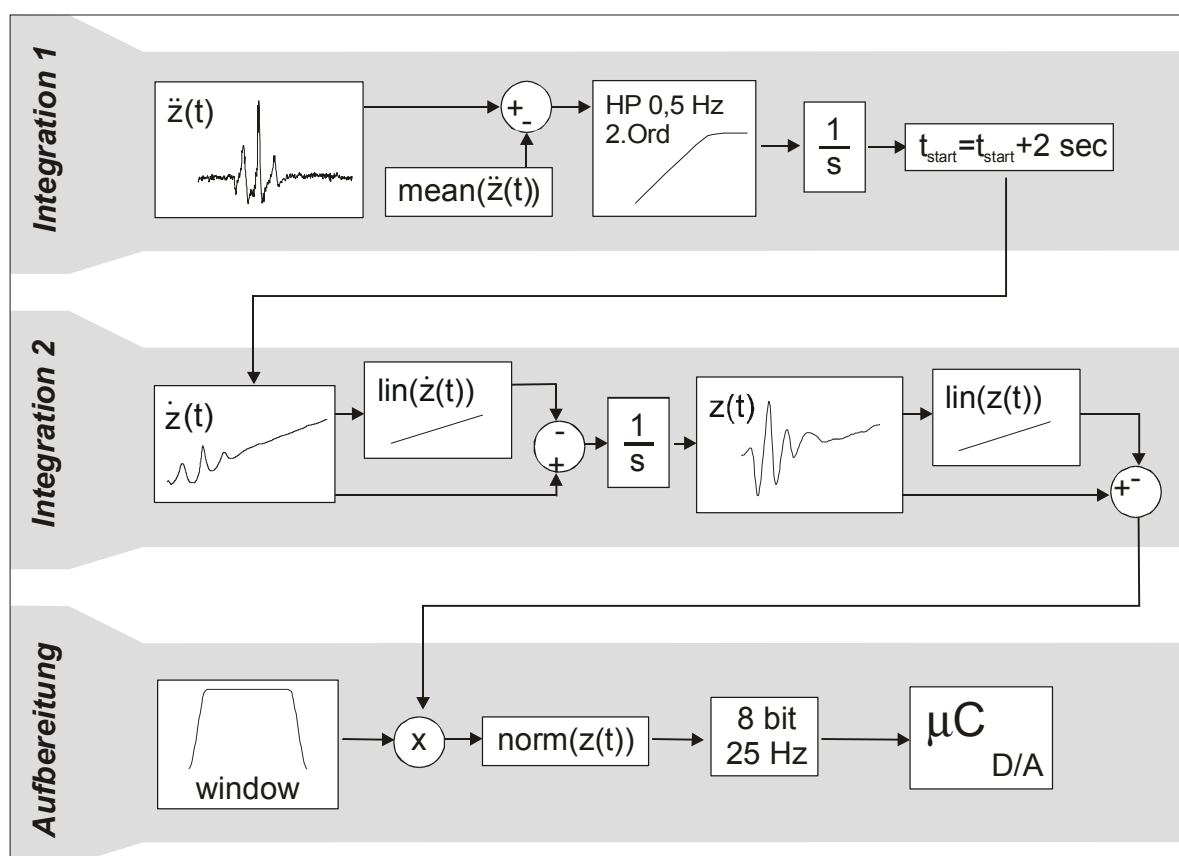


Bild 4.4: Signalverlaufsplan zur Generierung der Weganregung

Vor der zweiten Integration wird nun das Geschwindigkeitssignal durch eine Gerade angenähert, also der Trend des Signals bestimmt, und dieses Polynom vom eigentlichen Signalverlauf abgezogen. Mit dieser Methode läßt sich das Abdriften des zweiten Integrators verhindern, ohne weitere Filter zu verwenden. Das Verfahren wird auf das Wegsignal  $z(t)$  erneut angewendet, welches anschließend mit einer Hanning-

Fensterfunktion multipliziert wird, die den Anfang und das Ende des Signalverlaufs mit Null bewertet. Dadurch ist ein stoßfreier Übergang bei zyklischer Wiederholung des Prüfsignals gewährleistet. In der Signalverarbeitungskette schließt sich eine Normierung an, die das Signal in den Wertebereich von -1 bis +1 transformiert. Nach der Umrechnung in 8-bit Integerwerte wird der Sollwegverlauf mit einer Samplingfrequenz von 25 Hz auf den D/A Wandler des verwendeten Mikrokontrollers gegeben.

#### 4.4 Berechnungen im Frequenzbereich

##### - Angestrebte Übertragungsfunktion des geregelten Sitzes

Das Übertragungsverhalten eines semi-aktiven Schwingungsisolators mit geregelter Dämpfung sollte sich idealerweise in zwei Teilbereiche untergliedern. Ausgehend vom passiven System ist eine hohe Dämpfung im Resonanzgebiet wünschenswert, während im Isolationsgebiet für Anregungsfrequenzen größer als  $\sqrt{2}f_0$  die Dämpfung möglichst klein sein sollte. Durch eine Variation der Dämpfung für unterschiedliche Anregungsfrequenzen soll das semi-aktive System einen Amplituden-Frequenzgang aufweisen, der in allen Frequenzbereichen minimale Werte aufweist. In Bild 4.5 sind die gewünschten Übertragungsfunktionen im Vergleich zu einem passiven Schwinger mit  $D=0,3$  gezeigt.

Anhand der dargestellten Übertragungsfunktionen können nun Berechnungen durchgeführt werden, um das Verbesserungspotential durch den Einsatz der geregelten Dämpfung zu ermitteln. Dazu muss die spektrale Leistungsdichte der Anregungsbeschleunigung  $\ddot{z}(t)$  mit dem Quadrat der Vergrößerungsfunktion  $V(f)$  bewertet werden. Daraus errechnet sich die spektrale Leistungsdichte der Systemantwort zu:

$$\Phi_{\ddot{x}}(f) = V^2(f) \cdot \Phi_{\ddot{z}}(f) \quad (4.2)$$

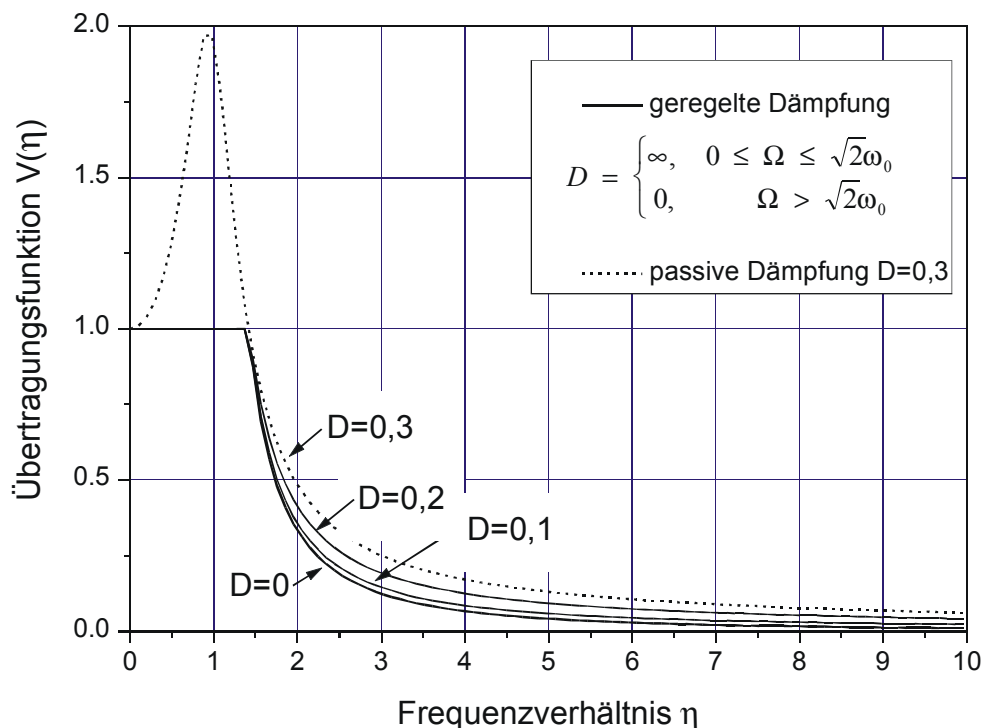


Bild 4.5: angestrebte Amplituden-Vergrößerungsfunktion des semi-aktiven Systems.

## - Berechnungsergebnisse

Werden nun für die Berechnungen die frequenzbewerteten Anregungsspektren verwendet, läßt sich der Effektivwert der frequenzbewerteten Sitzbeschleunigung mit Hilfe von Gl.(2.20) leicht ermitteln. Die Effektivwerte sind für eine Variation des Dämpfungsgrades  $D$  von 0 bis 0,3 in Bild 4.6 grafisch dargestellt, wobei die Werte für das passive System aufgrund der Unendlichkeitsstelle der Übertragungsfunktion für  $D=0$  nur bis  $D=0,05$  berechnet wurden.

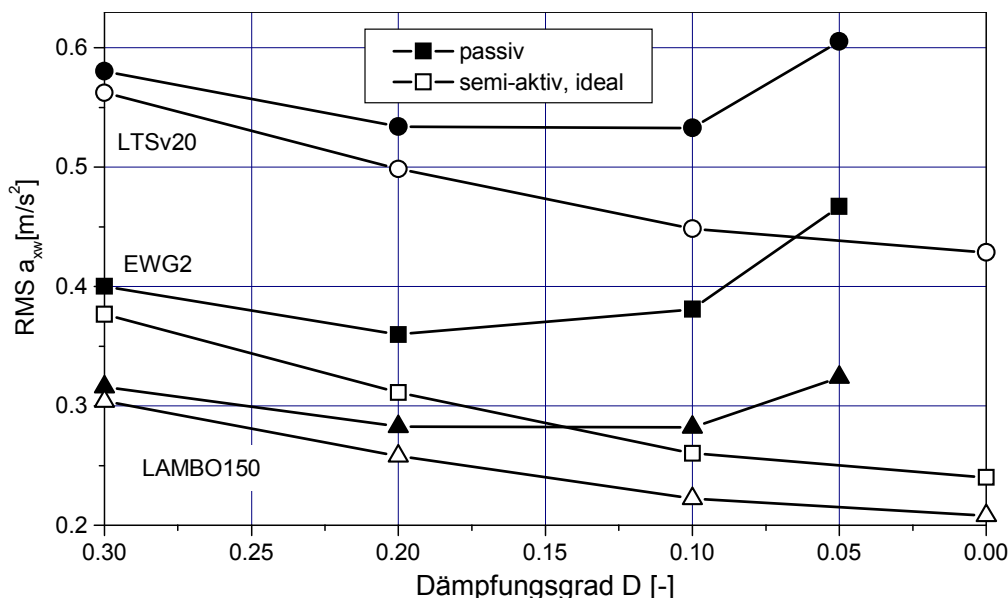


Bild 4.6: Effektivwerte der Sitzbeschleunigung bei passiver und idealer, semi-aktiver Schwingungsisolierung

Anhand von Bild 4.6 kann der Einfluss der Schwingungen im Resonanzbereich des Sitzes analysiert werden. Demnach bringt eine Verminderung des Dämpfungsmaßes von 0,3 auf 0,2 beim passiven System bei allen Anregungen eine Verbesserung der Isolationswirkung. Bei einem Dämpfungsgrad von  $D=0,1$  wird die Verbesserung im Isolationsgebiet jedoch durch die erhöhten Schwingamplituden im Resonanzgebiet nahezu aufgezehrt.

Für die Schwingungsantwort des Systems mit der idealen Übertragungsfunktion gelten diese Einschränkungen bezüglich des optimalen Dämpfungsgrades nicht, so dass die Isolationswirkung bei abnehmender Dämpfung immer weiter verbessert wird. Allerdings verlaufen die Kurven nicht linear, sondern weisen bei  $D=0,1$  einen Knick auf. Vergleicht man den Verlauf der Übertragungsfunktionen bei  $D=0$  und  $0,1$  in Bild 4.5 im Anregungsfrequenzbereich zwischen 1,5 und 3 Hz, so ist die Abnahme ebenfalls geringer als z.B. zwischen 0,3 und 0,2. Die Verbesserung durch die geregelte Dämpfung ist demnach für Dämpfungsgrade im Isolationsgebiet bis  $D=0,1$  besonders hoch.

Das Verbesserungspotenzial durch den Einsatz der geregelten Dämpfung läßt sich aus Bild 4.7 ersehen. Gegenüber dem passiven Referenzsitz kann mit dem semi-aktiven System bei abnehmendem Dämpfungsgrad im Isolationsbereich eine wesentliche Schwingungsverbesserung bis zu 40% bei EWG2 erzielt werden. Demge-

genüber ergeben sich lediglich Verbesserungen zwischen 3 und 6%, wenn nur die Resonanzfrequenzen des Sitzes unterdrückt würden (Werte für  $D=0,3$  in Bild 4.7). Ausser vom Dämpfungsmaß im Isolationsbereich ist die Schwingungsverminderung durch die geregelte Dämpfung vom Anregungsspektrum abhängig. Die Verbesserung ist dabei um so größer, je weiter die Anregungsmittelfrequenz von der Eigenfrequenz des Sitzes entfernt ist. Dies ist ebenfalls mit dem Verlauf der Übertragungsfunktionen in Bild 4.5 zu erklären. Je näher nämlich die Anregungsfrequenzen am  $\sqrt{2}$ -fachen der Eigenfrequenz liegen, desto steiler verlaufen hier die Übertragungsfunktionen. Dadurch nähern sich die Kurven an, und das Verbesserungspotenzial durch den Einsatz der geregelte Dämpfung wird dann immer geringer. Für eine gute Wirksamkeit der geregelte Dämpfung ist also eine geringe Isolationsbereichdämpfung und eine kleine Eigenfrequenz notwendig.

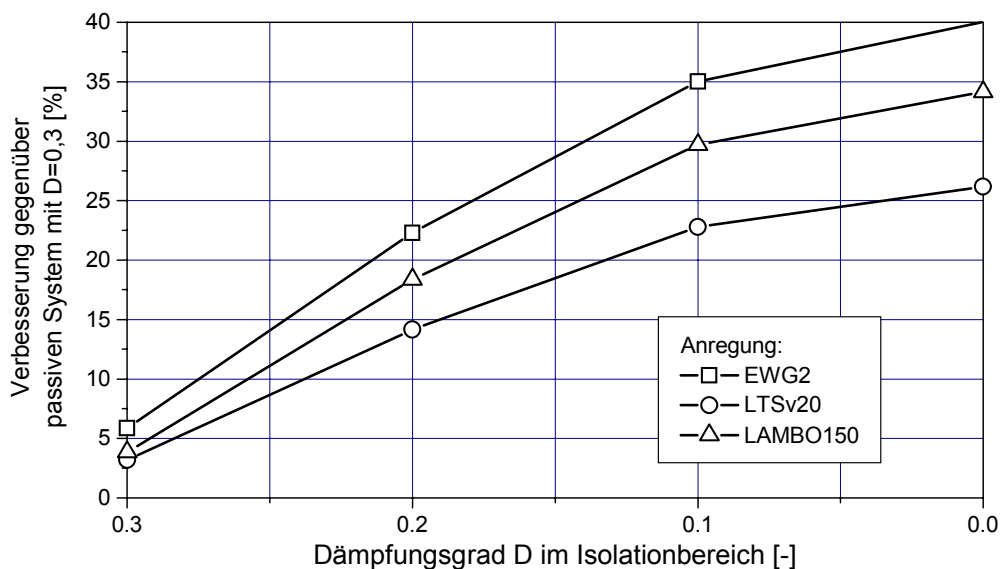


Bild 4.7: relative Verbesserung der  $a_{zw}$ -Werte eines idealen, semi-aktiven Systems gegenüber einem passiven System mit  $D=0,3$

Gelänge es demnach, ein System mit der idealen Übertragungsfunktion zu realisieren, so würde bei einem technisch realisierbaren Dämpfungsgrad von  $D=0,1$  im Isolationsbereich, eine Schwingungsverbesserung bei den gewählten Anregungsspektren zwischen 27 und 35 % erzielt werden.

## 5 Simulationen am Einmassenschwinger

Da die dynamischen Eigenschaften eines Fahrersitzes in erster Näherung denen eines fußpunkterregten Einmassenschwingers (s. Bild 2.1) gleichen, sollen an diesem Modell grundsätzliche Untersuchungen zur geregelten Dämpfung durchgeführt werden. Die Simulationen im Zeitbereich erfolgten mit dem in Kap. 6.1 näher beschriebenen Programmpaket MATLAB/SIMULINK.

Die untersuchten Regelalgorithmen sind die für kontinuierliche Dämpferkraftverstellung entwickelten, nämlich Skyhook-Control und Relative-Control (s. Kap 3.5.2).

Die abgefederte Masse des simulierten Systems beträgt 100 kg. Bei einem Gewicht des Sitzoberteils von 25 kg entsprechen die verbleibenden 75 kg Auflast dann dem 5/8-fachen der Fahrer Masse (entspr. [32]), woraus sich ein Fahrergewicht von 120 kg ergibt. Um bereits für das zu Vergleichszwecken parallel untersuchte passive System eine gute Schwingungsisolierung zu erhalten, wird die Eigenfrequenz zu  $f_0 = 1$  Hz festgelegt, womit sich mit Gl. (2.2) die lineare Federsteifigkeit zu  $c = 4000$  N/m errechnet.

Die im Folgenden dargestellten Ergebnisse gelten im geregelten Fall für eine Rückführungsverstärkung  $k$ , für die sich ein minimaler RMS-Wert der bewerteten Beschleunigung ergibt. Der Aufbau der Simulationsmodelle kann aus dem Prinzipbild Bild 5.1 entnommen werden.

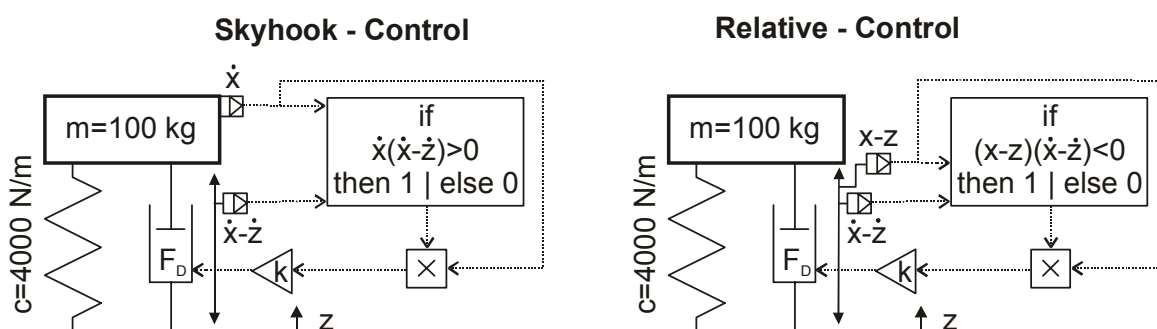


Bild 5.1: Prinzipdarstellung der Simulationsmodelle

### 5.1 Systemverhalten bei harmonischer Erregung

Obwohl in der Praxis nur stochastische Erregungen vorkommen, können die prinzipiellen Unterschiede zwischen den hier eingesetzten Regelalgorithmen bei einem harmonischen Anregungsverlauf besser verdeutlicht werden. Die Systeme wurden dabei mit einer Frequenz von 1,41 Hz angeregt, die Amplitude betrug 10 mm. Diese Frequenz stellt für das passive System insofern einen Grenzfall dar, als dass die Übertragungsfunktion hier den Wert 1 annimmt, und somit keine Schwingungsisolierung erreichbar ist. Bei Einsatz des geregelten Systems läßt sich dagegen die Anregungsschwingstärke noch signifikant mindern, wie Tabelle 5.1 zu entnehmen ist.

	RMS $a_{xw}$ [m/s <sup>2</sup> ]	$k_{opt.}$
passiv	0,27	(D=0,3)
Skyhook	0,15	1241
Relative	0,17	3842

Tabelle 5.1: Effektivwerte der bewerteten Beschleunigung bei optimaler Rückführungsverstärkung und  $f_{Anreg}=1,41$  Hz /  $A=10$  mm

Zur Erklärung dieses beachtlichen Verbesserungspotenzials durch die geregelte Dämpfung sollen nun die in Bild 5.2 gezeigten Zeitverläufe der bewerteten und unbewerteten Beschleunigung, sowie der Dämpferkraft dienen.

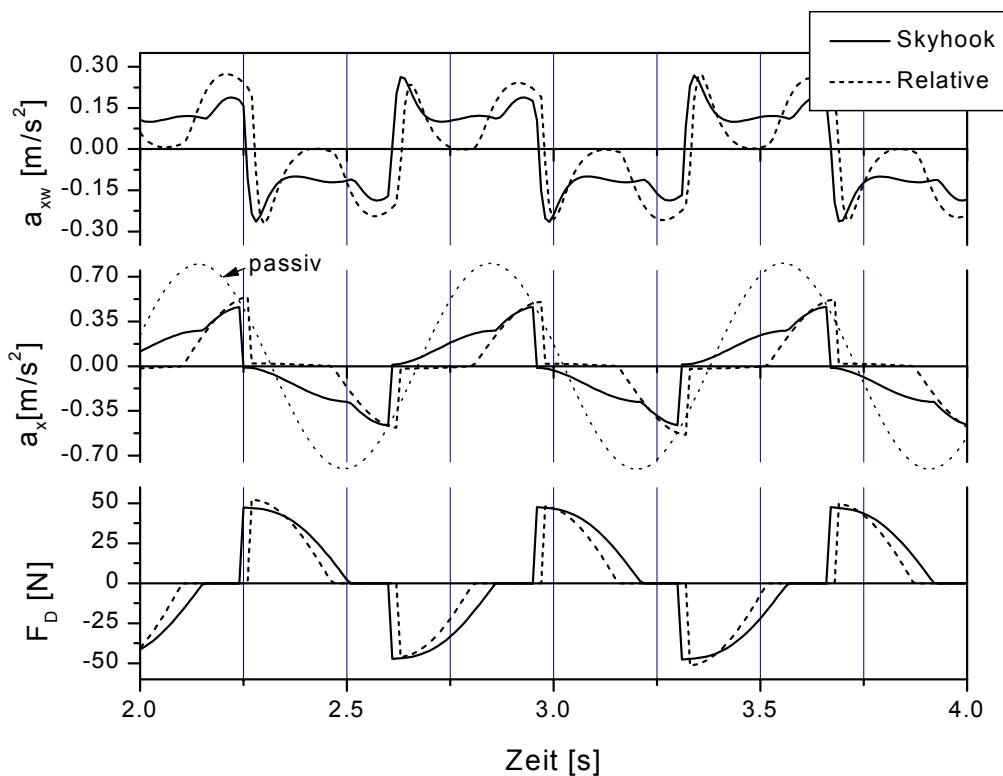


Bild 5.2: Zeitverläufe der Beschleunigung und der Dämpferkraft bei geregelter Dämpfung und  $f_{Anreg}=1,41$  Hz /  $A=10$  mm

Der Bewegungsverlauf des geregelten Systems ist dabei ausgesprochen nichtlinear, wie aus dem Vergleich mit der unbewerteten Beschleunigung  $a_x$  des passiven Systems hervorgeht. Die für den Effektivwert bestimmende Fläche unter den Kurven ist jedoch für beide geregelte Varianten viel geringer als beim passiven System, ebenso die Spitzenwerte der Beschleunigung. Insbesondere bei Relative-Control gelingt es, die unbewertete Beschleunigung für einen 50%igen Zeitanteil auf Null zu halten, wenn die Dämpferkraft der Federkraft gegengleich ist. Der Effektivwert der unbewerteten Beschleunigung ist daher bei Relative-Control geringer als bei Skyhook. Andererseits führt das steile Ansteigen des Beschleunigungsverlaufs, wenn die Dämpferkraft  $F_{D,Relative}$  zugeschaltet wird, zu einem starken Überschwingen des im Zeitbereich arbeitenden Bewertungsfilters. Dies führt zu einem deutlich unregelmäßi-

geren Verlauf der bewerteten Beschleunigung bei Relative Control gegenüber Skyhook, was letztlich auch den leicht höheren RMS-Wert bedingt.

Der Dämpferkraftverlauf zeigt für beide geregelten Systeme ein schnelles Ansteigen, sobald die Einschaltbedingung erfüllt ist. Der Einsatz von realen Aktuatoren mit endlichen Reaktionszeiten wird also sicherlich den Erfolg der geregelten Dämpfung mindern, eventuell aber den Beschleunigungsverlauf gleichmäßiger machen.

Im Frequenzbereich äußert sich der stoßartige Beschleunigungsverlauf durch zahlreiche Nebenpeaks für ganzzahlige Vielfache der dreifachen Anregungsfrequenz, wie Bild 5.3 zu entnehmen ist. Relative-Control zeigt zwar bei  $f=1,41$  Hz einen etwas geringeren Wert als Skyhook-Control, dafür ist aber der Peak bei 4,23 Hz beinahe doppelt so groß. Weiterhin ist der Verlauf des Amplitudenganges zwischen den Peaks fülliger.

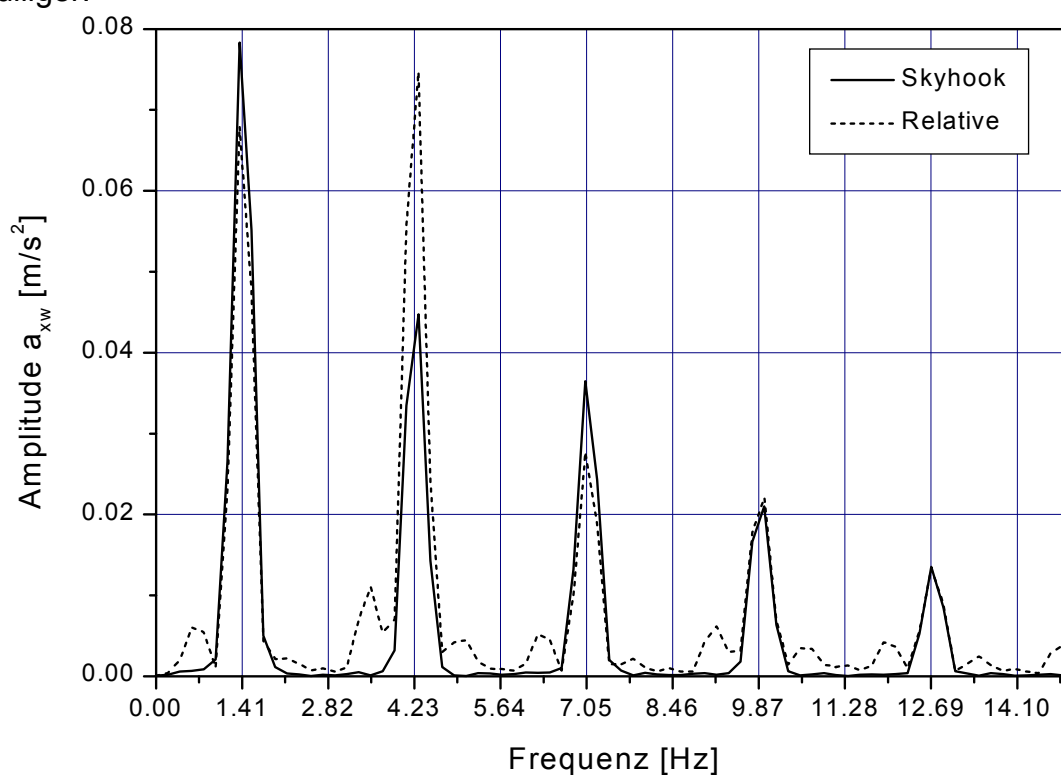


Bild 5.3: Amplitudenspektren der bewerteten Beschleunigung bei geregelter Dämpfung und harmonischer Anregung

Die genannten Auswirkungen der Dämpferkraftregelungen auf den Beschleunigungsverlauf treten bei harmonischer Anregung besonders hervor. Bei realer, stochastischer Anregung und vorhandener Basisdämpfung  $D_0$  des Systems wirken sich die nichtlinearen Effekte nicht so stark aus, wie im folgenden Abschnitt gezeigt wird. Dennoch müssen bei Anwendung der Regelalgorithmen in Verbindung mit Humanschwingungen die verstärkten Schwingungen bei dreifacher Anregungsfrequenz besonders beachtet werden.

## 5.2 Einfluss der Grunddämpfung bei stochastischer Erregung

Eine erste Abschätzung des Isolationspotenzials der geregelten Dämpfung kann mit Hilfe der stochastischen Anregungen entspr. Kap. 4.3 erfolgen. Einem real ausgeführten Schwingungssystem wird nun insofern Rechnung getragen, dass immer eine geschwindigkeitsabhängige Bauteildämpfung  $r_0$  vorhanden ist, die sich als Grunddämpfung  $D_0$  auswirkt. Dieses System kann durch die Parallelschaltung eines passiven Dämpfers mit einem idealen regelbaren Dämpfer veranschaulicht werden (Bild 5.4).

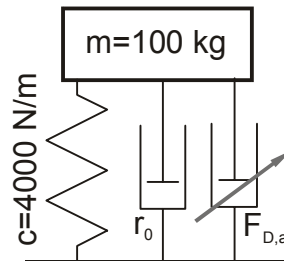


Bild 5.4: Simulationsmodell mit idealem aktiven Dämpfer und passiver Grunddämpfung

Die Auswirkungen dieser Basisdämpfung auf die Schwingungsisolierung werden nun für  $D_0 \in [0;0,3]$  analysiert. Für die Auslegung der Regelalgorithmen gibt es bei vorhandener Grunddämpfung nun zwei Möglichkeiten:

### - Reglerstruktur ohne Kraftkompensation

Hier wird die Reglerstruktur entsprechend Bild 5.1 unverändert übernommen, d.h. die Schaltbedingungen für den Dämpfer hängen weiterhin nur von den Zustandsvariablen ab, und bei aktivem regelbarem Dämpfer ist die von diesem Aktuator erzeugte Kraft proportional der Absolutgeschwindigkeit (Skyhook) bzw. dem Relativweg (Relative-Control). Der wirkenden Grunddämpfung wird nun insofern Rechnung getragen, als die Optimierung hinsichtlich der bewerteten Beschleunigung die Rückführungsverstärkung  $k_{opt}$  bei größerem  $D_0$  immer weiter zurücknimmt, wie aus Tabelle 5.2 zu entnehmen ist. Die damit erzielten Effektivwerte der Beschleunigung für das geregelte und das passive System sind in Bild 5.5 dargestellt.

Die Effektivwerte der Beschleunigung bei Skyhook und Relative-Control verschlechtern sich mit zunehmender Grunddämpfung. Vergleicht man beide Regelalgorithmen, so sind lediglich bei geringen Basisdämpfungen im Bereich um  $D_0 \in [0;0,1]$  Unterschiede feststellbar. Relative-Control liefert hier nicht so gute Werte wie die Skyhook-Regelung. Ab einer Grunddämpfung  $D_0=0,2$  bietet Relative-Control jedoch teilweise eine bessere Schwingungsisolierung.

Für die von ihrer Mittenfrequenz höheren Anregungen EWG2 und LAMBO150 ergibt sich ein Grenzwert von  $D_0=0,3$ , für die eine Schwingungsverbesserung durch den Einsatz der geregelten Dämpfung zu erwarten ist. Bei dieser Grunddämpfung gleichen sich die Werte für das passive und die geregelten Systeme.

Bei der niederfrequenten Anregung LTSv20 hingegen ist selbst bei dieser Grunddämpfung von  $D_0=0,3$  eine Verbesserung des RMS-Werts von 0,57 auf 0,52  $\text{m/s}^2$



durch die Regelung des Dämpfers zu erzielen. Bei dieser Anregung fällt auf, dass der optimale passive Wert  $D_{opt}$  mit 0,09 sogar noch geringer ist als bei den anderen Anregungen.

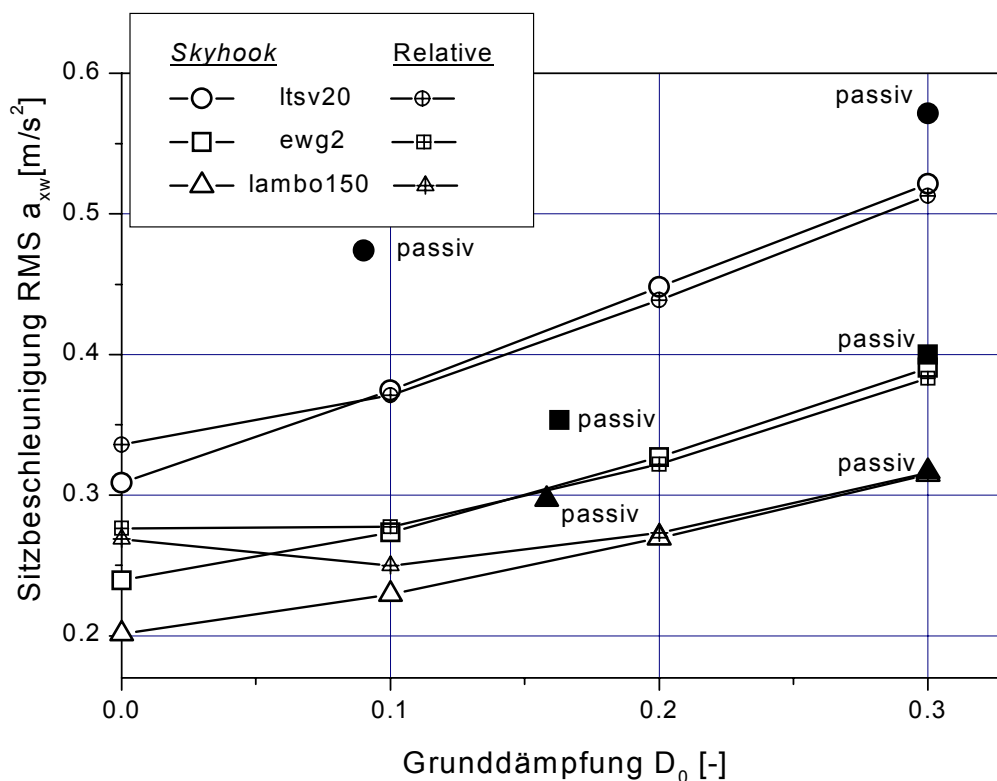


Bild 5.5: Einfluss der Grunddämpfung  $D_0$  auf den RMS-Wert der bewerteten Beschleunigung  $a_{xw}$  bei optimaler Rückführungsverstärkung

$D_0$	EWG2		LTSv20		LAMBO150	
	S	R	S	R	S	R
0	970	3962	1381	3167	1157	3432
0,1	630	2834	932	2932	821	2941
0,2	493	2646	689	2807	566	2578
0,3	268	2218	585	2465	474	2356

Tabelle 5.2: optimale Rückführungsverstärkungen  $k$  für Skyhook- (S) und Relative- (R) Control bei einer Regelstruktur ohne Kraftkompensation

### - Regelstruktur mit Kraftkompensation

Die durch die Basisdämpfung hervorgerufene Kraft wirkt auch bei zugeschaltetem Aktivdämpfer. Die Regelstruktur soll nun so modifiziert werden, dass die Summe der Kräfte des Aktiv- und Passivdämpfers möglichst genau den optimalen Dämpferkräften entsprechend der Vorgaben in Kap 3.5 entspricht. Die vom Aktivdämpfer auszuübende Sollkraft muss also gleich der Differenz von optimaler Regelkraft und wirkender Passivkraft sein:

$$F_{D,Soll} = F_{Skyhook,Relative} - F_{D,passiv} \quad (5.1)$$

Diese Bedingung darf jedoch nur gelten, wenn die optimale Regelkraft größer oder gleich der passiven Dämpferkraft ist. Ist dies nicht der Fall, so wird die Solldämpferkraft zu Null gesetzt. Signaltechnisch entspricht diese zweite Forderung einem früheren Abschalten des Aktivdämpfers. Das in den Simulationen verwendete Regelgesetz für den aktiven Dämpfer mit Kraftkompensation lautet:

$$F_D = \begin{cases} F_{Sky, Rel} - F_{D, passiv}, & \text{wenn } |F_{D, passiv}| > |F_{Sky, Rel}| \\ 0, & \text{sonst} \end{cases} \quad (5.2)$$

Im Simulationsmodell ist diese Regelvariante einfach zu realisieren. Am realen Schwingsystem kann es verwirklicht werden, indem ein Modell der wirkenden Passivkraft im Regler hinterlegt wird. Eine direkte Messung dieser Störkomponente dürfte dagegen normalerweise ausgeschlossen sein, da sich die Passivkraft auf mehrere Bauteile verteilen kann, und eine Aufteilung in Feder- und Dämpferkräfte meist unmöglich ist.

Bild 5.6 zeigt nun die Simulationsergebnisse für den Effektivwert der bewerteten Beschleunigung bei zunehmender Grunddämpfung mit Kraftkompensation, wobei die Werte für eine Reglerstruktur ohne Kraftkompensation entsprechend dem vorhergehenden Abschnitt zu Vergleichszwecken ebenfalls dargestellt sind. Tabelle 5.3 gibt die zugehörigen Rückführungsverstärkungen wieder.

D <sub>0</sub>	EWG2		LTSv20		LAMBO150	
	S	R	S	R	S	R
0,1	810	3712	1071	3264	929	3642
0,2	748	3642	991	3844	782	3409
0,3	695	3734	897	4440	778	3454

Tabelle 5.3: optimale Rückführungsverstärkungen k für Skyhook- (S) und Relative- (R) Control bei einer Reglerstruktur mit Kraftkompensation

Die Kurven in Bild 5.6 lassen erkennen, dass die Kompensation der passiven Dämpfungskraft bei der Anwendung von Skyhook-Control durchaus eine Verbesserung bietet, insbesondere bei den höherfrequenten Anregungen EWG2 und LAMBO150. Die Verringerung der Beschleunigung beträgt allerdings maximal nur 0,02 m/s<sup>2</sup>, (EWG2, D<sub>0</sub>=0,2), bezogen auf das herrschende Schwingungsniveau von 0,31 m/s<sup>2</sup> bedeutet dies jedoch immerhin eine Verbesserung von 6,5 %. Vergleicht man die Kurven für Skyhook-Control mit Kompensation und die für Relative Control ohne Rückführung der Passivkraft, so ergeben sich bei LTSv20 keine Unterschiede, bei den anderen Anregungen liefert Skyhook-Control die geringeren Werte.

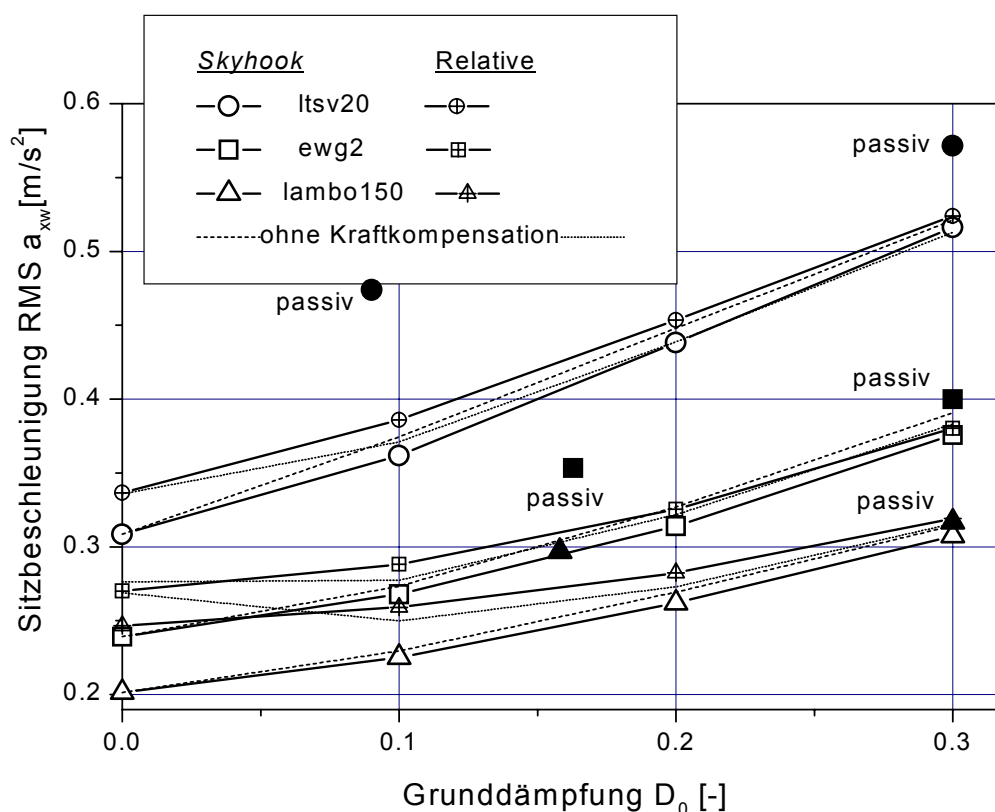


Bild 5.6: Einfluss der Grunddämpfung  $D_0$  auf den RMS-Wert der bewerteten Beschleunigung  $a_{xw}$  bei Kompensation der Passivkraft

Bei der Anwendung von Relative Control hingegen ist die Kraftkompensation jedoch schädlich, da sich bei allen Anregungen ab einem Grunddämpfungsmaß von  $D_0=0,1$  höhere Beschleunigungswerte als bei der Regelstruktur ohne Kompensation der Passivkraft ergeben. Dies ist auf den ersten Blick erstaunlich, kann jedoch mit den Eigenschaften des ISO-Bewertungsfilters und den gegenüber Skyhook-Control veränderten Schaltpunkten erklärt werden. Hierzu ist wieder eine Darstellung des Beschleunigungsverlaufs im Zeitbereich geeignet, wie in Bild 5.7 bei einer harmonischen Anregung von 2,5 Hz und einer Amplitude von 10 mm dargestellt. Da diese Anregungsfrequenz in etwa der Mittenfrequenz von LAMBO150 entspricht, wird hier das Simulationsergebnis mit den für diese Anregung optimierten Rückführungsverstärkungen und einer Grunddämpfung von  $D_0=0,2$  gezeigt.

Es entstehen demnach im unbewerteten Beschleunigungsverlauf bei der Regelung mit Kraftkompensation pro Halbperiode zwei Knicke: der Erste bei Einsetzen der Aktivdämpferkraft, der sich in abgeschwächter Form auch bei der Regelung ohne Kraftkompensation wiederfindet. Durch die der Federkraft gegengleiche Dämpferkraft zeigt der Beschleunigungsverlauf bei Kraftkompensation dann konstante Beschleunigungswerte, bis die Aktivkraft abgeschaltet wird, und sich eine zweite Unstetigkeitsstelle ergibt. Der wesentlich gleichmäßigere Dämpferkraftverlauf bei Regelung ohne Kraftkompensation führt dagegen zu einem entsprechenden Beschleunigungsverlauf, der besonders im bewerteten Fall eine geringere Welligkeit aufweist. Dadurch ist das Schwingungsniveau hier insgesamt geringer.

Bei der Anwendung von Skyhook-Control ist der Dämpferkraftverlauf in beiden Fällen stetiger, was eine geringere Welligkeit der bewerteten Beschleunigung bewirkt.

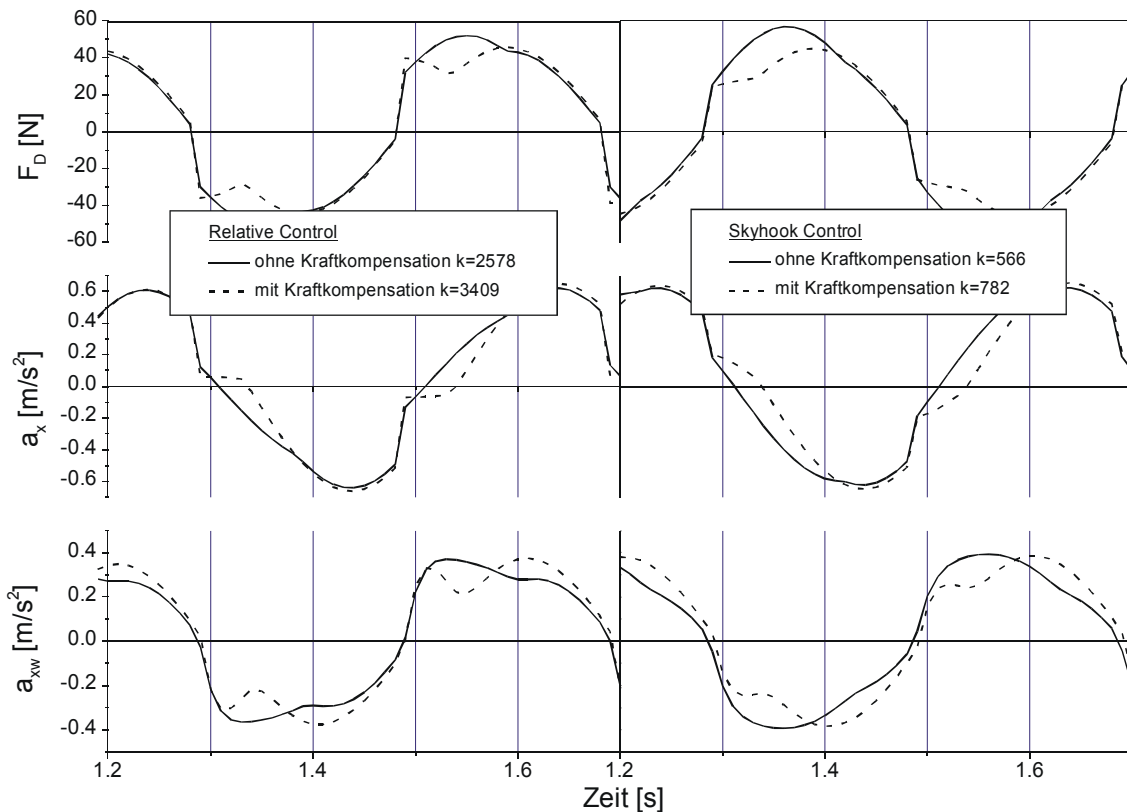


Bild 5.7: Zeitverläufe der Beschleunigung und der Dämpferkraft bei Relative und Skyhook - Control mit / ohne Kraftkompensation bei  $D_0=0,2$  ( $f_{Anreg}=2,5$  Hz und  $A=10$  mm)

### 5.3 Einfluss der Schaltzeiten

Die bisherigen Simulationen wurden mit einem idealen Aktivdämpfer durchgeführt, d.h. dass der Dämpfer die geforderte Sollkraft in unendlich kurzer Zeit aufbringen kann. Reale Aktuatoren werden jedoch immer eine Verzögerung aufweisen, bis die Sollkraft erreicht ist. Um den Einfluss dieser Schaltverzögerung auf die Leistungsfähigkeit der geregelten Dämpfung abschätzen zu können, werden nun Simulationen unter Einbeziehung eines realen Aktuators durchgeführt. Dabei werden wieder die Ergebnisse der Regelalgorithmen Skyhook und Relative bei optimierter Rückführungsverstärkung  $k$  verglichen.

Bei der Modellierung der Verzögerung wurde das Schaltverhalten eines Magnetventils zum Vorbild genommen. Die gesamte Schaltzeit setzt sich dabei entsprechend Bild 5.8 aus einer Totzeit  $T_T$  und einer Anstiegszeit  $T_a$  zusammen. Die Totzeit entsteht durch den verzögerten Aufbau des Magnetfelds, das dann bei Beginn der Anstiegszeit groß genug ist, den Anker zu heben. Während dieser Anstiegszeit wird dann das Ventil kontinuierlich geöffnet.

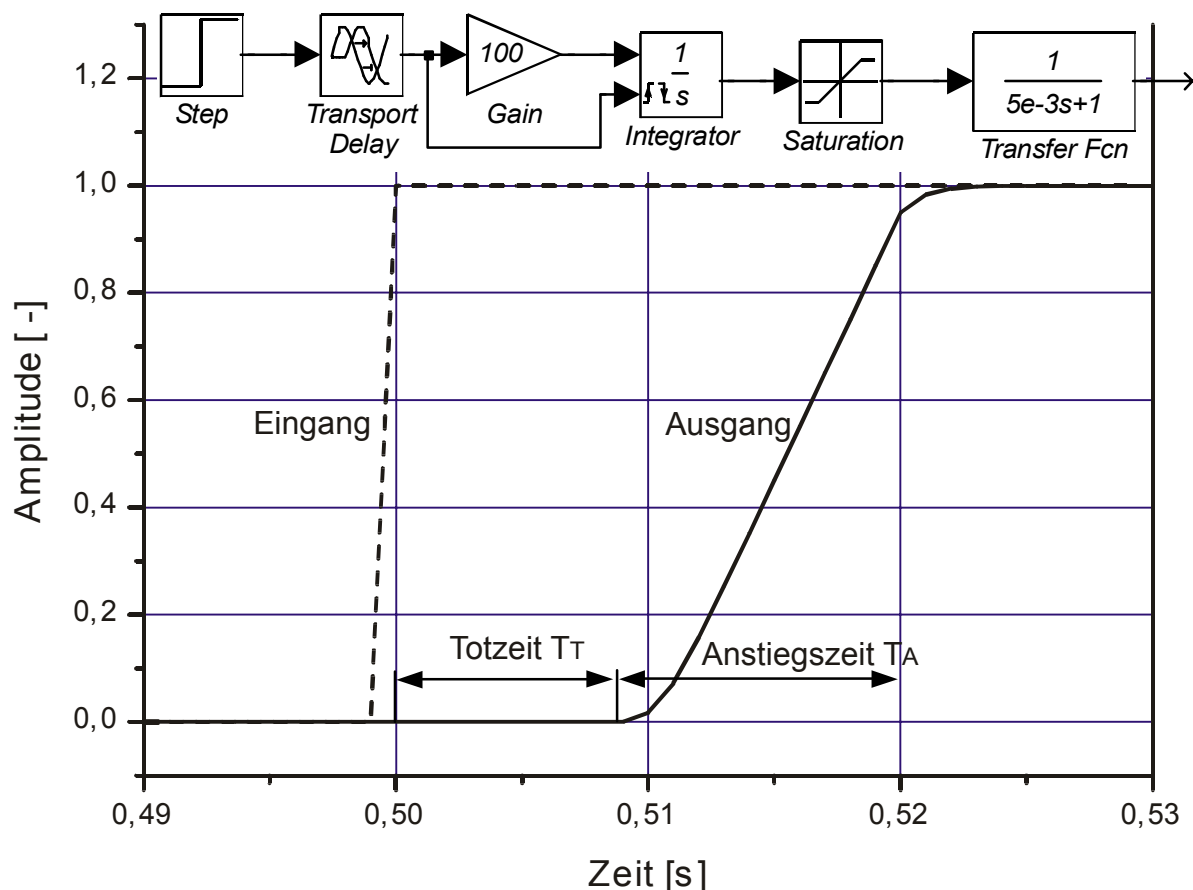


Bild 5.8: SIMULINK-Blockschaltbild und Sprungantwort des Schaltzeit-Modells

Im SIMULINK-Modell wird die Totzeit mit einem entsprechenden Block dargestellt, die Anstiegszeit wird über einen extern rückstellbaren Integratorblock realisiert. Über die Eingangsverstärkung kann die Anstiegszeit beeinflusst werden. Ein Begrenzer hält das Ausgangssignal zwischen 0 und 1. Um einen weichen, realistischen Übergang zu gestalten, wird das Schaltsignal schließlich einem  $PT_1$ -Block zugeführt. Als gesamte Schaltzeit  $T_S$  wird die Zeit definiert, die vergeht, bis das Ausgangssignal 95% der Eingangsamplitude erreicht hat. Dabei nehmen  $T_T$  und  $T_A$  jeweils die Hälfte der gesamten Schaltzeit  $T_S$  ein.

Bei der Umsetzung dieser Schaltverzögerung in die dynamischen Modelle wurde insofern eine Vereinfachung durchgeführt, dass nur das Zuschalten des Dämpfers mit einer Verzögerung beaufschlagt wurde. Dies ist zulässig, da gerade hier eine hohe Verstelldynamik wünschenswert ist. Der Abschaltvorgang des Dämpfers ist hier weniger kritisch, da die Dämpfer-Sollkraft bereits vor dem Abschalten kontinuierlich verringert wird (s. Bild 5.2 und Bild 5.7) und gegen Null läuft.

Aus Gründen der Anschaulichkeit wurden die Simulationen nur mit den Regelstrukturen ohne Kraftkompensation durchgeführt. Bild 5.9 zeigt den Einfluss der Schaltzeiten bis 30 ms auf den RMS-Wert der bewerteten Beschleunigung. Die Grunddämpfung wurde bei beiden Regelvarianten zu  $D_0=0,2$  gesetzt.

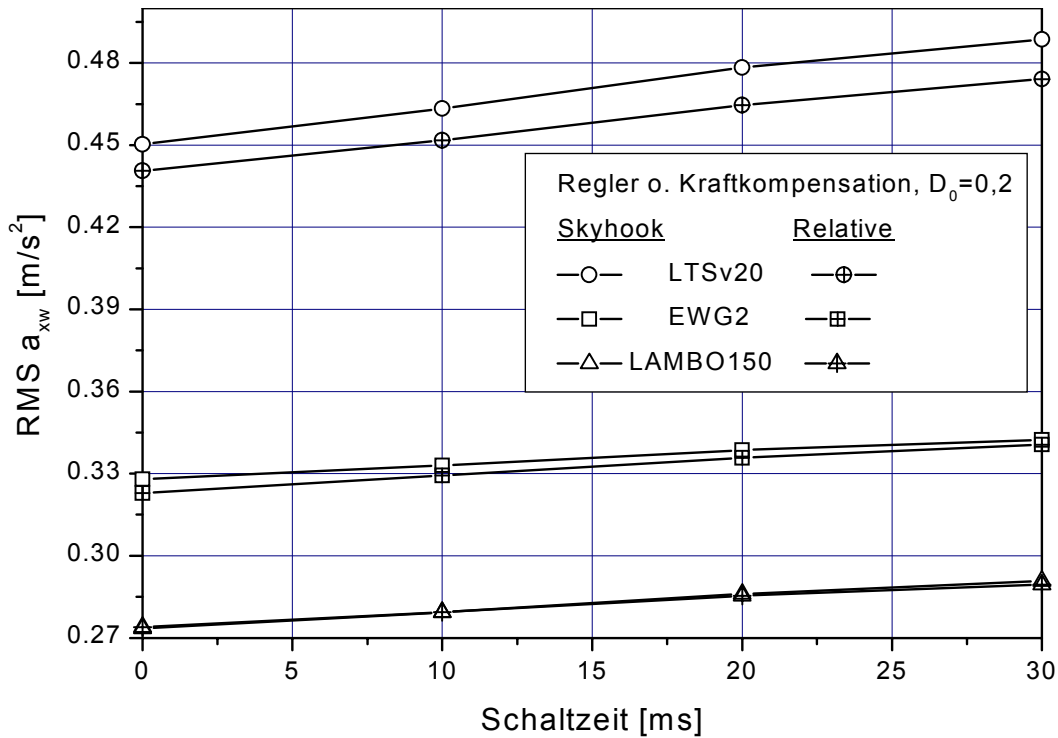


Bild 5.9: Einfluss der Schaltzeiten auf den RMS-Wert der bewerteten Beschleunigung bei optimaler Rückführungsverstärkung  $k$

Eine Erhöhung der Schaltzeit trägt demnach zu einer Verschlechterung der Isolationswirkung der geregelten Systeme bei. Der Kurvenverlauf ist dabei für alle Anregungen und Regelalgorithmen linear. Die Erhöhung des RMS-Werts der bewerteten Beschleunigung hält sich jedoch in Grenzen: bezogen auf den Wert bei 0 ms Schaltzeit beträgt die Verschlechterung minimal 4,3 % (Skyhook, EWG2) und maximal 8,5 % (Skyhook, LTSv20).

Der durch die Schaltzeit verzögerte Kraftaufbau des Dämpfers würde das Ergebnis vermutlich stärker verschlechtern, wenn die Rückführungsverstärkung  $k$  für eine Schaltzeit 0 ms unverändert für die anderen Schaltzeiten übernommen werden würde. Der Optimierungsalgorithmus trägt dem verzögerten Kraftaufbau nun insofern Rechnung, dass die Rückführungsverstärkungen bei steigender Schaltzeit reduziert werden (Tabelle 5.4).

$T_s$	EWG2		LTSv20		LAMBO150	
	S	R	S	R	S	R
0 ms	490	2509	694	2815	550	2566
10 ms	350	2400	621	2716	479	2355
20 ms	296	2064	508	2539	379	2052
30 ms	229	2101	413	2289	348	1698

Tabelle 5.4: Einfluss der Schaltzeiten auf die optimalen Rückführungsverstärkungen  $k$  für Skyhook- (S) und Relative- (R) Control bei einer Regelstruktur ohne Kraftkompensation

## 5.4 Betrachtung der Relativwege

Die bisherigen Untersuchungen wurden an einem Simulationsmodell durchgeführt, das einen unbegrenzten Federweg zur Verfügung stellt. Da dies nicht realitätsnah ist, soll nun überprüft werden, wie die geregelte Dämpfung die Relativwege beeinflusst. Als Beurteilungsgröße für den Relativweg kommt der RMS-Wert des Relativwegs zum Einsatz. Zusätzlich wird die Differenz zwischen minimaler und maximaler Sitzauslenkung im Zeitbereich (Spitze-Spitze Wert) betrachtet, um damit eine Aussage treffen zu können, ob der im realen Fahrersitz zur Verfügung stehende Federweg von 120 mm bei der jeweiligen Dämpferregelung und der entsprechenden Anregung ausreicht.

Verglichen werden dabei die Regelungsalgorithmen, für die sich die beste Schwingungsisolierung ergibt, also Skyhook mit Kraftkompensation, und Relative Control ohne Kraftkompensation. Es werden als Rückführungsverstärkungen  $k$  wieder diejenigen verwendet, für die sich eine optimale Schwingungsisolierung einstellt.

Hinsichtlich der Reduktion der Relativwege verhält sich Skyhook-Control im gesamten variierten Grunddämpfungsbereich besser als Relative Control, welcher insbesondere bei geringem  $D_0$  relativ große Werte einnimmt (Bild 5.10). Bei Skyhook ist dagegen kaum ein Einfluss der Grunddämpfung zu erkennen.

Dieses unterschiedliche Verhalten der Regelungsalgorithmen kann aus deren Konzeption erklärt werden. Für die Herleitung von Skyhook-Control wurde als Qualitätskriterium die Beschleunigung und der Relativweg verwendet, während bei Relative Control lediglich der Zeitverlauf der Beschleunigung Verwendung fand. Daher muss Skyhook-Control die Relativwege besser begrenzen. Allerdings sind die Unterschiede zwischen beiden Algorithmen ab einem Grunddämpfungsmaß von  $D_0=0,2$  relativ gering, liegen aber in jedem Fall unter den Werten bei passiver Dämpfung.

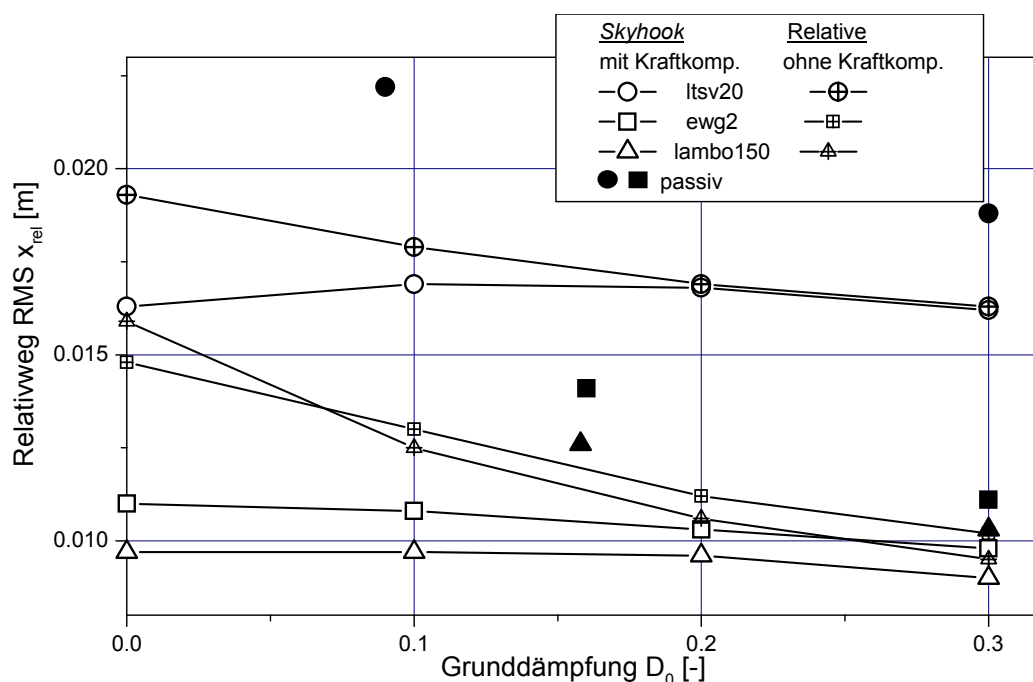


Bild 5.10: RMS-Werte des Relativwegs bei optimaler Schwingungsisolierung für geregelte und passive Dämpfung

Betrachtet man die Spitze-Spitze Werte in Bild 5.11, so wird deutlich, dass ein Federweg von 0,12 m nicht bei allen Anregungen ausreichend ist. Lediglich für die hochfrequente Anregung EWG2 mit den entsprechend geringen Anregungswegen liegen die Werte, selbst bei optimaler passiver Dämpfung, unterhalb von 0,10 m.

Obwohl hier lediglich Einzelereignisse ausgewertet wurden, sind die Verhältnisse in Bild 5.11 denen in Bild 5.10 analog. Skyhook-Control regelt die Relativwege sehr viel besser aus, so dass lediglich bei LTSv20 die Maximalwerte überschritten werden. Ab der in realen Systemen technisch möglichen Grunddämpfung von  $D_0=0,2$  kann auch Relative-Control den Spitze-Spitze Wert bei LAMBO150 unter 0,12 m halten, wobei sich die Werte beider Regelungsalgorithmen bei zunehmender Dämpfung wiederum annähern, da der Einfluss der geregelten Dämpferkraft zur wirkenden Passivkraft sinkt.

Für die Anregung LTSv20 ist das passive System selbst bei der Referenzdämpfung  $D=0,3$  ungeeignet, da der maximal mögliche Federweg um fast 50% überschritten wird.

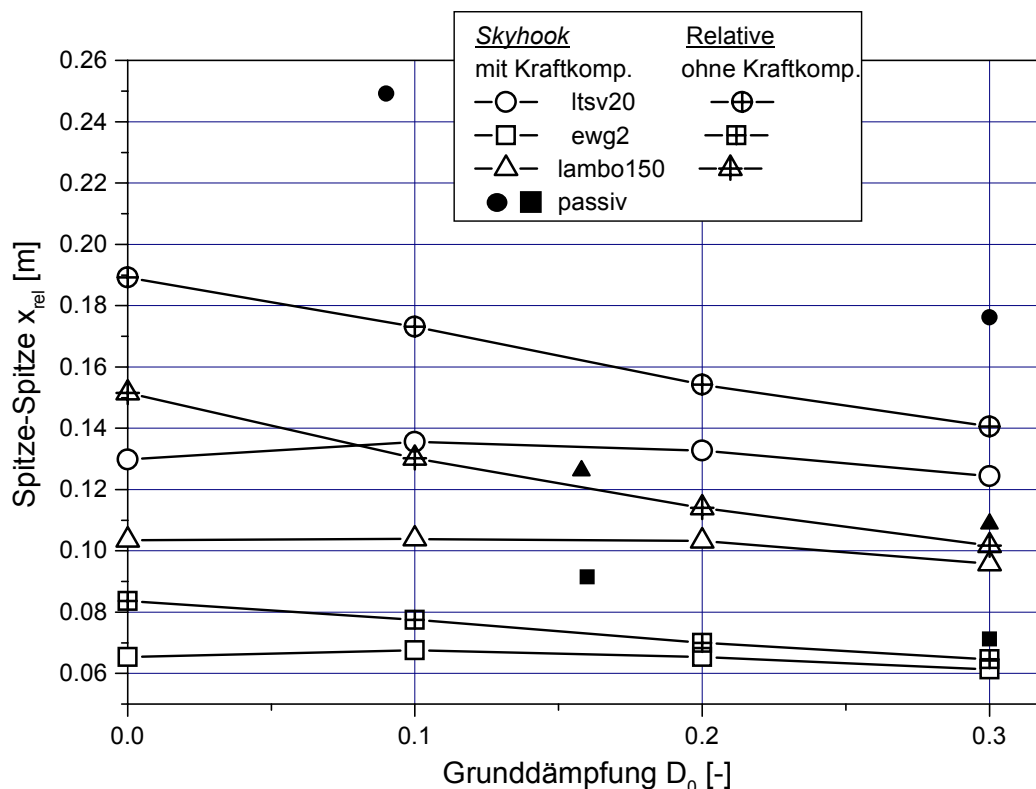


Bild 5.11: Spitze-Spitze Werte des Relativwegs bei optimaler Schwingungsisolierung für geregelte und passive Dämpfung

Für die weitere Auslegung der geregelten Dämpfung ist es daher notwendig, die in realen Fahrersitzen vorhandenen Endanschläge im Simulationsmodell abzubilden.



## 5.5 Simulationsmodell mit nichtlinearer Federsteifigkeit

Wie im vorherigen Abschnitt gezeigt, ist eine lineare Abbildung der Feder des simulierten Einmassenschwingers nicht praxisgerecht, da dann die Relativwege am Sitz zu groß würden. Um den Federweg zu begrenzen, werden in der Praxis bei Fahrersitzen Endanschläge aus Polymeren eingesetzt. Diese sollen ein hartes Aufschlagen in den Endlagen verhindern. Durch die Einbindung derartiger Endanschläge in das Modell können die jeweiligen Auswirkungen der unterschiedlichen Dämpferkraftgesetze auf die Schwingungsisolierung untersucht werden. Es werden folgende Dämpfungsarten untersucht:

### passive Dämpfung:

- lineare Dämpfung
- progressiver / degressiver Kraft-Geschwindigkeitsverlauf
- wegabhängige Dämpferkraft

### gesteuerte, adaptive Dämpfung

### geregelte Dämpfung

- Skyhook- und Relative-Control
- Endanschlagsalgorithmus

Die für die Endanschläge verwendeten Polymerwerkstoffe weisen normalerweise eine relativ geringe Dämpfung auf, so dass die Kraftwirkung der Endanschlagspuffer allein durch eine nichtlineare, wegabhängige Federsteifigkeit abgebildet werden kann. Bild 5.12 zeigt ein Prinzipbild des Simulationsmodells sowie die verwendete Kurve für den Kraftverlauf der Feder über den Sitzhub.

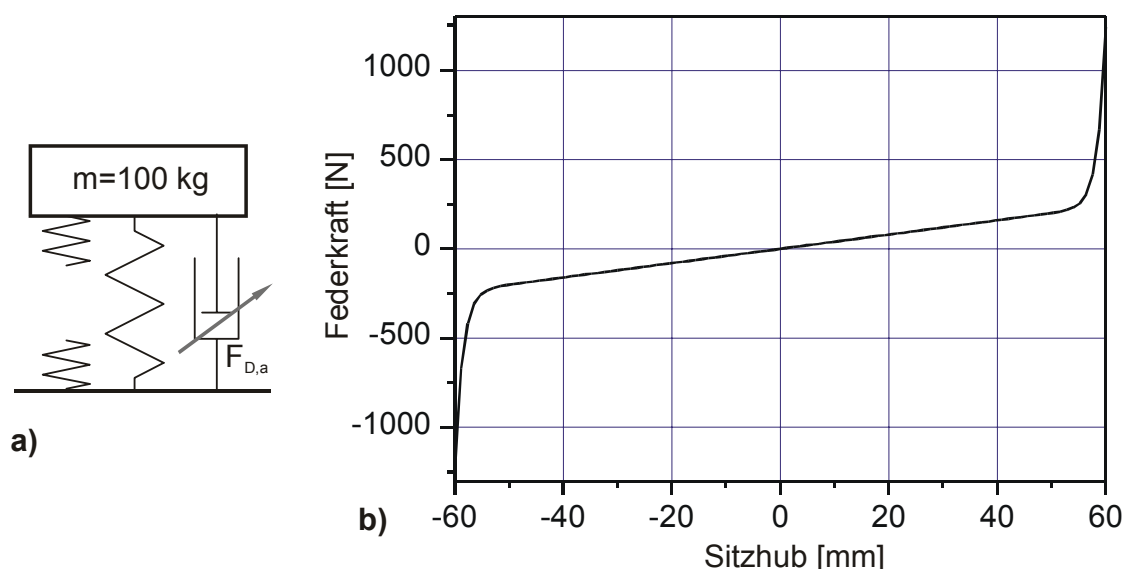


Bild 5.12 a): Simulationsmodell mit Endanschlägen; b) hinterlegter Weg-Kraftverlauf.

Der Federkraftverlauf setzt sich dabei aus einem linearen Anteil mit einer Federsteifigkeit von  $4000\text{ N/m}$  (entsprechend einer Eigenfrequenz  $f_0$  von  $1\text{ Hz}$ ) und der Federwirkung der Endanschläge zusammen, die ab einem Federhub von  $\pm 50\text{ mm}$  einsetzt. Dieser Kraftanteil wurde mit Hilfe einer Exponentialfunktion derart modelliert, dass

die Endanschlags-Federkraft bei Erreichen der Maximalauslenkung von 60 mm gerade 1000 N beträgt. Das Kraftgesetz für die Endanschläge lautet somit:

$$F_{ES} = 1000N \cdot e^{s(x_{rel}-0.06)} \quad (5.3)$$

Der Parameter  $s$  ist ein Maß für den Anstieg der Exponentialfunktion und wurde hier auf den Wert 700 gesetzt.

Wie in Kap. 5.4 gezeigt, ist die Anregung LTSv20 infolge ihrer geringen Mittenfrequenz und zeitweise hohen Amplituden hinsichtlich der auftretenden Relativwege besonders kritisch, und kam bei den im Folgenden dargestellten Simulationen ausschließlich zum Einsatz.

Um die Wirkung der jeweils unterschiedlichen Dämpfung mit der des passiven Dämpfers vergleichen zu können, muss vor jeder Berechnung in ersten Optimierungsläufen festgestellt werden, welche Schwingungsisolation mit einem passiven Dämpfer erreicht werden kann.

### 5.5.1 Passive Dämpfung

**Linearer Dämpfer:** Ein erster Ansatz für die Berechnung der optimalen Dämpferkraft ist linear, d.h. dass die Relativgeschwindigkeit zwischen Anregung und Masse mit der Dämpfungskonstante  $r$  verstärkt als Dämpferkraft rückgekoppelt wird. Die Optimierung auf eine größtmögliche Schwingungsisolation bringt als Ergebnis eine Dämpfungskonstante von  $r=811$ , was einem Dämpfungsmaß von  $D=0,64$  entspricht. Der RMS-Wert der bewerteten Beschleunigung errechnet sich mit dieser Einstellung dann zu  $0,7787 \text{ m/s}^2$ . Der Relativweg der Federung wird dann weitestgehend ausgenutzt, der Spitze-Spitze Wert beträgt 115,5 mm.

**Progressive/Degressive Dämpfung:** Ein weiterer Ansatz für die Dämpferkraft ist eine nichtlineare Rückkoppelung der Relativgeschwindigkeit. Im Simulationsmodell wird dieser nichtlineare Zusammenhang durch

$$F_D = |v_{rel}|^p \cdot r_0 \cdot \text{signum}(v_{rel}) \quad (5.4)$$

ausgedrückt. Damit lassen sich sowohl progressive ( $p>1$ ) als auch degressive ( $p<1$ ) Geschwindigkeits-Kraftverläufe darstellen. Aus numerischen Gründen ist es notwendig, den Betrag der Relativgeschwindigkeit als Argument der Potenzfunktion zu verwenden, weshalb die Multiplikation mit dem Vorzeichen der Relativgeschwindigkeit erforderlich ist.

Bei einer Freigabe des Exponenten  $p$  aus dem Wertebereich  $p \in [0,5;3]$  stellt der Optimierungsalgorithmus folgende Werte ein:  $p=1,15$  ;  $r_0=977$ .

Der RMS-Wert ändert sich jedoch mit  $0,7746 \text{ m/s}^2$  kaum gegenüber der linearen Dämpfung. Auch der Spitze-Spitze Wert des Relativwegs ist mit 114,3 mm nur geringfügig kleiner. Eine rein progressive Dämpfung bringt also gegenüber der linearen Dämpfung nur geringe Vorteile.

**Wegabhängige Dämpfung:** Aufgrund der nichtlinearen, wegabhängigen Federsteifigkeit liegt es nahe, die Möglichkeiten einer ebenfalls wegabhängigen Dämpferkraft

zu überprüfen. Ein Ansatz hierfür wurde in [27] vorgestellt, indem die Dämpferkraft an den Enden des Federweges progressiv zunimmt. In Hardware ausgeführt kann eine derartige Dämpfercharakteristik durch Nuten in der Zylinderlaufbahn erreicht werden.

Vorgegeben wird bei dieser Dämpferkraftmodellierung die Dämpferkonstante über den Relativweg, die allgemein mit

$$r(x_{rel}) = \left( \left| \frac{(x_{rel})^p}{q} \right| + 1 \right) \cdot r_0 \quad (5.5)$$

beschrieben werden kann. Über den Parameter  $q$  wird das Einsetzen der wegabhängigen Erhöhung des Dämpfungskoeffizienten gesteuert, und über den Exponenten  $p$  die Form der Kurve. Gleichung (5.5) beinhaltet auch die Beschreibung einer linearen Dämpfungskonstante, indem  $q$  sehr groß gewählt wird, und der erste Summand in der Klammer damit verschwindet. Alternativ dazu kann auch der Exponent  $p$  zu Null gesetzt werden.

Zur Optimierung freigegeben wurden die Parameter  $p$ ,  $q$  und  $r_0$ , mit der Bedingung, dass diese keine negativen Werte annehmen dürfen. Als Startpopulation haben sich folgende Wertebereiche bewährt:

$$q \in [0; 0,06]; \quad p \in [0; 5]; \quad r_0 \in [1; 10000]$$

Das Ergebnis der Optimierungsläufe sind folgende Werte:

$$q=0,039 \quad p=3,61 \quad r_0=550 \text{ Ns/m}$$

Der Optimierer stellt demnach aus der Vielzahl der Lösungen eine nichtlineare Abhängigkeit der Dämpferkonstante über den Federweg ein, die in Bild 5.13 gezeigt ist.

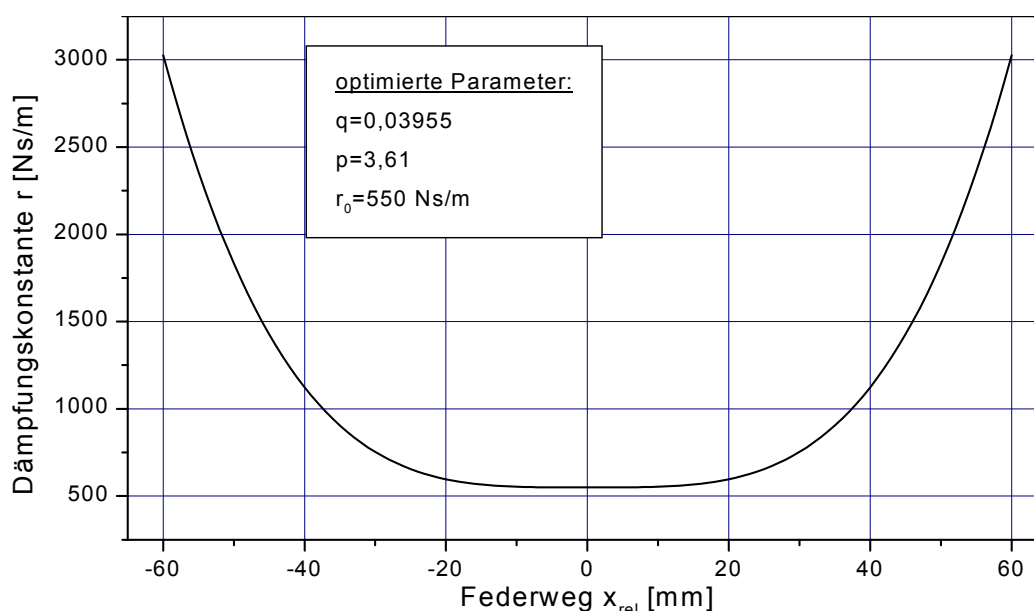


Bild 5.13: optimaler Verlauf der Dämpfungskonstante über den Sitzfederweg bei nichtlinearer Federkennlinie

Die Verbesserung, die mit der wegabhängigen Dämpfung erzielt werden kann, hält sich im Vergleich zur rein linearen Dämpfung jedoch in Grenzen. Der RMS-Wert be-

trägt bei dieser Dämpferabstimmung  $0,7339 \text{ m/s}^2$ ; der Spitze-Spitze Wert des Relativwegs verringert sich auf 113 mm.

Zusammenfassend sind in Tabelle 5.5 noch einmal die Ergebnisse für die passive Dämpfung dargestellt. Die geringe Verbesserung des SEAT-Wertes ist gleichzeitig verbunden mit einer Verminderung des Relativwegs.

Dämpfungsart	RMS ( $a_{zw}$ ) [ $\text{m/s}^2$ ]	Spitze-Spitze Relativweg [mm]	SEAT	Verbesserung SEAT [%]
lineare Dämpfung	0,7787	115,5	0,681	-
progressive Dämpfung	0,7746	114,3	0,676	0,8
wegabhängige Dämpfung	0,7339	113	0,652	4,3

Tabelle 5.5: Einfluss unterschiedlicher passiver Dämpfungskonzepte auf die Schwingungswerte bei Anregung LTSv20

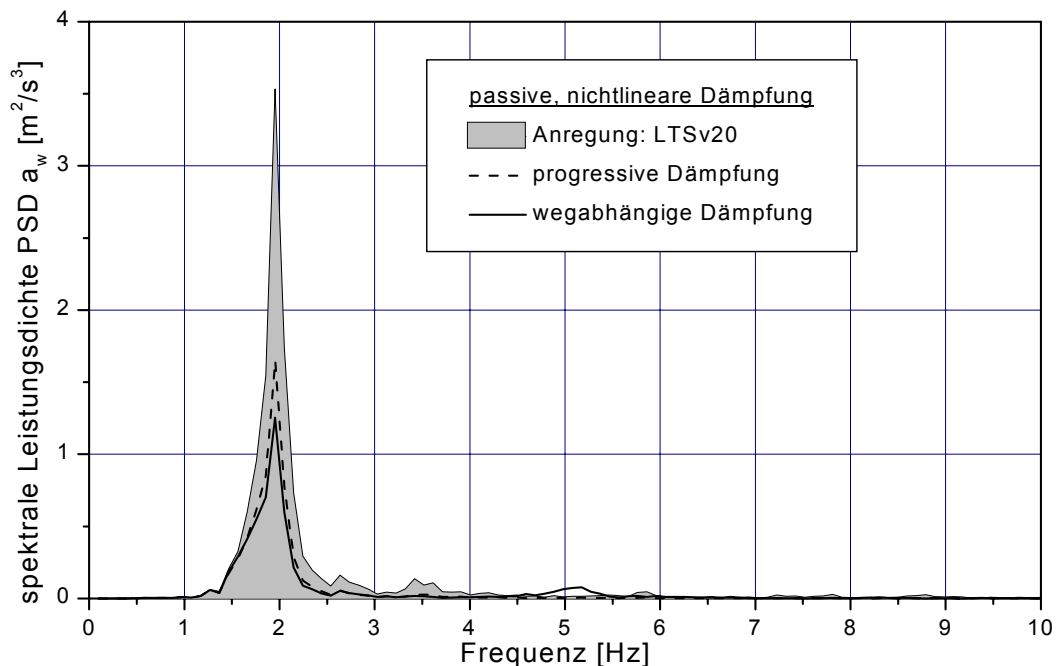


Bild 5.14: spektrale Leistungsdichten der bewerteten Beschleunigung bei nichtlinearer Dämpfung

Wie in der Darstellung der spektralen Leistungsdichten zu sehen ist (Bild 5.14), wird die Verbesserung durch die wegabhängige Dämpfung mit einer Absenkung des Peaks bei 1,9 Hz erzielt. Allerdings wird durch die Dämpferkrafteerhöhung in den Endlagen der Federung der Einfluss der dort ansteigenden Federsteifigkeit größer, so dass sich bei Verwendung der wegabhängigen Dämpfung die bewertete Beschleunigung bei 5 Hz vergrößert.

### 5.5.2 Adaptive Dämpfung

Die Intensität ist bei der verwendeten Anregung LTSv20 naturgemäß nicht gleichmäßig. Während großer Teile des Zeitverlaufs ist die Anregungsintensität recht gering, so dass keine Gefahr besteht, die Endanschläge zu berühren. Lediglich im letzten Drittel treten Wegamplituden über 60 mm auf, die vom Durchfahren eines Schlaglochs herrühren.

Es liegt daher der Gedanke nahe, die wirksame Dämpfung an die Gegebenheiten anzupassen. Eine derartige Dämpfungssteuerung wird allgemein als adaptiv bezeichnet. Da die Steuerung jedoch nicht manuell, sondern automatisch erfolgen soll, kann das darzustellende System als automatisch adaptiv bezeichnet werden.

Zur Auslegung des Steuerungssystems müssen in einem ersten Schritt die möglichen Messgrößen des Schwingensystems bestimmt werden. Aus praktischen Überlegungen hinsichtlich Handhabbarkeit und Kosten sind nur drei Zustandsgrößen des Systems zur Sensierung geeignet:

- Anregungsbeschleunigung am Kabinenboden
- Relativweg zwischen Kabinenboden und Sitzfläche
- Beschleunigung an der Sitzfläche

Aus einem dieser Sensorsignale muss die Größe der gerade notwendigen Dämpfung ermittelt werden. Anders als bei einer frequenzselektiven Dämpfungsregelung (s. Kap. 3.5.1) wird dabei jedoch auf den Frequenzgehalt des Sensorsignals nicht Rücksicht genommen. Es interessiert allein die Intensität des Signals, wobei eine zeitliche Mittelung vorgenommen werden muss.

Für eine derartige Mittelwertbildung (running mean) kann ein analoges Tiefpassfilter verwendet werden. Dabei muss die Grenzfrequenz sehr gering angesetzt werden, und das Filter sollte 1. Ordnung sein. Es wurde eine Filtercharakteristik nach Butterworth gewählt.

**Berechnung des Dämpfungsparameters:** Der Eingang des Tiefpassfilters wird nun mit der sensierten Schwingungsgröße beaufschlagt. Da die Leistung dieser Schwingungsgröße als bestimmendes Maß für die Dämpfung dienen soll, wird diese vorher quadriert. Der Filterausgang (power) wird anschließend mit  $r_{adapt}$  verstärkt. Diesem Signal wird anschließend ein konstanter Dämpfungsparameter  $r_0$  hinzugefügt, so dass sich die aktuell wirkende Dämpfungskonstante  $r$  mit

$$r(t) = power(Messgröße) \cdot r_{adapt} + r_0 \quad (5.6)$$

berechnen lässt.

Für die Optimierungen wurden die Parameter  $r_{adapt}$ ,  $r_0$  sowie die Grenzfrequenz des Tiefpassfilters  $f_{Grenz}$  freigegeben, wobei letztere auf den Wertebereich zwischen 0,1 Hz und 0,7 Hz beschränkt wurde.

**Rückführung der Anregungsbeschleunigung:** Die Sensierung der Beschleunigung am Kabinenboden ist sicherlich die nahe liegendste Möglichkeit, um die Stärke der Anregung zu bestimmen. Allerdings liegen dem Filter dann keine Informationen über die Antwort des Schwingsystems vor.

Die Optimierungsläufe führen zu folgendem Ergebnis:

$$r_{\text{adapt}}=104 \text{ Ns/m}; r_0=1,6 \text{ Ns/m}; f_{\text{Grenz}}=0,1 \text{ Hz}$$

$$\text{RMS}(a_{\text{xw}})= 0,6968 \text{ m/s}^2$$

Das System stellt sich also derart ein, dass ein konstanter Dämpfungsparameter nicht mehr notwendig ist, wie der relativ kleine Betrag von  $r_0$  zeigt. Der absolute Wert der adaptiven Verstärkung muss jetzt in Verbindung mit dem Ausgang des Tiefpassfilters gesehen werden, da erst das Produkt aus beiden Werten die wirkende Dämpfungskonstante bestimmt. Der Zeitschrieb dieses adaptiven Dämpfungskoeffizienten ist in Bild 5.15 zu sehen. Das Filter und die adaptive Verstärkung ist demnach so eingestellt, dass der wirkende Dämpfungskoeffizient im größten Teil des zeitlichen Verlaufs unterhalb von 600 Ns/m liegt. Lediglich im Bereich der größten Anregungsamplituden, sie liegen zwischen 30 und 35 Sekunden, werden Werte über 1000 Ns/m erreicht. Dies bedeutet, dass eine Systemeinstellung gefunden wurde, die bei einem möglichen Anschlagen an die Endstops die Dämpfung wirkungsvoll erhöht. Dadurch werden auch die auftretenden Relativwege des Systems erniedrigt, so dass der Spitze-Spitze Wert lediglich 96 mm beträgt. Der RMS-Wert errechnet sich zu 0,0156 m.

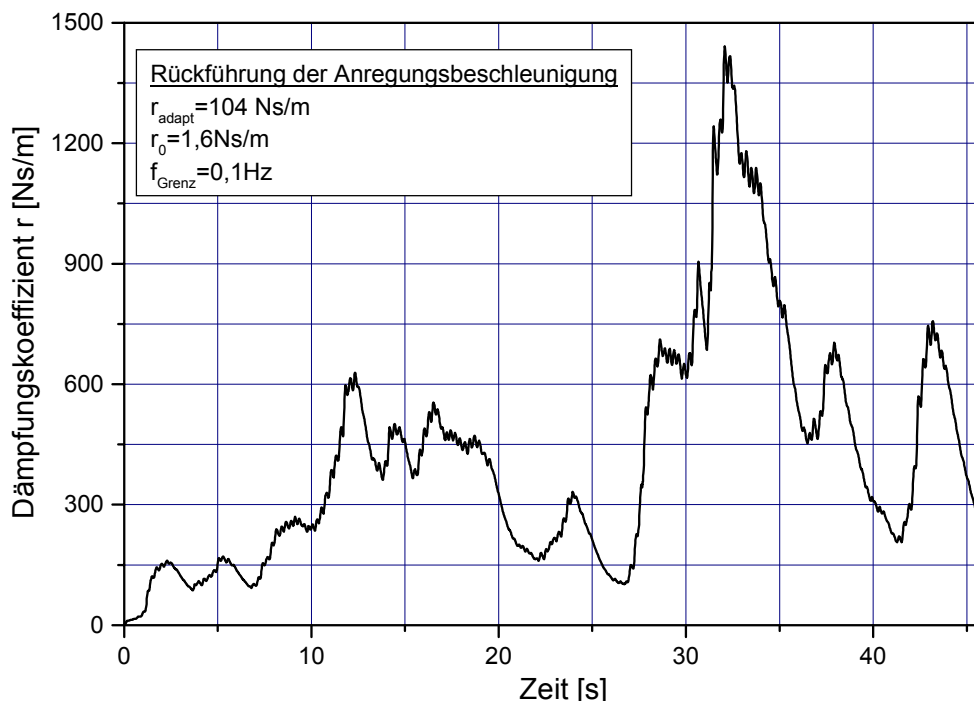


Bild 5.15: zeitlicher Verlauf des Dämpfungskoeffizienten  $r$  bei adaptiver Rückführung der Anregungsbeschleunigung

**Rückführung des Relativwegs:** Eine andere Möglichkeit der Speisung des Tiefpassfilters ist die Verwendung des Relativweges. Dadurch wird sowohl die Anregung, als auch die Antwort des Schwingsystems bei der Berechnung des Dämpfungskoeffi-

zienten berücksichtigt. Prinzipiell ist damit auch eine Sensierung des Resonanzstandes des Systems möglich: Anregungsfrequenzen im Resonanzgebiet des Schwingers bedingen ja entsprechend große Relativwege.

Der Optimierungsalgorithmus stellt das System folgendermaßen ein:

$$r_{\text{adapt}}=1838 \cdot 10^3 \text{ Ns/m}; r_0=3,65 \text{ Ns/m}; f_{\text{Grenz}}=0,1 \text{ Hz},$$

woraus sich ein RMS-Wert der bewerteten Beschleunigung von  $0,6933 \text{ m/s}^2$  ergibt. Der im Gegensatz zur Rückführung der Beschleunigung hohe Wert für  $r_{\text{adapt}}$  rührt aus der Tatsache, dass das Filter mit den Werten des Relativweges gespeist wird, die im Simulationsmodell in der Einheit [m] berechnet werden, und das Filter entsprechend relativ geringe Werte liefert. Der dem Schwingungssystem vorgegebenen Dämpfungskoeffizient variiert ebenfalls zwischen  $200 \text{ Ns/m}$  und  $1500 \text{ Ns/m}$ , und gleicht in seinem Verlauf dem in Bild 5.15 gezeigten. Daher ändert sich, genauso wie der RMS-Wert der bewerteten Beschleunigung, auch der Spitze-Spitze Wert des Relativweges mit  $102 \text{ mm}$  kaum.

**Rückführung der Antwortbeschleunigung:** Prinzipiell ist auch ein Beschleunigungsgeber an der Sitzfläche als Rückführungsgröße geeignet. Allerdings reagiert dieser Aufnehmer auch sensibel auf Bewegungen, die nicht vom Kabinenboden eingeleitet werden, sondern vom Fahrer selbst (Abstützung am Bremspedal, Abheben des Fahrers von der Sitzfläche).

Die Modellierung der Rückführung der Antwortbeschleunigung im Simulationsprogramm gestaltet sich aufwändiger als bei den anderen Modellen. Durch das direkte Durchschleifen der Beschleunigung auf das Tiefpassfilter, und die entsprechende Vorgabe des Dämpfungskoeffizienten entsteht eine algebraische Schleife im Simulationsmodell, die nur durch Einführung von Verzögerungsblöcken gelöst werden kann. Zusätzlich kann ein zu starkes Ansteigen der Antwortbeschleunigung zu numerischen Problemen führen, die sich jedoch durch den Einsatz eines Gradienten-Begrenzers vermeiden lassen.

Gegenüber den bereits vorgestellten Rückführungsgrößen bringt ein derartig modelliertes System keine Verbesserung, die Beschleunigung beträgt  $0,6920 \text{ m/s}^2$ . Der dafür notwendige, optimale Parametersatz besitzt dann die Werte:

$$r_{\text{adapt}}=225 \text{ Ns/m}; r_0=32 \text{ Ns/m}; f_{\text{Grenz}}=0,25 \text{ Hz}.$$

**Kombinierte Rückführung:** Die bisher durchgeführten Untersuchungen zur adaptiven Dämpfungssteuerung beschränkten sich auf die Verwendung nur einer Sensorgröße. Es sind jedoch auch MISO-Regelungen (Multiple Input Single Output) vorstellbar. Um einerseits direkt die Anregungsintensität zu berücksichtigen, wird im Folgenden die Anregungsbeschleunigung verwendet. Andererseits kann die Systemantwort mit dem Relativweg sensiert werden. Werden beide Größen gleichzeitig verwendet und miteinander kombiniert, lässt sich eine Aussage über den Schwingungszustand des Systems (kritisch oder überkritisch) treffen.

Dafür müssen beide gefilterten Sensorgrößen in ein gewichtetes Verhältnis gesetzt werden. Anschließend wird diese Verhältnisgröße wieder mit  $r_{\text{adapt}}$  verstärkt, und ein

konstantes  $r_0$  dazuaddiert. Die für die Bestimmung des Dämpfungskoeffizienten angewendete Formel lautet damit:

$$r = \frac{W \cdot \text{power}(x_{rel})}{\text{power}(\ddot{z})} \cdot r_{adapt} + r_0 \quad (5.7)$$

Zur Verdeutlichung dieses Algorithmus dient das SIMULINK-Blockschaltbild des Simulationsmodells in Bild 5.16. In den Optimierungsläufen wird in beiden Tiefpassfiltern die gleiche Grenzfrequenz verwendet. Da die anschließende Quotientenbildung auch bei geringen Grenzfrequenzen für einen relativ ungleichförmigen Verlauf sorgt, wird vor der Verstärkung des Signals ein analog wirkendes Butterworth-Filter 2. Ordnung mit einer Grenzfrequenz von 1 Hz in den Signalverlauf mit eingefügt.

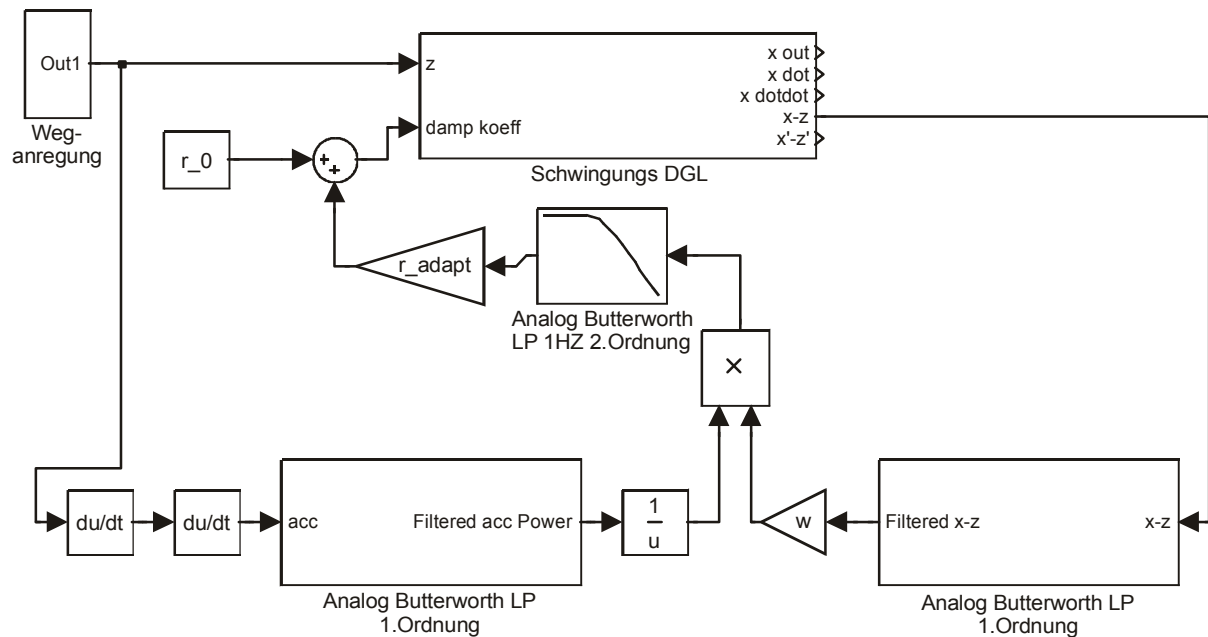


Bild 5.16: Blockschaltbild des Simulationsmodells mit kombinierter adaptiver Rückführung

Zur Optimierung freigegeben wurden wieder die Parameter  $f_g$ ,  $r_{adapt}$ ,  $r_0$  sowie die Wichtungsverstärkung  $w$ . Der optimierte Parametersatz lautet:

$$f_g=0,38 \text{ Hz}; \quad W=12692; \quad r_{adapt}=792; \quad r_0=23;$$

Der RMS-Wert der Beschleunigung errechnet sich dann zu  $0,70 \text{ m/s}^2$ , ein etwas schlechterer Wert als bei der adaptiven Rückführung einzelner Schwingungsgrößen. Aufgrund dieses Ergebnisses und der komplexeren Regelstruktur wurden weitere Untersuchungen hierzu nicht durchgeführt.

Zusammenfassend sind in Tabelle 5.6 die Ergebnisse für die unterschiedlichen Regelungsansätze im Vergleich zum optimierten passiven System mit linearer Dämpfung aufgeführt. Der Effektivwert der Schwingbeschleunigung kann mit allen vier untersuchten Dämpfungskonzepten etwa gleich stark um ca. 10% gesenkt werden. Für den Vergleich der Relativwege müssen die Spitze-Spitze Werte herangezogen werden, da die RMS-Werte zu wenig voneinander differieren. Demnach kann der Federungshub mit der Rückführung der Anregungsbeschleunigung am besten be-



schränkt werden, die kombinierte Rückführung von Anregungsbeschleunigung und Relativweg bringt hier die geringste Verbesserung.

Dämpfungsart	RMS( $a_{xw}$ ) [m/s <sup>2</sup> ]	Verbesserung [%]	Spitze-Spitze (Relativweg) [mm]	Verbesserung [%]
passiv, linear	0,7787	-	115,5	-
Anregungsbeschleunigung	0,6968	10,5	96	16,7
Relativweg	0,6933	10,9	102	11,6
Antwortbeschleunigung	0,6920	11,1	102	11,6
Kombinierte Rückführung	0,7050	9,4	112,6	2,5

Tabelle 5.6: Einfluss unterschiedlicher adaptiver Dämpfungskonzepte auf die Schwingungswerte bei Anregung LTSv20

Die Auswahl einer Regelstruktur muss an die zur Verfügung stehenden Sensoren angeglichen werden. Eine adaptive Dämpferregelung mit Rückführung des Relativweges ist am einfachsten zu realisieren, da dieser Sensor oft schon vorhanden ist. Auch die Beschleunigung am Kabinenboden ist noch mit vertretbarem Aufwand zu sensieren, wenn z.B. der Sensor mit auf der Controllerplatine integriert ist.

### 5.5.3 Endanschlagsalgorithmus

Die vorgestellten adaptiven Regelungskonzepte geben einen zeitlich variablen Dämpfungskoeffizienten vor, der durch Multiplikation mit der Relativgeschwindigkeit des Schwingsystems die Dämpferkraft beschreibt. Zur Berechnung wurde dazu immer ein aktueller Mittelwert der rückgeführten Größe verwendet. Im Gegensatz hierzu soll in diesem Abschnitt überprüft werden, ob eine erhöhte, direkte Rückführung der Relativgeschwindigkeit ab einem bestimmten Schwellwert das Isolationspotenzial weiter verbessern kann.

Der Grundgedanke für die Auslegung dieses Endanschlagsalgorithmus ist in [110] vorgestellt (s. Kap. 3.5.6). Die Dämpferkraft soll demnach überproportional erhöht werden, wenn der Betrag des Relativweges einen bestimmten Schwellwert überschritten hat. Ist der Betrag des Relativwegs geringer als der Schwellwert, so herrscht eine lineare Dämpfung. In einem ersten Ansatz setzt sich die Dämpferkraft also aus der linearen Dämpfung und der Endanschlagsdämpfung zusammen:

$$F_D = v_{rel} \cdot r + F_{ES} \quad (5.8)$$

Die allgemeine Beschreibung der Endanschlagsdämpfung kann wieder mit einem exponentiellen Ansatz entspr. Kap.5.5.1 erfolgen:

$$F_{ES} = |v_{rel}|^p \cdot r_{ES} \cdot \text{signum}(v_{rel}), \text{ wenn } |x_{rel}| > x_{schwell} \quad (5.9)$$

Da sich das System beim Überschreiten des Relativweg-Schwellwerts nicht in Ruhe befindet, ist die Relativgeschwindigkeit ebenfalls nicht Null. Eine direkte Umsetzung von Gl.(5.9) im Simulationsmodell würde daher ein schlagartiges Einsetzen der Endanschlagsdämpfung bedeuten. Da dies für ein günstiges Komfortempfinden unerwünscht ist, muss für ein sanftes Ansteigen der Endanschlags-Dämpfungskraft gesorgt werden. Dies erfolgt im Simulationsmodell durch die Verwendung von Integratorblöcken, die nach Einsetzen der Schaltbedingung die Verstärkung der Endanschlagsdämpfung rampenartig erhöhen. Das Abschalten der Endanschlagsdämpfung erfolgt ebenfalls verzögert. Die Funktionsweise entspricht der in Bild 5.8 gezeigten, über die Verstärkung des Eingangssignals  $I_{\text{gain}}$  in die Integratorblöcke wird die Steigung der Rampe beeinflusst.

Zur Optimierung wurden hier folgende Parameter freigegeben, wobei sich als Ergebnis die darunterstehenden Werte ergaben:

$x_{\text{Schwell}}$	$r_{\text{ES}}$	$r_{\text{lin}}$	$p$	$I_{\text{gain}}$
0,033	8546	547	2,8	42

Der Endanschlagsalgorithmus stellt sich also derart ein, dass der Schwellwert für dessen Einsetzen bei etwa der Hälfte des freien Schwingweges liegt. Der optimale lineare Dämpfungsanteil ist geringer als ohne Endanschlagsalgorithmus, dessen Anteil durch die hohen Werte von  $r_{\text{ES}}$  und  $p$  relativ groß ist. Allerdings erfolgt der Aufbau der Endanschlags-Kraft aufgrund der recht geringen Integrator-Eingangsverstärkung um etwa 20 ms verzögert. Die Dämpferkräfte sind für den kritischen Zeitabschnitt der Anregung zwischen 30 und 34 Sekunden in Bild 5.17 gezeigt.

Im Bereich der höchsten Endstopp-Dämpferkräfte arbeitet der Algorithmus symmetrisch, d.h. dass der Betrag von minimaler und maximaler Dämpferkraft etwa gleich sind. Die abgefederte Masse erfährt also kurz vor dem Erreichen der Endanschläge die gleiche Dämpfungswirkung wie beim darauffolgenden Ausfedern. Interessanterweise ist dies bei den etwas geringeren Anregungsamplituden davor und dahinter nicht der Fall. Der Algorithmus ist hier derart eingestellt, dass die Dämpfung nach dem Umkehrpunkt größer als davor ist. Es wird also durchaus ein Anschlagen an die Endstopps zugelassen. Die dann in der Feder gespeicherte Energie wird anschließend durch die erhöhte Dämpfung dem Schwingsystem entzogen. Dadurch wird verhindert, dass sich das System aufschaukelt, und beim nächsten Schwingungszyklus wieder an die Endstopps gerät. Die Dämpfung nach dem Umkehrpunkt kann jedoch nicht beliebig erhöht werden, da es sonst zu Blockiereffekten kommt.

Trotz des verzögerten Kraftaufbaus erfolgt das Einsetzen der Endstopp-Dämpferkraft relativ abrupt. Dies führt zu einem sprunghaften Ansteigen der Gesamt-Dämpferkraft, was sich in hohen Beschleunigungsspitzen äußert. Außerdem bewirkt der Endanschlags-Algorithmus durch seine schaltende Arbeitsweise eine höherfrequente Beschleunigungsbelastung. Dies sind Einflussfaktoren, die durch das ISO-Bewertungsfilter besonders stark bewertet werden. Obwohl der Zeitanteil gering ist, in dem der Endanschlags-Algorithmus wirkt, wird durch dessen Einsatz der RMS-Wert der

bewerteten Beschleunigung nur auf  $0,7210 \text{ m/s}^2$  abgesenkt. Immerhin beträgt der Spitze-Spitze Wert des Relativwegverlaufs nur 111 mm.

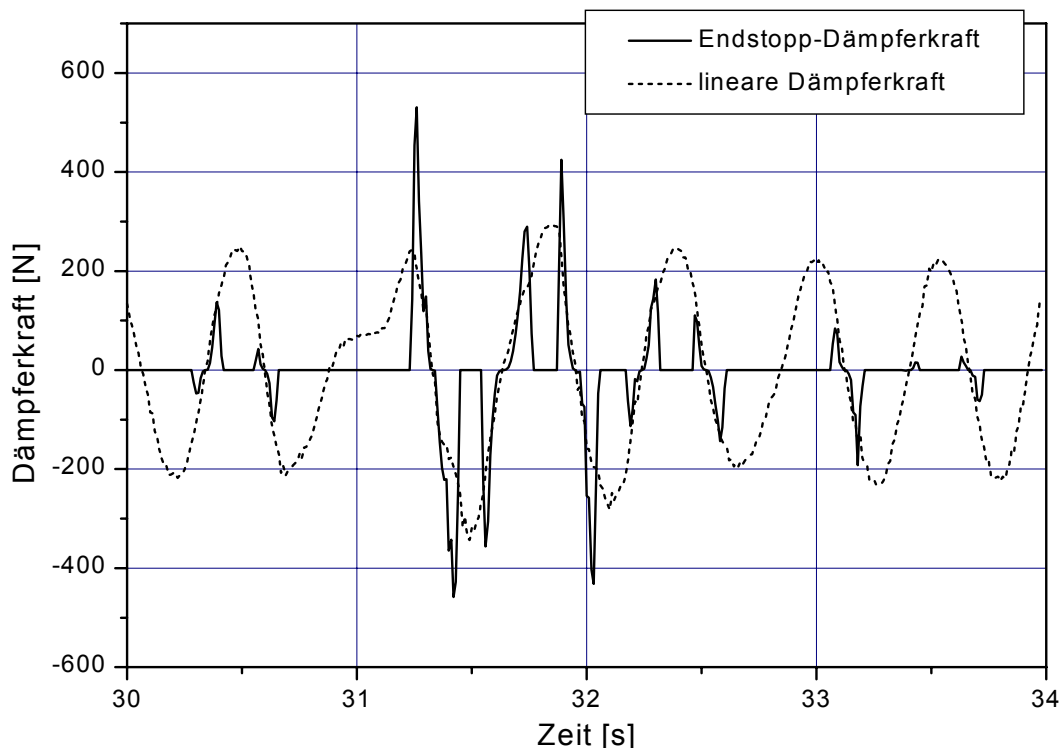


Bild 5.17: Dämpferkräfte bei Anwendung des Endanschlag-Algorithmus

#### 5.5.4 Skyhook- und Relative Control

Die semi-aktiven Dämpfungsalgorithmen müssen ihre Leistungsfähigkeit ebenfalls bei begrenztem Relativweg beweisen. Dazu wurden die folgenden Simulationsmodelle aus Kap. 5.2 verwendet, die die besten Ergebnisse bringen:

- Skyhook-Control mit Kraftkompensation
- Relative-Control ohne Kraftkompensation

Um festzustellen, inwieweit eine vorhandene passive Dämpfung günstig für die Schwingungsisolation ist, wurde in den Simulationsläufen neben der Rückführungsverstärkung  $k$  die Basis-Bauteildämpfung  $r_0$  zur Optimierung freigegeben.

Die Ergebnisse sind in Tabelle 5.7 zusammengefasst. Die Schwingungsisolation kann demnach gegenüber der nichtlinearen und adaptiven Dämpfung weiter gesteigert werden. Im Gegensatz zur ursprünglichen Konzeption der Regelalgorithmen und den in Bild 5.6 dargestellten Ergebnissen ist eine gewisse Basisdämpfung wünschenswert, die für beide Algorithmen etwa  $D_0=0,25$  beträgt. Diese Grunddämpfungskraft ist notwendig, um bei abgeschaltetem Aktivdämpfer das schädliche Anschlagen an die Endstopps zu verhindern. Aus dem gleichen Grund ist auch gegenüber den Modellen mit linearer Federkennlinie die optimale Rückführung hier wesentlich höher.

	Skyhook	Relative
Rückführung $k$	1410	5737
Basisdämpfung $r_0$ [Ns/m]	316	334
RMS( $a_{xw}$ ) [ $m/s^2$ ]	0,5312	0,5217

Tabelle 5.7: optimierte Parameter und Beschleunigungseffektivwert bei nichtlinearer Federsteifigkeit

Beide Modelle bieten etwa die gleiche Schwingungsisolierung. Dabei wird der Relativweg der Federung mit einem Spitze-Spitze Wert von 116 mm (Skyhook) bzw. 115 mm (Relative) beinahe voll ausgenutzt.

### 5.5.5 Diskussion

Die beachtliche Schwingungsreduktion durch die Anwendung der Regelungsalgorithmen wird noch einmal in Bild 5.18 deutlich. Ausgehend vom optimalen passiven System (grau hinterlegt) kann mit Skyhook- oder Relative Control der Hauptpeak bei 1,9 Hz um etwa 60% gesenkt werden. Die spektralen Leistungsdichten für beide Regelungen unterscheiden sich, wie der RMS-Wert der Beschleunigung, kaum. Allerdings sind die durch die Regelung entstandenen Störfrequenzen zwischen 5 und 6 Hz hier relativ stark ausgeprägt.

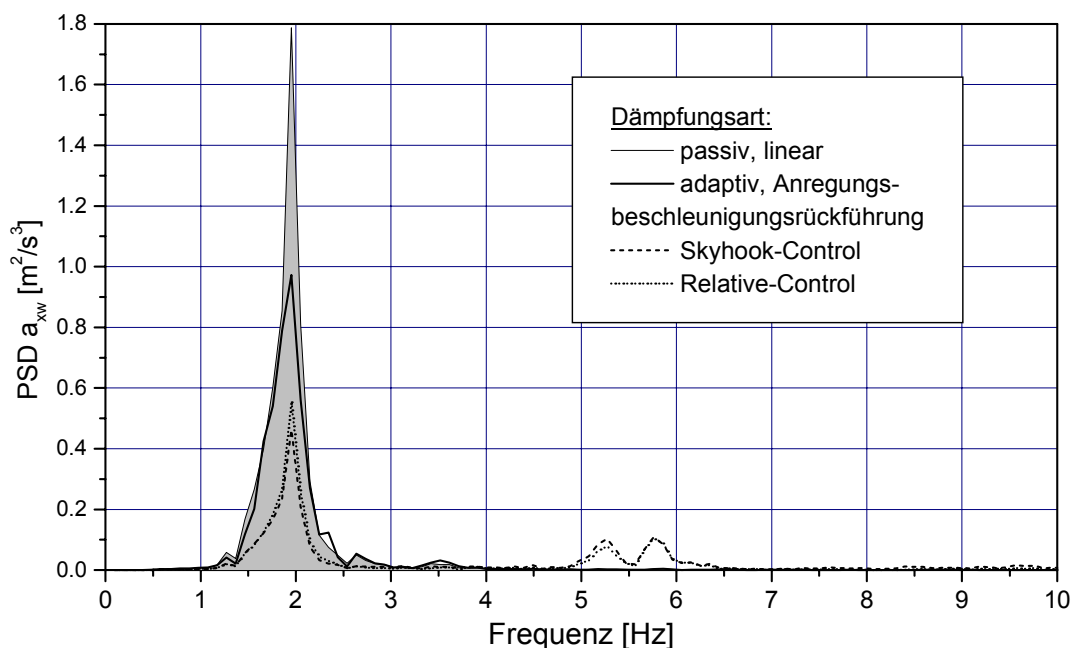


Bild 5.18: spektrale Leistungsdichten der Sitzbeschleunigung bei unterschiedlichen Dämpfungsarten

Bei der adaptiven Dämpferregelung sind diese Nebenpeaks nicht zu finden, da hier lediglich die Dämpferrate in Abhängigkeit der Rückführungsgröße verstellt wird, der Dämpfer also nicht zu- oder abgeschaltet wird. Das System weist die meiste Zeit über eine geringere Dämpfung als das passive System auf, was günstig für die Schwingungsisolierung ist. Durch diese Dämpferansteuerung kann der Hauptpeak der Anregung um etwa 30% gesenkt werden.

Interessanterweise findet sich bei keiner Dämpfungsart die Eigenfrequenz des Systems von 1 Hz in der Schwingungsantwort wieder. Die Anregung ist in diesem Bereich sehr gering, und die Systeme sind so stark gedämpft, dass keine Eigenschwingungen auftreten.

Die Ergebnisse hinsichtlich der Schwingungsisolierung und der Begrenzung des Relativweges sind in Tabelle 5.8 zusammengefasst. Mit Skyhook- oder Relative Control lässt sich demnach die beste Schwingungsisolierung erzielen, allerdings bei voller Ausnutzung des Federwegs. Die adaptive Rückführung kann die Schwingung ebenfalls erheblich mindern, und gleichzeitig den Relativweg wirkungsvoll begrenzen. Die alleinige Anwendung des Endstopp-Algorithmus bietet dagegen wenig Vorteile, ihr Potenzial kommt jedoch möglicherweise in einer Kombination mit einer anderen Dämpferregelung zum Tragen, was in weiteren Simulationen überprüft werden müsste.

Dämpfungsart	RMS( $a_{xw}$ ) [m/s <sup>2</sup> ]	Verbesserung [%]	Spitze-Spitze (Relativweg) [mm]	Verbesserung [%]
passiv, linear	0,7787	-	115,5	-
adaptiv ( $\ddot{z}$ )	0,6968	10,5	96	16,7
Endstopp	0,7210	7,4	111	3,9
Skyhook	0,5312	31,8	116	-0,4
Relative	0,5217	33,0	115	0,4

Tabelle 5.8: Einfluss unterschiedlicher Dämpfungsarten auf die Schwingungswerte bei Anregung LTSv20

Inwieweit sich die Störfrequenzen bei Skyhook- oder Relative-Control auf das Komfortempfinden auswirken, kann hier noch nicht abgeschätzt werden. Dies kann erst nach der Einbindung der dynamischen Eigenschaften des Sitzpolsters und der Schwingungseigenschaften des Menschen in das Simulationsmodell erfolgen. Dazu wird im folgenden Kapitel ein Rechnermodell des Versuchssitzes erstellt.

## 6 Simulation des Fahrersitzes mit magnetorheologischem Dämpfer

Mit Hilfe eines genügend genau beschriebenen Modells des Versuchssitzes (s. Kap. 7.1) lässt sich durch numerische Simulationen das dynamische Verhalten des Sitzes bereits im Vorfeld, also ohne Prüfstandsversuche, untersuchen. Als Aktor wird dabei ein regelbarer MR-Dämpfer eingesetzt, der durch ein spezielles Simulationsmodell abgebildet wird. Ist erst einmal ein validiertes Simulationsmodell des geregelten Gesamtsystems vorhanden, können auf einfache Weise Systemparameter, insbesondere die Regelverstärkungen, verändert und optimiert werden. Die Ergebnisse des Simulationsmodells mit geregelter Dämpfung werden dann mit einem passiv gedämpften Sitz verglichen. Eine Vergleichbarkeit ist dabei einfach möglich, da immer die gleichen Versuchsrandbedingungen eingehalten werden können.

Bei der Erstellung des Simulationsmodells wird der Fahrersitz in Subsysteme aufgeteilt, die einzeln validiert werden. Nach der Bestimmung der Kenngrößen dieser Subsysteme erfolgt die Synthese zum Gesamtsystem (Bild 6.1).

### Subsysteme:

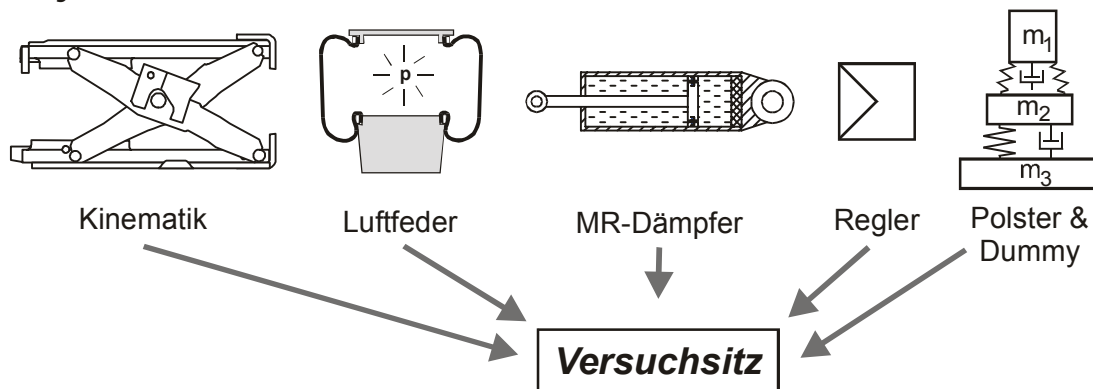


Bild 6.1: Synthese der Subsysteme zum Simulationsmodell des Versuchssitzes

### 6.1 Simulationsumgebung

Zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens mechanischer Ersatzsysteme im Rechner werden meist Mehrkörpersimulationsprogramme (MKS) verwendet. Zur Modellbeschreibung werden dort die räumlich ausgedehnten Schwingungssysteme in einzelne Bauteile aufgeteilt, denen dann analytisch oder experimentell ermittelte Schwerpunktsdaten, sowie Massen- und Massenträgheitswerte zugewiesen werden. Zwischen diesen Bauteilen werden masselose Verbindungen modelliert, die entweder als Gelenk Zwangsbedingungen der Bewegungsmöglichkeiten zur Folge haben, oder als Krafterelement Koppelkräfte zwischen den einzelnen Bauteilen erzeugen. Das Programm erstellt aus den Kraftgesetzen dann das zugehörige Schwingungsdifferentialgleichungssystem, welches anschließend durch ein numerisches Integrationsverfahren im Zeitbereich gelöst wird.

**Beschreibung von Nichtlinearitäten:** Durch die Beschreibung der Bauteile im Raum erfolgt die Modellierung von nichtlinearen Kinematiken bereits bei der Modellerstellung im MKS-Programm. Es sind dort ebenfalls Möglichkeiten vorhanden,

Nichtlinearitäten von passiven Krafterelementen mittels Kennlinien abzubilden, sowie aktive Krafterelemente und die entsprechenden Reglerstrukturen zu implementieren. Allerdings wird der Modellaufbau mit zunehmender Komplexität unübersichtlicher, und damit fehleranfälliger. Die Hersteller der MKS-Programme bieten daher Schnittstellen zu sog. blockorientierter Simulationssoftware an.

Diese blockorientierten Simulationsprogramme sind für die Beschreibung von Regler- und nichtlinearen Krafterelementen besonders geeignet, da hier einzelne Funktionsblöcke für diskrete Berechnungsvorschriften auf einer grafischen Benutzeroberfläche dargestellt werden, und der Signalfluß mit Verbindungspfeilen vom Benutzer vorgegeben wird. Dadurch, und durch die Möglichkeit, mehrere Funktionsblöcke in Subsystemen zu gruppieren und diese hierarchisch anzuordnen, lassen sich auch komplexe Systeme übersichtlich modellieren.

Bei der Koppelung von MKS- und blockorientierten Simulationsprogrammen wird für jeden Integrationsschritt der Zustand (Lage, Geschwindigkeit) der Koppelpunkte des Modells vom MKS-Programm dem blockorientierten Simulationsprogramm bereitgestellt, das dann die entsprechende Kraft errechnet, und diese an das MKS-Programm zur weiteren Integration der Bewegungsgleichungen zurückgibt.

Da hier das dynamische Verhalten des Versuchssitzes nur in vertikaler Richtung untersucht wird, erfolgt die Modellierung der Bewegungsgleichung mit dem grafischen Benutzeraufsatz SIMULINK des Programmpakets MATLAB (Version 5.3). Die Verwendung dieser Simulationssoftware ist auch deswegen sinnvoll, da die an das Fahrersitzmodell angepasste Reglerstruktur ohne weitere Veränderungen auf eine Echtzeit-Reglerentwicklungskarte (s. Kap. 7.1) übertragen werden kann.

Die Modellierung der einzelnen Bauteile der Sitzkinematik zur Ermittlung der Massenwerte erfolgt mit PRO/Engineer 20.0 durchgeführt. Als MKS-Programm zur Analyse der kinematischen Beziehungen und der schwingenden Massen dient DADS 9.0 (LMS-CADSI).

## 6.2 Sitzkinematik

**Übersetzungsverhältnisse:** Beim Aufbau des Simulationsmodells in MATLAB/SIMULINK müssen die Bezugsgrößen und Koordinatenachsen genau definiert sein, um eine spätere Rückübersetzung in die MKS-Simulationssoftware zu ermöglichen. Als Bezugsgröße zur Analyse der Sitzkinematik dient der relative Sitzhub  $h$  (Bild 6.2). Dieser Sitzhub ist durch den Abstand der Innenkanten von Grund- und Kopfplatte definiert, welcher mit einem Gliedermaßstab am realen Sitz leicht zu messen ist. In der unteren Endlage des Sitzes beträgt der Sitzhub  $h=25$  mm, am oberen Endanschlag  $h=195$  mm.

Die Bauteilkräfte der Feder und des Dämpfers wirken durch das Getriebe der Sitzkinematik auf die abgefederte Masse. Da die Koppelpunkte beider Bauteile ganz oder teilweise an den Scherenarmen sitzen, liegt auch bei einer rein vertikalen Bewegung der Kopfplatte eine Relativdrehung zwischen diesen vor. Dies führt daher immer zu einer nichtlinearen Übersetzung  $i(h)$ , die durch das Verhältnis von Sitzhub  $h$  und dem Abstand der Kraftangriffspunkte definiert ist.

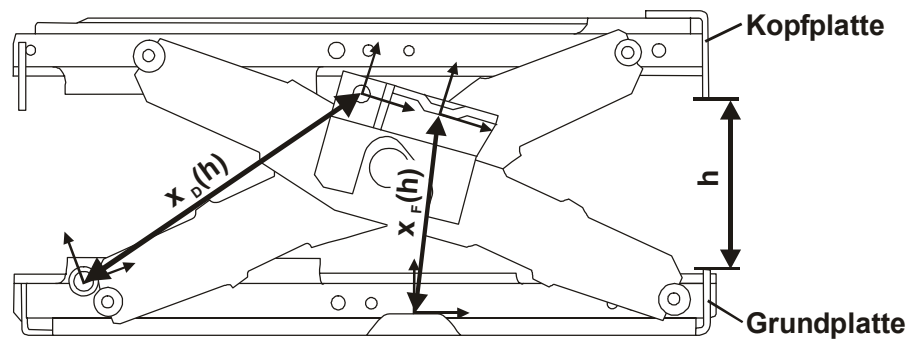


Bild 6.2: Lage der Kraftangriffspunkte und des Sitzhubs  $h$  an der Sitzkinematik

Die Federkraft wirkt zwischen dem Befestigungspunkt an der Grundplatte und einem Quersteg in der Aussenschwinge. Der Dämpfer ist zwischen den beiden Scherenarmen angebracht. Bei einem vorgegebenen Relativweg  $h$  zwischen Grund- und Kopfplatte beträgt der Abstand  $x_{F,D}$  der Befestigungspunkte:

$$x_{F,D} = i_{F,D}(h) \cdot h + const \quad (6.1)$$

Die wegabhängige Übersetzung  $i(h)$  wurde mittels der MKS-Software ermittelt, indem  $x_{F,D}$  nach  $h$  differenziert wird. Um von eingelesenen Kennlinien unabhängig zu bleiben, wurde anschließend diese Ergebnisfunktion durch ein Polynom zweiten Grades approximiert:

$$i(h) = a_1 \cdot h + a_2 \cdot h^2 \quad (6.2)$$

Die auf die Masse wirkende, vertikale Kraft  $F_{F,D \text{ vert}}$  ist nun wiederum der jeweiligen Übersetzung unterworfen, so dass man mit (6.1) schreiben kann:

$$F_{F,D \text{ vert}} = F_{F,D} \cdot i_{F,D}(h)^2 \quad (6.3)$$

Die Übersetzungen für Feder und Dämpfer sind dabei trotz dieser Nichtlinearitäten in einem weiten Bereich relativ konstant, wie in Bild 6.3 zu sehen ist.

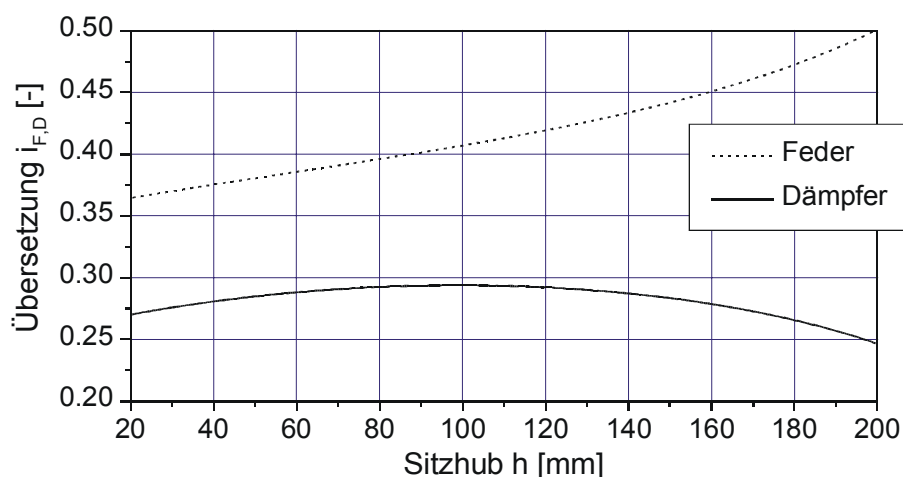


Bild 6.3: Übersetzungsverhältnisse von Feder und Dämpfer

**Massenwerte:** Die Masse der Kopfplatte ist einfach durch Wägung zu bestimmen, sie beträgt in diesem Fall 4,7 kg. Die Masse der Scherenarme hingegen wirkt nur anteilig, da sie sich auch an der Grundplatte abstützen. Mit Hilfe des Linearisie-



rungsmoduls des MKS-Programms kann die Massenmatrix des Systems nach Gl. (3.17) ausgegeben werden. Daraus lässt sich die anteilige Masse der Scherenarme zu 2,7 kg berechnen.

**Reibung:** Wie in Kap. 4.2 gezeigt, kann sich die Reibung bei kleinen Anregungsamplituden erheblich auf die Schwingungsisolation auswirken. Um diese im Simulationsmodell quantitativ richtig zu beschreiben, muss deshalb eine Messungen der Reibkraft erfolgen. Dazu wurde der gleiche Prüfaufbau wie in Bild 6.6 verwendet, allerdings wurde für die Messung die Luftfeder ausgebaut, so dass die Reibkraft der Sitzkinematik allein ermittelt wird. Die Anregung des Prüfstand erfolgte dabei dreiecksförmig mit einer geringen Frequenz von 0,1 Hz und einem Hub von 10 mm. Damit wird zwar nicht der gesamte Weg der Scherenkinematik durchfahren, die Messung liefert jedoch einen Anhaltswert für die Reibkraft. Trotz dieses geringen Relativwegs kommt es zu einer Verspannung der Aufnahme der Kraftmessdose, die dann Querkräfte erfährt und die Messung verfälscht. Dies wird in Bild 6.4 durch das Abfallen der Kraftkurve angezeigt. Zur Bestimmung des Betrags der Reibungskraft ist die Messung aber dennoch geeignet, da lediglich der Kraftsprung  $\Delta F$  bei Änderung der Bewegungsrichtung ausgewertet werden muß. Dieser beträgt hier ca. 6 N.

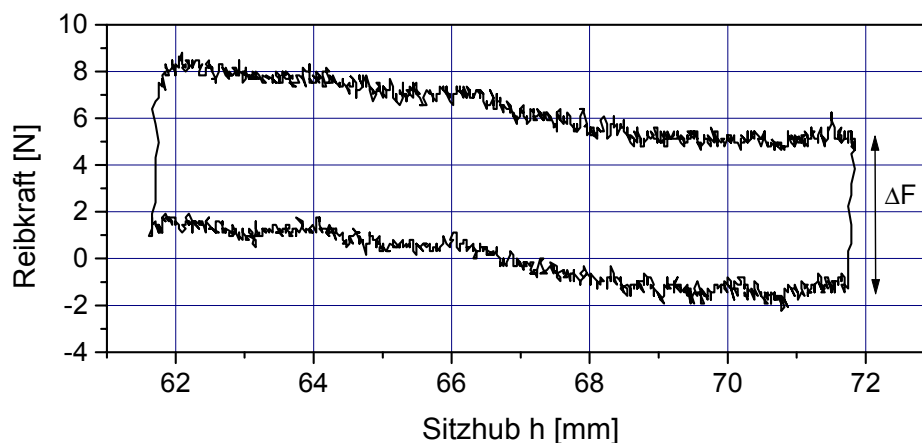


Bild 6.4: Reibkraftverlauf der Sitzkinematik

Im Simulationsmodell wird dieser Kraftbetrag als Gleitreibungskraft eingesetzt. Auf die Modellierung der Haftreibungskraft wurde verzichtet.

Die Messung der Reibkraft ohne statische Grundlast, bzw. ohne eingebauter Feder- oder Dämpferelemente ist insofern fehlerbehaftet, da die Sitzkinematik dann nicht verspannt ist, und deshalb Reibkräfte, die im Betrieb unter Last auftreten, nicht berücksichtigt werden. Deshalb wird später die Reibkraft durch Beschleunigungsmessungen bestimmt (Kap. 6.7).

**Endanschläge:** Die im Versuchssitz eingebauten Endanschlagspuffer wurden ebenfalls modelliert. Zur Vermessung des realen Bauteils wurde die gleiche Versuchseinrichtung wie bei der Reibmessung verwendet. Bei gleichzeitig durchgeführter Wegmessung kann damit die vertikal wirkende, nichtlineare Federsteifigkeit des unteren Endanschlags ermittelt werden. Eine Dämpfungswirkung dieses Bauteils wurde nicht modelliert.

Der obere Endanschlag muss nicht abgebildet werden, da vorher das in Kap. 7.1 beschriebene Fangband einsetzt. Die Wirkung dieses plötzlich einsetzenden Kraftstoßes auf die Kopfplatte wird derart modelliert, dass bei Überschreiten des Relativwegs von 165 mm und gleichzeitig positiver Relativgeschwindigkeit eine Kraft von -10000 N auf die Kopfplatte wirkt. Dieser Kraftbetrag wurde durch einen Vergleich mit Messungen empirisch ermittelt.

### 6.3 Luftfeder-Modell

#### - Allgemeines

Die in gefederten Fahrersitzen eingesetzten Luftfedern sind Rollbalgfedern. Dieser aus mehreren Schichten aufgebaute Luftfederbalg ähnelt in seinem konstruktiven Aufbau einem schlauchlosen Reifen. Äußere und innere Deckschicht sind aus Elastomerwerkstoffen hergestellt, zwischen denen sich mehrere Cordgewebelagen befinden, die als Festigkeitsträger dienen. An den beiden offenen Enden ist der Luftfederbalg mittels Befestigungsteilen abgedichtet und am Fahrersitz befestigt. Beim Einfedern rollt der Rollbalg auf dem als Kolben ausgebildeten unteren Befestigungsteil ab. Die im Versuchssitz eingesetzte Luftfeder der Firma CONTITECH (Typ SZ 53-8) besitzt einen konischen Kolben, wie in Bild 6.5 gezeigt.

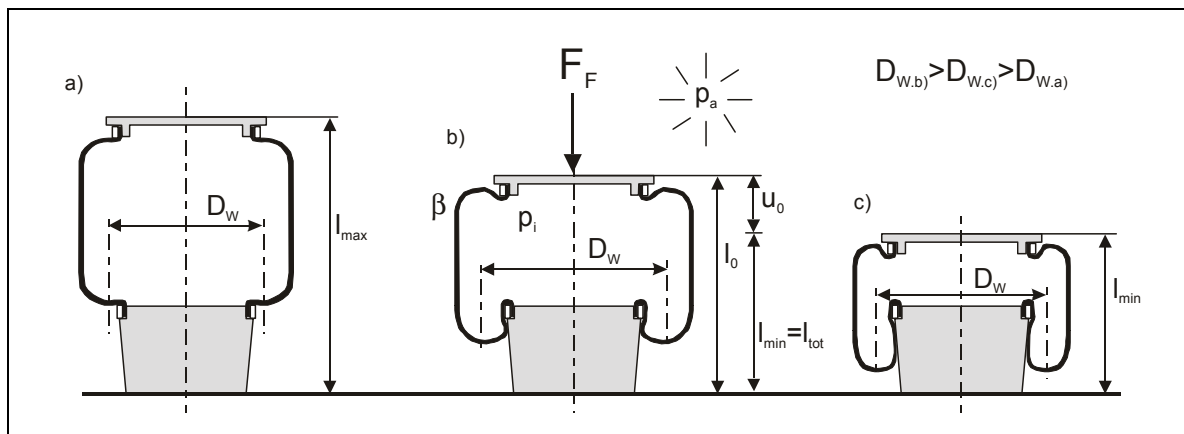


Bild 6.5: Schnittdarstellung der CONTITECH-Luftfeder vom Typ SZ 53-8 in verschiedenen ausgelenkten Zuständen [83]

Bauartbedingt fehlen dem Schlauchrollbalg Führungseigenschaften. Diese Aufgabe muß daher von der Schwingkinematik des Sitzes übernommen werden. Die Balgwand liefert keinen nennenswerten Beitrag zur Federkraftentwicklung, weshalb das dynamische Verhalten einer Luftfeder im wesentlichen auf den Eigenschaften des eingeschlossenen Luftvolumens beruht [74].

**Niveau-Regulierung:** Durch die Anwendung von Luftfedern in Schwingssystemen kann eine sogenannte Niveau-Regulierung realisiert werden. Das bedeutet, dass die abgefederte Last im statischen Fall durch Nachpumpen oder Ablassen von Luft in bzw. aus der Luftfeder auf einem bestimmten, wählbaren Niveau gehalten werden kann. Wählt ein schwerer Fahrer beispielsweise eine definierte Sitzhöhe, d.h. er legt eine statische Mittellage des Sitzes fest, wird, wenn sich ein leichter Fahrer auf den

Sitz setzt, solange Luft aus der Luftfeder abgelassen, bis sich die gewählte statische Mittellage wieder eingestellt hat. Dabei herrscht bei den verschiedenen schweren Fahrern in der statischen Mittellage des Sitzes ein unterschiedlicher Druck in der Luftfeder. Dieser unterschiedliche Nulldruck  $p_0$  bedeutet eine Veränderung der Federsteifigkeit, da sich die Luftmasse  $m_L$  ändert. Bedenkt man die Möglichkeit der Gestaltung der Federkennlinie durch die Variierbarkeit der wirksamen Federfläche (s. Gl.(6.5)), ist leicht einzusehen, dass mit Hilfe der Luftfeder eine nahezu vom Fahrergewicht unabhängige Eigenfrequenz des Sitzes erreicht werden kann:

$$\omega_{0.\text{Luftfedersitz}} = \sqrt{\frac{c_{LF}}{m}} \approx \text{const.} \quad (6.4)$$

Diese systemimmanente Anpassungsfähigkeit der Luftfedersteifigkeit bei unterschiedlichen Lastverläufen und die variable Gestaltbarkeit des Federverhaltens sind der Hauptvorteil, den Luftfedern gegenüber Stahlfedern aufweisen. Für den Benutzer eines luftgefederten Fahrersitzes bedeutet dies, daß die in der Grundfedersteifigkeit weicher abgestimmte Luftfeder eine niedrigere Eigenfrequenz des Sitzes zur Folge hat [100].

### - Theoretische Grundlagen

Zur Implementierung des Luftfedermodells in das Simulationsmodell des Fahrersitzes benötigt man die Kraft, die die Luftfeder zwischen ihren Befestigungspunkten in der Scherenkinematik ausübt. Die Federkraft einer Luftfeder errechnet sich aus der wirksamen Federfläche  $A_W$  und dem in der Luftfeder herrschenden Überdruck  $p_U$  zu:

$$F_{LuFe} = A_W \cdot p_U = A_W \cdot (p - p_a) \quad (6.5)$$

**Die wirksame Federfläche  $A_W$ :** Der Gesamtdurchmesser der Luftfeder ist größer als die wirksame Federfläche  $A_W$ . Der äußere Begrenzungskreis von  $A_W$  liegt an der Stelle, an der die Tangente an die Wand des Luftfederbalges senkrecht zur Federkraft verläuft. Dieses ist (bei axialer Federbelastung) der tiefste Punkt der Rollfalte bei Rollbälgen. Da der Luftfederbalg ein flexibles Gebilde ist, kann der Begrenzungskreisdurchmesser von  $A_W$  variieren. Eine konstruktive Möglichkeit, diesen zu beeinflussen, ist durch die Gestaltung des Abrollkolbens gegeben. Der in Bild 6.5 dargestellte Kolben verjüngt sich nach unten hin. Je weiter die Unterkante der Rollfalte beim Einfedern am Kolben entlang nach unten wandert, desto geringer wird demzufolge die wirksame Federfläche. Außerdem stellt sich bei allen Rollbalgfedern konstruktiv bedingt eine Verringerung von  $A_W$  ein, wenn die Rollfalte beim Ausfedern über den Spannring nach oben abgezogen wird, wie in Bild 6.5a) zu erkennen ist. Der Verlauf der wirksamen Federfläche in Abhängigkeit von der Federlängung  $A_W(x_F)$  muß deshalb aus Meßschrieben entnommen werden, insbesondere wenn die Bewegung der Befestigungsteile nicht rein axial erfolgt, wie im eingebauten Zustand der Luftfeder in die Sitzkinematik.

**Das Federvolumen:** Das von der Luftfeder eingeschlossene Volumen ist ebenfalls von der Federlängung  $x_F$  abhängig. Eine lineare Abhängigkeit besteht jedoch nicht, da sich der Außendurchmesser der Feder ebenso wie der wirksame Federdurch-

messer verändert. Die Ermittlung der Volumen-Wegkennlinie  $V_{LuFe}(x_F)$  bleibt deswegen experimentellen Untersuchungen vorbehalten.

**Der Federinnendruck:** Der Innendruck der Luftfeder läßt sich aus der Zustandsgleichung für ideale Gase,

$$p \cdot V = m \cdot R_i \cdot T \quad (6.6)$$

ermitteln. Außerdem gilt [33]:

$$R_i = c_p - c_v = (\kappa - 1) \cdot c_v \quad (6.7)$$

Leitet man Gleichung (6.6) nach der Zeit ab, so erhält man:

$$\dot{p} \cdot V + p \cdot \dot{V} = R_i \cdot (\dot{m} \cdot T + m \cdot \dot{T}) \quad (6.8)$$

Da der passiven Luftfeder nach anfänglichem Aufpumpen keine Luft mehr zugeführt wird, bleibt die in der Luftfeder eingeschlossene Luftmasse während des Betriebes konstant. Der Term aus Gleichung (6.8), der  $\dot{m}$  enthält, entfällt also. Stellt man diese Gleichung weiterhin um und ersetzt  $m \cdot R_i$  unter Verwendung von Gl. (6.6), ergibt sich zur Beschreibung des Luftfederinnendruckes folgende Differenzialgleichung:

$$\dot{p} = p \cdot \frac{\dot{T}}{T} - p \cdot \frac{\dot{V}}{V} \quad (6.9)$$

**Die Temperatur im Innern der Feder:** Um eine Gleichung zur Ermittlung der noch unbekanntenen Federtemperatur zu erhalten, wird der 1. Hauptsatz der Thermodynamik herangezogen:

$$dU = dQ + dW \quad (6.10)$$

Betrachtet man ein ideales Gas, hängt die Änderung der inneren Energie  $dU$  für beliebige Zustandsänderungen nur von der isochoren Wärmekapazität  $c_v$  und der Temperaturänderung  $dT$  ab. Sie kann damit geschrieben werden zu:

$$dU = m \cdot c_v \cdot dT \quad (6.11)$$

Die pro Zeiteinheit übertragene Wärme  $dQ$  ist abhängig von der Wärmeübertragungsfähigkeit des Luftfederbalgs. Diese wird durch den Wärmeübertragungskoeffizienten  $\beta$  charakterisiert.  $\dot{Q}$  hängt außerdem von der Temperaturdifferenz zwischen dem Luftfederinneren und der Umgebung ab:

$$\dot{Q} = -\beta \cdot (T - T_a) \quad (6.12)$$

Für die Volumenänderungsarbeit  $dW$  eines Gases in einem geschlossenen System läßt sich schließlich angeben:

$$dW = -F(s) \cdot ds = -p(s) \cdot A \cdot ds = -p(s) \cdot dV \quad (6.13)$$

Fügt man die drei letzten Gleichungen in die zeitliche Ableitung von Gleichung (6.10) ein, so erhält man durch gleichzeitiges Umstellen unter Zuhilfenahme der Gleichungen (6.6) und (6.7) die Differenzialgleichung zur Beschreibung der Luftfedertemperatur:

$$\dot{T} = (\kappa - 1) \cdot \frac{T}{p \cdot V} \cdot [-p \cdot \dot{V} - \beta \cdot (T - T_a)] \quad (6.14)$$

**Systemgleichungen:** Lenkt man die Luftfeder nach einer definierten zeitlichen Vorschrift aus,  $x_F=f(t)$ , so lässt sich auch die wirksame Federfläche und das Federvolumen in Abhängigkeit von der Zeit beschreiben, sowie die zeitliche Veränderung des Federvolumens ermitteln:

$$A_W = A_W(x_F(t)) \quad (6.15)$$

$$V = V(x_F(t)) \quad (6.16)$$

$$\dot{V} = \frac{d}{dt}V(x_F(t)) \quad (6.17)$$

Unter Kenntnis des Wärmeübertragungskoeffizienten, der aus Literaturangaben entnommen werden kann [56, 74], erhält man die beiden Zustandsgrößen Druck und Temperatur durch die Lösung des gewöhnlichen Differenzialgleichungssystems erster Ordnung, wobei der Term für  $\dot{p}$  durch Einsetzen von Gl. (6.14) in Gl. (6.9) entsteht [56].

$$\dot{p} = -\kappa \cdot p \cdot \frac{\dot{V}}{V} - (\kappa - 1) \cdot \frac{1}{V} \cdot [\beta \cdot (T - T_a)] \quad (6.18)$$

$$\dot{T} = (\kappa - 1) \cdot \frac{T}{p \cdot V} \cdot [-p \cdot \dot{V} - \beta \cdot (T - T_a)]$$

### - Experimentelle Bestimmung der Luftfederkenngrößen

Um die Systemgleichungen der Luftfeder in das Simulationsmodell des Versuchssitzes zu implementieren, sind experimentelle Untersuchungen notwendig. Dabei ist einerseits die Kenntnis des Federvolumens über den Federhub entspr. Gl. (6.16) erforderlich, andererseits muß die wirksame Federfläche  $A_W$  zur letztendlichen Berechnung der Federkraft nach Gl. (6.5) bekannt sein.

**Messung der vertikal wirkenden Federkraft:** Theoretisch ist die Bestimmung der vertikal wirkenden Federkraft aus einer Schwingungsmessung mit der Sitzkinematik und einer starren Masse möglich. Da jedoch auch Verformungen der Luftfeder bei relativ kleiner Geschwindigkeit gemessen werden müssen, um eine isotherme Zustandsänderung der Luftmasse zu erfassen, bietet es sich an, eine gefesselte Bewegung der Sitzkinematik bei eingebauter Luftfeder zu realisieren.

Hierzu wurde ein Jochbalken mit einem biegesteifen Stahlträger über dem Schwingungsprüfstand (s. Bild 6.6) angebracht. An diesem stützt sich eine Kraftmessdose ab, die die durch die Feder hervorgerufene Vertikalkraft der Sitzkinematik erfasst. Um die beim Einfedern erzeugte Horizontalbewegung der Kopfplatte auszugleichen, war die Verwendung einer reibungsarmen Linearführung zwischen Kopfplatte und Kraftmessdose notwendig.

Die Parameter bei der Durchführung der Messung waren folgende:

Anregung: harmonisch;  $f=0,01$  Hz und  $A=60$  mm;  $f=0,5$  Hz und  $A=60$  mm;  
 $f=2$  Hz und  $A=18$  mm

statische Mittellage:  $u=120$  mm

Vertikalkraft in der statischen Ruhelage:  $F_v=600$ N; 800N; 1000N; 1200N.

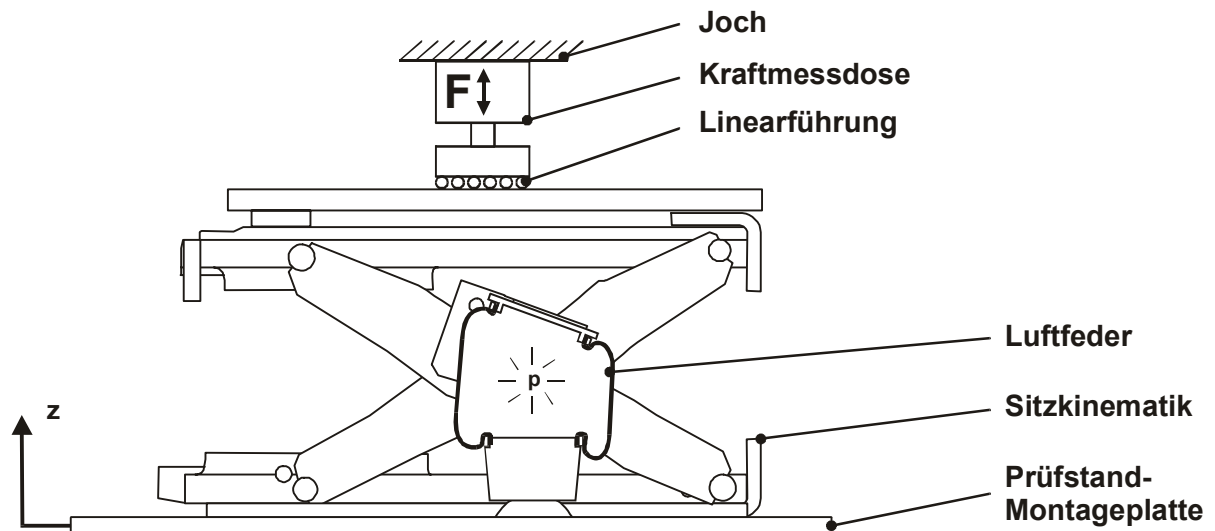


Bild 6.6: Versuchsaufbau zur Bestimmung der Federkraft

**Messung des Drucks:** Bei den gleichen Versuchsbedingungen wurde eine Druckmessung durchgeführt. Damit kann das Verhalten der Luftfeder für verschiedene dynamische Zustände untersucht werden, sowie eine Validierung des Simulationsmodells erfolgen.

Wie in Bild 6.7 gezeigt ist, vermindert sich die Steigung einer gedachten Ausgleichsgeraden bei Ankoppelung des Zusatzvolumens, was die gewünschte Abnahme der Federsteifigkeit bewirkt.

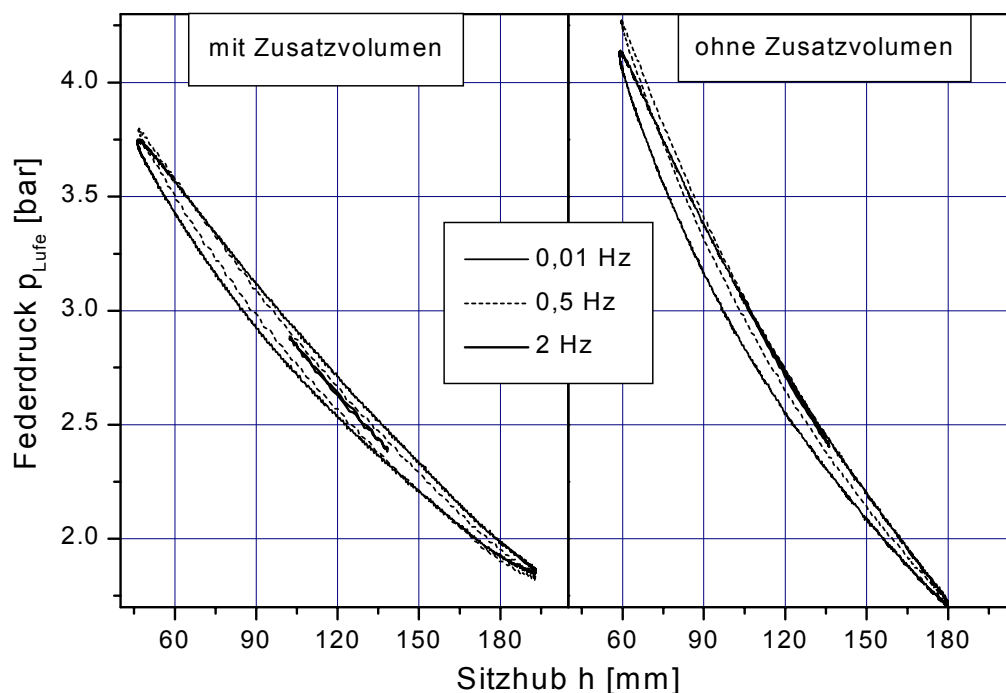


Bild 6.7: Luftfederdruck bei einer statischen Last von 800 N und Raumtemperatur

Durch das Zusatzvolumen ändert sich aber auch das Dämpfungsverhalten der Luftfeder. Fasst man die von der Kurve umschlossene Fläche als Maß für die Dämpfung auf, so zeigt die Luftfeder mit Zusatzvolumen bei 0,5 Hz Anregung eine weitaus größere Energiedissipation als ohne Zusatzvolumen. Diese erhöhte Dämpfungswirkung

wird von der Drosselwirkung der Zuleitung zum Zusatzvolumen hervorgerufen, die Vergrößerung der Oberfläche und der damit verbesserte Wärmeaustausch dürften ebenfalls eine Rolle spielen. Dieser Effekt tritt nur bei großen Amplituden auf. Bei einer Anregungsfrequenz von 2 Hz ist keine Hysterese mehr erkennbar.

Weiterhin tritt bei höherfrequenter Anregung eine Verhärtung der Luftfeder ein, die ohne Zusatzvolumen besonders ausgeprägt ist. Hier spielen thermodynamische Effekte eine Rolle, da sich die Zustandsänderung im Gas von isotherm zu adiabat ändert.

**Bestimmung der wirksamen Fläche  $A_w$  :** Mit Hilfe des Übersetzungsverhältnisses der Sitzkinematik (Gl.(6.3)) kann nun eine Umrechnung von vertikaler Federkraft und vertikalem Sitzhub auf Luftfederkraft und Luftfederhub erfolgen. Da gleichzeitig der Federinnendruck aufgezeichnet wurde, kann anschließend mit Hilfe von Gl.(6.5) die wirksame Fläche  $A_w$  der Luftfeder berechnet werden. Die sich ergebenden Kennfelder  $A_w = f(F_{\text{stat}}, x_{\text{Feder}})$  mit und ohne angekoppeltem Zusatzvolumen werden dann im Simulationsmodell hinterlegt.

**Bestimmung des Luftfedervolumens:** Eine Vermessung der Geometrie der Luftfeder im eingebauten Zustand ist dazu nicht notwendig, und wäre auch zu aufwändig. Vielmehr kann mit Hilfe der dynamischen Druckmessung bei 0,01 Hz Anregungsfrequenz, eine isotherme Zustandsänderung vorausgesetzt, das hubabhängige Federvolumen berechnet werden. Es gilt dann mit Gl. (6.6):

$$p \cdot V(x_F) = \text{const.} \quad (6.19)$$

Für die Berechnung des Kennfelds muss nur noch der Betrag der Konstante in Gl. (6.19) bekannt sein. Hierzu dient das Druckniveau bei statischer Mittellage und entsprechender statischer Last  $p_0$ . Das Luftfedernullvolumen wurde durch Auslitern der Luftfeder im ausgebauten Zustand ermittelt. Gleichzeitig wurde dabei der Druck und die Temperatur gemessen. Eine Rückrechnung unter isothermen Bedingungen liefert dann  $V_0$  im eingebauten Zustand. Wird das Federvolumen über den Federhub aufgetragen, ergibt sich eine zu Bild 6.7 reziproke Kurve.

Mit Hilfe der nun vorliegenden Daten kann mit Gl. (6.6) die Luftmasse  $m_L$  als Eingangsdatum für das Differenzialgleichungssystem errechnet werden.

### - Optimierung und Validierung des Luftfedermodells

Das mit den unter gefesselten Bedingungen ermittelten Kennwerten ausgestattete Luftfedermodell muss seine Leistungsfähigkeit am schwingenden System unter Beweis stellen. Dazu werden für eine Validierung die gemessenen Ausschwingkurven der Beschleunigung an der Kopfplatte bei Belastung der Sitzkinematik mit einer starren Masse herangezogen. Diese Versuche eignen sich zur Validierung des Simulationsmodells besonders gut, da es sich um eine freie Schwingung handelt. Deshalb treten sowohl Amplituden- als auch Phasenfehler deutlich hervor.

Bei den ersten Abgleichen mit der gemessenen Sitzbeschleunigung zeigte sich, dass das Federvolumen  $V(x_F)$  zu ungenau abgebildet war. Insbesondere das Nullfedervolumen in der statischen Mittellage ist hier kritisch, da dieses zusammen mit dem

Ausgangsdruck  $p_0$  die Luftmasse in der Feder bestimmt. Bei einer falschen Bestimmung dieser Luftmasse stellt sich dann ein falsches Druckniveau in der Simulation ein. Diese ersten Berechnungen wurden mit dem Wert für  $\beta=1 \text{ W/m}^2$  entsprechend den Literaturangaben durchgeführt.

Um das Simulationsergebnis zu verbessern, wurden deshalb Optimierungsrechnungen unter der Freigabe der Parameter  $m_L$ ,  $\beta$  und einem konstanten Korrekturterm für die wirksame Federfläche  $A_{w,\text{korrr}}$  durchgeführt. Damit konnte eine sehr gute Übereinstimmung mit der gemessenen Beschleunigung erzielt werden. Bild 6.8 zeigt die Ergebnisse der Simulationen im Vergleich zu den Messergebnissen des Ausschwingversuchs. Für die Modellvariante ohne Zusatzvolumen können Parameter für das Luftfedermodell gefunden werden, so dass selbst die großen Amplituden zu Beginn der Messung gut abgebildet werden, und die Kurven sich im gesamten Zeitabschnitt überdecken. Bei Ankoppelung des Zusatzvolumens ist die Abbildungsqualität des Luftfedermodells nicht so gut, da hier die zweite Schwingperiode deutliche Abweichungen von der Messung aufweist. In Tabelle 6.9 sind die Werte für die freigegebenen Luftfederparameter aufgeführt. Der hohe Zahlenwert der ebenfalls angegebenen Simulationsgüte  $G$  (entspr. Gl.(6.30)) für das Modell ohne Zusatzvolumen bestätigt das gute Simulationsergebnis.

Beim Vergleich der Werte der beiden Luftfedermodelle fällt auf, dass sowohl die Luftmasse als auch die Wärmeübergangszahl bei Ankoppelung des Zusatzvolumens höher sind. Die Optimierung berücksichtigt also die höhere Dämpfung dieses Modells. Durch die vergrößerte Oberfläche kann ein besserer Wärmeübergang zur Umgebung stattfinden. Trotz dieser Anpassung der Parameter kann das einfache Luftfedermodell die Realität mit Zusatzvolumen nur annähernd abbilden. Eine weitere Verbesserung der Simulationsgüte kann nur durch eine Abbildung des Zusatzvolumens und des drosselnden Verbindungsstück erfolgen. Die Differenzialgleichungen zur Beschreibung des Luftfederdrucks sind dabei jedoch wesentlich aufwändiger, da Strömungsvorgänge mit berücksichtigt werden müssen [83]. Auf eine weitere Modellierung wurde daher verzichtet.

**Lineares Federmodell:** Parallel zu den Optimierungen des Luftfedermodells wurde die Abbildung der Federeigenschaften mit einem linearen Modell durchgeführt. Die Federkraft wirkt dabei nicht zwischen den Original-Anlenkpunkten, sondern zwischen Grund- und Kopfplatte, also ohne kinematische Übersetzung. Zur Optimierung freigegeben wurden dabei die Federsteifigkeit und eine Bauteildämpfung  $r_{\text{lin}}$ . Das Ergebnis der Optimierungsläufe ist ebenfalls in Bild 6.8 und Tabelle 6.9 gezeigt. Optisch ist die geringere Abbildungsqualität bei großen Schwingungsamplituden auffällig. Vergleicht man jedoch die Simulationsgüte von Luftfedermodell und linearem Federmodell bei angekoppeltem Zusatzvolumen, so ist letzteres dem Luftfedermodell ebenbürtig.



	mit Zusatzvolumen	ohne Zusatzvolumen
$m_L$	3,25 g	2,82 g
$\beta$	12 W/m <sup>2</sup>	7 W/m <sup>2</sup>
$A_{w,korr}$	$1,6 \cdot 10^{-4}$ m <sup>2</sup>	$1,0 \cdot 10^{-4}$ m <sup>2</sup>
Simulationsgüte G	4,98	9,90
$c_{lin}$	3243 N/m	5403 N/m
$r_{lin}$	72 Ns/m	41 Ns/m
Simulationsgüte G	5,11	5,64

Tabelle 6.9: optimierte Parameter und Simulationsgüte des Luftfedermodells und des linearen Federmodells

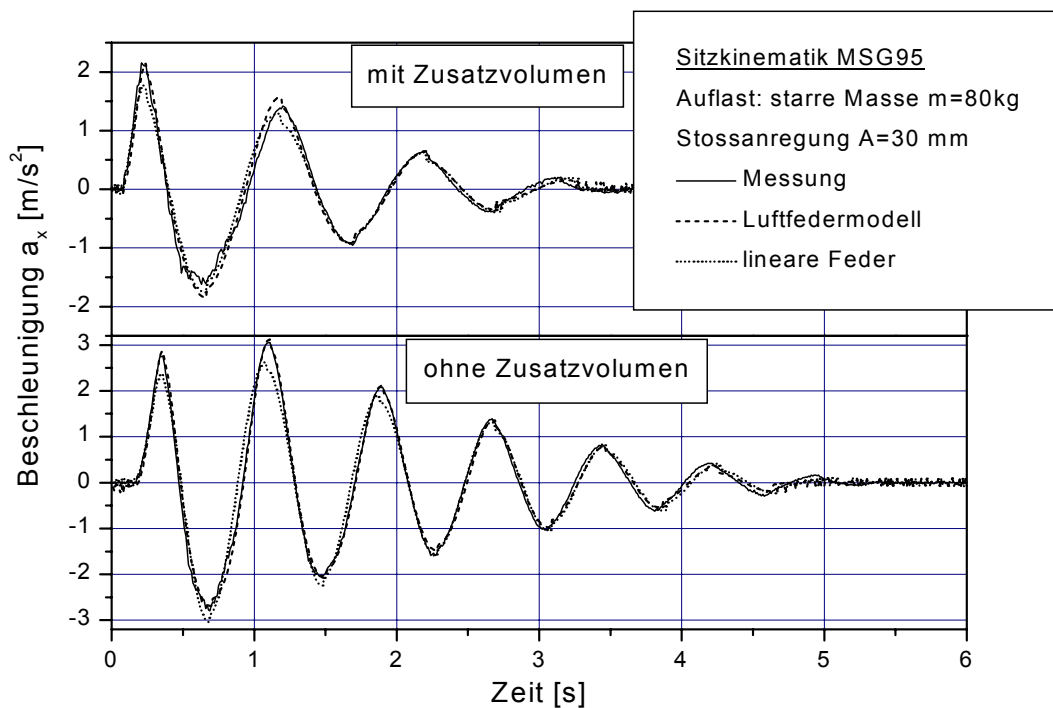


Bild 6.8: Ausschwingversuch MSG95 mit Luftfedermodell und linearem Federmodell

Da das Luftfedermodell sehr empfindlich auf die Veränderung der Parameter reagiert und deshalb schlecht handhabbar ist, gleichzeitig auch die Abbildungsqualität bei angekoppeltem Zusatzvolumen nicht besser als bei Verwendung des linearen Federmodells ist, wurden weitere Untersuchungen zum Aufbau des Gesamtmodells mit Luftfedermodell eingestellt. Im Weiteren wird daher mit dem linearen Federmodell gerechnet.

## 6.4 Magneto-rheologischer Dämpfer

Als regelbarer Dämpfer wird ein Schwingungsdämpfer auf Basis eines magneto-rheologischen Fluids, Typ RD-1005-1 der Lord Corporation, USA, verwendet. Es handelt sich dabei um einen druckbelasteten Einrohrdämpfer, dessen Ausgleichsvolumen durch eine Membran vom Arbeitsraum getrennt ist. Dieser Dämpfer wurde für die Verwendung in Fahrersitzen entwickelt und ist mit einem Augenabstand von 220 mm im ausgefahrenen Zustand und einem Hubbereich von 60 mm gegen den Original-SUSPA-Dämpfer direkt austauschbar. Bild 6.9 zeigt eine Schnittdarstellung des Dämpfers. Das Magnetfeld wird von einer elektrischen Spule aufgebracht, wobei die Zuleitungskabel durch die hohlgebohrte Kolbenstange geführt werden. In dem Dämpfer befinden sich ca. 50 ml MRF der Sorte MRF-132LD, das den Kolben durch zwei konzentrische Spalte durchfließen kann. Die Spaltlänge beträgt 15 mm, auf einer Länge von 7 mm wird das Magnetfeld aufgebracht. Das Fluidvolumen im Magnetfeld beträgt insgesamt 0,3 ml. Bei einer Bestromung der Spule mit 1 A wird ein Magnetfeld der Stärke 200 kA/m erzeugt. Der ohmsche Widerstand der Spule beträgt 4  $\Omega$ , was zu einem maximalen Leistungsbedarf des Dämpfers von 10 Watt führt. Die Induktivität des MR-Ventils lässt sich mit 40 mH angeben, die L/R Zeitkonstante liegt damit bei 10 ms.

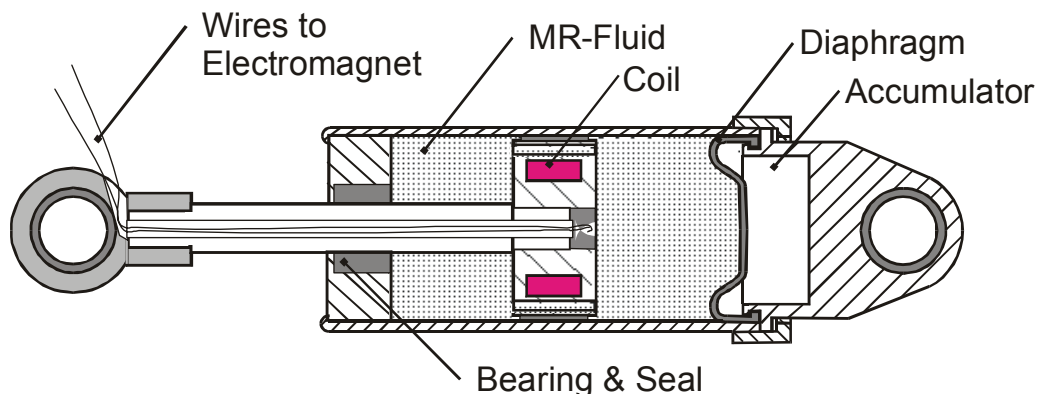


Bild 6.9: MRF-Schwingungsdämpfer RD-1005-1, Lord Corporation [90]

### - Experimentelle Ermittlung der dynamischen Eigenschaften des Dämpfers

Um mit dem Simulationsmodell des Versuchssitzes einen Regler auszulegen, muss das dynamische Verhalten des Dämpfers möglichst genau modelliert sein. Zur Validierung des Modells wird dazu die wirksame Dämpferkraft zwischen den Dämpferanlenkpunkten bei vorgegebener Relativbewegung und vorgegebenem elektrischem Eingangssignal gemessen.

Die Messungen erfolgten an einem elektro-hydraulischen Linear-Dämpferprüfstand. Die Bewegung des Anregungszyinders wurde mit einem induktiv arbeitenden Wegaufnehmer erfasst, zusätzlich wurde die Geschwindigkeit der Anregung mit einem ebenfalls induktiven Sensor gemessen. Das untere Dämpferauge stützt sich an einer Kraftmessdose auf DMS-Basis (Burster8524-10kN) ab. Das Signal der Messdose wird von einem Trägerfrequenz-Messverstärker (BMC MA-UNI) verstärkt, und anschließend mit den Signalen der Bewegungsgrößen auf eine PC-basierte A/D-

Wandlerkarte (BMC P1000) geführt, die die Messsignale mit 12bit bei 200 Hz Abtastrate quantisiert.

Um prinzipielle Aussagen über das dynamische Verhalten des Dämpfers machen zu können, wurde ein harmonischer Anregungsverlauf mit einer Frequenz von 2 Hz bei einer Amplitude von 20 mm vorgegeben. Die Stromstärke  $I$  der Dämpferspule wurde dabei schrittweise um 0,2 A erhöht, im Einzelversuch jedoch konstant gehalten. Die Mittelstellung des Dämpfers betrug dabei 190 mm Augenabstand.

Für die Validierung des Simulationsmodells wurden zusätzliche Messungen durchgeführt, bei der die Wegvorgabe des Prüfstandszyllinders stochastisch nach EWG2 erfolgt. Die Dämpferspule wird dabei, neben Messungen mit konstanter Stromstärke, ebenfalls nach dieser stochastischen Vorgabe bestromt, der Maximalstrom betrug dabei 1,7 A. Das (Spannungs-)Sollsignal des Spulenstroms wird dabei auf die in Kap.7.1 näher beschriebene U/I-Wandlerkarte gegeben.

Versuche zur Verstellodynamik des Dämpfers wurden ebenfalls durchgeführt. Bei konstanter Dämpfergeschwindigkeit wurde dazu ein Rechtecksignal als Sollsignal auf den Spuleneingang gegeben. Für einen Sprung von 0 A auf 0,5 A beträgt die Zeitdauer, in der die Dämpferkraft 95% der endgültigen Kraft erreicht, ca. 8 ms. Dabei sind die Effekte durch den verzögerten Magnetfeldaufbau aufgrund der Induktivität der Spule mit berücksichtigt. Die Dynamik des Dämpfers ist demnach für semi-aktive Regelungen ausreichend.

Bild 6.10 zeigt die Kraftentwicklung des Dämpfers in Abhängigkeit der Dämpfergeschwindigkeit bei harmonischer Anregung und konstantem Spulenstrom. Man erkennt, dass die Kraftkurven um einen Offset von etwa -200 N verschoben sind. Dies kann mit der Vorspannung des Dämpfers durch den Druck im Ausgleichsvolumen von etwa 20 bar erklärt werden.

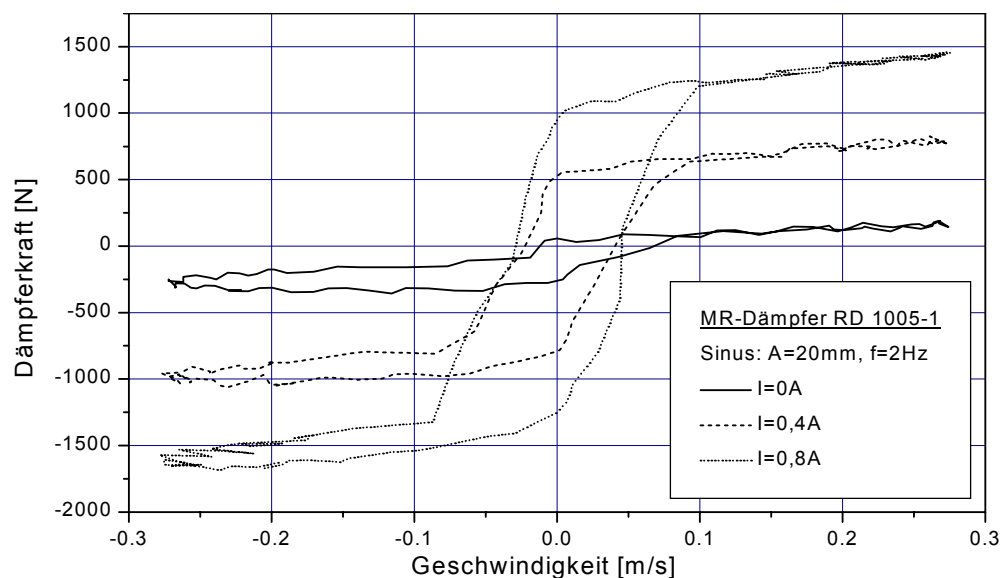


Bild 6.10: Kraft-Geschwindigkeitsverlauf des MR-Dämpfers bei konstantem Spulenstrom und einer Anregungsfrequenz von 2 Hz

Während bei stromlosem Dämpfer ( $I=0$  A) die Kraftkurve ein weitgehend lineares Verhalten über die Geschwindigkeit zeigt, nehmen die Dämpferkräfte bei bestromter Spule zu. Die Kraft des Dämpfers steigt dabei bei höheren Geschwindigkeiten linear mit dem Spulenstrom, und läuft parallel zum Kraftverlauf des stromlosen Dämpfers. Ein erster Ansatz zur Beschreibung des Dämpferverhaltens nach Gl. (3.8) ist also gerechtfertigt.

Bei den Messungen wurde ein Sättigungseffekt des Dämpfers oberhalb eines Spulenstroms von 0,8 A festgestellt, die Kraftverläufe ändern sich dann kaum mehr. Offensichtlich ist hier die Sättigungsmagnetisierung des magneto-rheologischen Fluids erreicht.

Weiterhin wird bei Betrachtung der Kraft-Geschwindigkeitskurven das nichtlineare Verhalten des Dämpfers deutlich. Beim Wechsel der Bewegungsrichtung tritt eine Hysterese im Kraftverlauf auf. Dieser Effekt ist bereits bei stromlosem Dämpfer zu beobachten.

Die Ursache dieser Hysterese ist einerseits im Verhalten des MR-Fluids selbst zu suchen, das bei geringen Dämpfergeschwindigkeiten (und damit geringen Scherraten im Spalt) ein nichtlineares Ansteigen der Viskosität zeigt (s. Bild 3.19). Andererseits ist die Reibung in den Dichtflächen für die Entstehung der Hysterese verantwortlich. Neben der Kolbendichtung hat hier die Kolbenstangendichtung einen nennenswerten Einfluß, da diese durch die Druckbelastung des Fluids eine erhebliche Normalkraft über die Dichtlippen auf die Kolbenstange ausübt.

### **- Modellbildung**

Zur Modellierung von Bauteilen auf Basis von ER- oder MR-Fluiden wurden bereits mehrere Studien durchgeführt. Modelle basierend auf der Gesetzmäßigkeit des Bingham-Fluids, die aus der Parallelschaltung eines Reibelements mit einem Dämpfungsglied bestehen [91], führen dabei nicht zum Erfolg, da die Hysterese nicht abgebildet wird. Eine Erweiterung dieses Modells durch die Parallelschaltung des Bingham-Modells mit einem Standardmodell für einen linearen Festkörper kann diesen Fehler zwar beseitigen [22], das dabei entstehende Differenzialgleichungssystem ist jedoch extrem steif, und benötigt daher hohe Rechenzeiten [89].

*Spencer* et al. schlagen daher in [89] ein phänomenologisches Modell zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens eines MR-Dämpfers vor. Es besteht aus den für die Ersatzsystembildung mechanischer Systeme gebräuchlichen Feder- und Dämpferelementen in Reihen- und Parallelschaltung. Neben diesen klassischen Elementen wird ein in der Geophysik übliches Modell zur Beschreibung von hysteretischen Vorgängen benutzt, das nach seinen Schöpfern Bouc-Wen Modell genannt wird [108]. Das mechanische Ersatzsystem des MR-Dämpfers ist in Bild 6.11 gezeigt. Dieses Modell wird in dieser Arbeit verwendet.

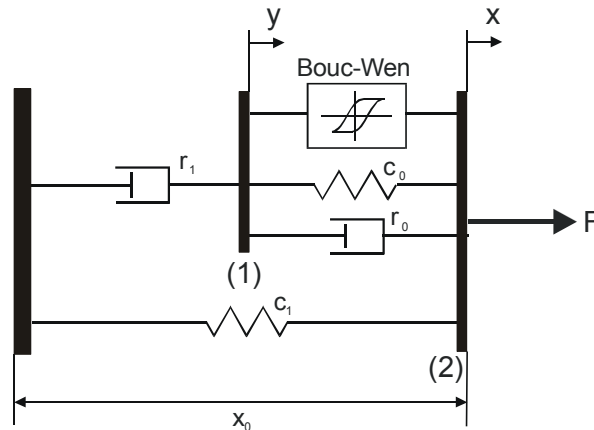


Bild 6.11: mechanisches Ersatzmodell des MR-Dämpfers [89]

Aus diesem Modell müssen nun die Systemgleichungen abgeleitet werden, die anschließend in das Rechnermodell implementiert werden.

**Stromloser Dämpfer:** Bevor das Verhalten des Dämpfers mit Stromeingang beschrieben wird, ist es sinnvoll, den Dämpfer im stromlosen Zustand zu modellieren. Dazu wird in einem ersten Schritt die Kraft an einem Bouc-Wen Element separat betrachtet (Bild 6.12).

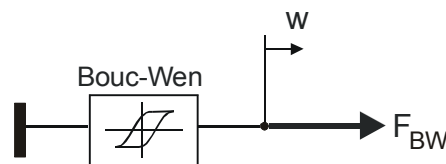


Bild 6.12: Bouc-Wen Element

Für die Kraft in diesem Element gilt nach [108]:

$$F_{BW} = \alpha \cdot z \quad (6.20)$$

Dabei wird der Zusammenhang zwischen der Hilfsvariablen  $z$  und der Koordinate  $w$  aus Bild 6.12 durch die Differentialgleichung

$$\dot{z} = -\gamma \cdot |\dot{w}| \cdot z \cdot |z|^{n-1} - \beta \cdot \dot{w} \cdot |z|^n + A \cdot \dot{w} \quad (6.21)$$

beschrieben. Bezugnehmend auf Bild 6.11 kann die Koordinate  $w$  mit  $w = x - y$ , bzw.  $\dot{w} = \dot{x} - \dot{y}$  ersetzt werden, wodurch sich (6.21) mit

$$\dot{z} = -\gamma \cdot |\dot{x} - \dot{y}| \cdot z \cdot |z|^{n-1} - \beta \cdot (\dot{x} - \dot{y}) \cdot |z|^n + A \cdot (\dot{x} - \dot{y}) \quad (6.22)$$

angeben lässt. Im Simulationsmodell abgebildet zeigte sich das Modell numerisch sehr sensibel auf die Änderung der Potenz  $n$ . Diese wurde daher entspr. [89] auf den Wert 2 gesetzt.

Im mechanischen Ersatzsystem ist das Bouc-Wen Element parallel zum Dämpfungselement  $r_0$  und der Feder  $c_0$  angeordnet, so dass sich das Kräftegleichgewicht am Balken (1) zu

$$r_1 \cdot \dot{y} = c_0(x - y) + r_0(\dot{x} - \dot{y}) + \alpha \cdot z \quad (6.23)$$

ergibt. Die resultierende Dämpferkraft  $F_{MR}$  kann nun mit den Kräften zwischen der Abstützung und dem Balken (2) durch

$$F_{MR} = r_1 \cdot \dot{y} + c_1(x + x_0) = c_0(x - y) + r_0(\dot{x} - \dot{y}) + c_1(x + x_0) + \alpha \cdot z \quad (6.24)$$

beschrieben werden.

**Modellierung des Strom-Eingangs:** Die Krafterhöhung des Dämpfers durch das Aufbringen eines Magnetfeldes wird durch eine Änderung der Bauteilparameter des mechanischen Ersatzsystems modelliert. Es ist nicht zu erwarten, dass sich durch die Viskositätsänderung im Fluid die Federsteifigkeiten ändern, so dass lediglich die Systemparameter  $r_0$ ,  $r_1$  und  $\alpha$  variabel gestaltet werden:

$$r_0(I) = r_{0a} + r_{0b} \cdot I \quad (6.25)$$

$$r_1(I) = r_{1a} + r_{1b} \cdot I \quad (6.26)$$

$$\alpha(I) = \alpha_a + \alpha_b \cdot I \quad (6.27)$$

Eine lineare Änderung dieser variablen Parameter mit dem fließenden Strom ist aufgrund des Sättigungseffekts des MR-Fluids (s. Bild 3.17) ebenfalls unwahrscheinlich. Der Stromeingang des Dämpfers wird daher insofern nichtlinear modelliert, als dass dem gemessenen Strom  $I_{mess}$  eine wirksame Stromstärke  $I_{wirk}$  zugeordnet wird. Dies kann allgemein über ein Polynom dritten Grades formuliert werden:

$$I_{wirk} = p_0 + p_1 \cdot I_{mess} + p_2^2 \cdot I_{mess} + p_3^3 \cdot I_{mess} \quad (6.28)$$

### - Optimierung

Die Parameter des Simulationsmodells sind nur teilweise mit den dynamischen Eigenschaften des realen Dämpfers direkt verknüpft. So beschreibt die Federsteifigkeit  $c_1$  die Gasfeder durch den Druck im Akkumulator, und dem Parameter  $r_1$  kann die lineare Bauteildämpfung im stromlosen Zustand zugeordnet werden. Die Modellierung der Hysterese ist jedoch einerseits mit dem Bouc-Wen Element möglich, andererseits hat auch das durch die Reihenschaltung von  $r_1$  und  $c_0$  entstehende Maxwell-Element eine Hysteresewirkung. Erst eine günstige Parameterkombination für beide Glieder beschreibt die Hysterese richtig. Es wurden daher auch hier Optimierungsläufe zur Parameterbestimmung durchgeführt.

Ziel der Optimierung ist in diesem Fall eine möglichst gute Übereinstimmung der Kurvenverläufe von gemessener und berechneter Kraft. Um für das Gütefunktional diese Krafterdifferenz in einen Wert zu fassen, wird das Integral des Differenzbetrages gebildet:

$$F_{fehler} = \int_{t_{start}}^{t_{end}} |F_{mess} - F_{sim}| dt \quad (6.29)$$

Aufgrund der Vielzahl der Parameter ( $r_{0ab}$ ,  $r_{1ab}$ ,  $c_0$ ,  $c_1$ ,  $\alpha_{ab}$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ ,  $A$ ,) ist hier eine getrennte Optimierung angebracht. Daher wird anfangs die optimale Parameterkombination von ( $r_{0a}$ ,  $r_{1a}$ ,  $c_0$ ,  $c_1$ ,  $\alpha_a$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ ,  $A$ ) über die Messung bei stromloser Spule und stochastischer Weganregung ermittelt, um dann in einem zweiten Schritt ( $r_{0b}$ ,  $r_{1b}$ ,  $\alpha_b$ ,  $p_{0...3}$ ), den Stromeingang des Dämpfers zu modellieren.

Die prinzipielle Vorgehensweise bei der Verknüpfung von experimentellen Untersuchungen, Simulationsmodell und Optimierung geht aus Bild 6.13 hervor.

- Die Weganregung und das Stromsignal stellen sowohl die Eingangsgrößen für das Experiment als auch für die Simulation dar. Deshalb sind Abweichungen zwischen Experiment und Messung eindeutig auf Unzulänglichkeiten auf der Modellebene und nicht auf Abweichungen der Eingangsgrößen zurückzuführen.
- Eingangsgrößen für die Optimierung stellen die Nebenbedingungen und der Start-Parametersatz dar. Sie gewährleisten bei geschickter Wahl einen sinnvollen Ausgangspunkt für die Optimierung und einen Fortschritt beim Optimierungslauf.

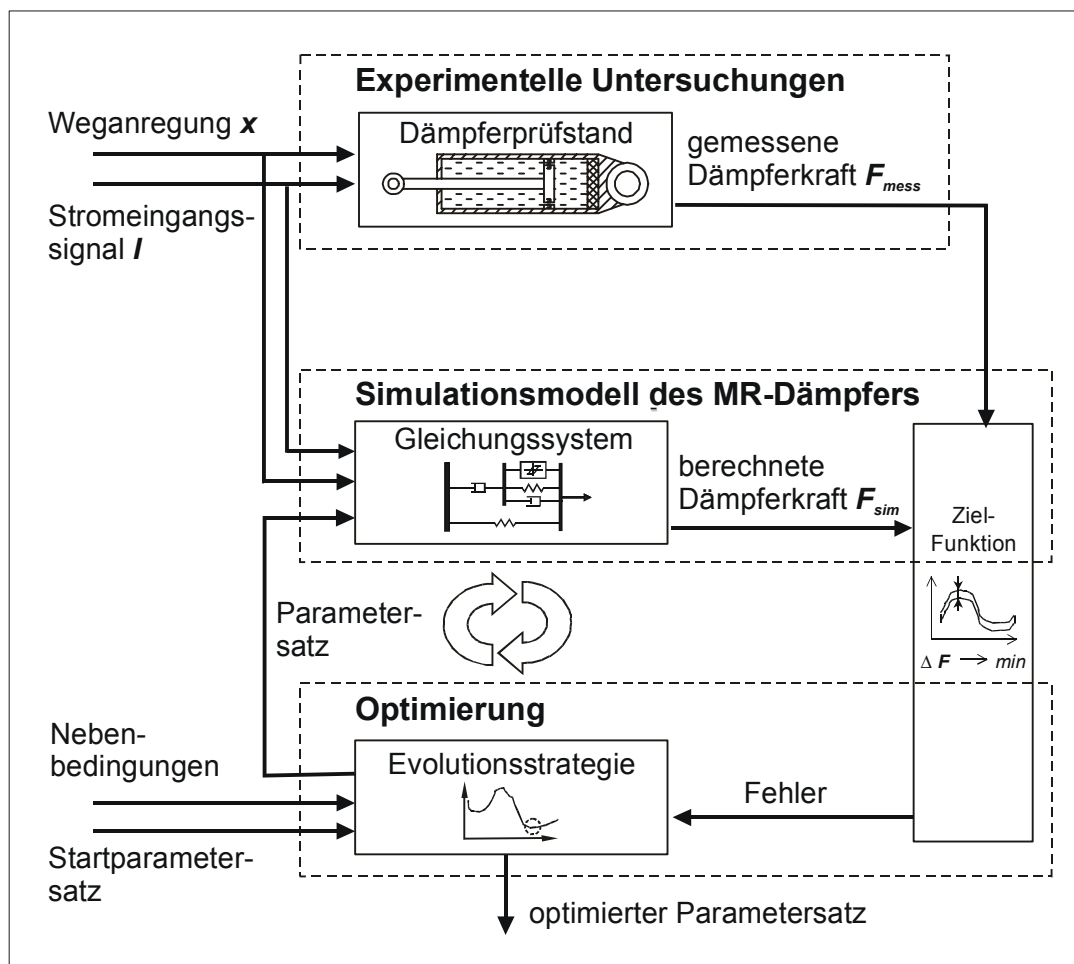


Bild 6.13: Verknüpfung von Experiment, Simulation und Optimierung [20]

Eine Zwischenposition nimmt die Zielfunktion ein. Sie stellt ein objektives Bewertungskriterium für die Abweichung zwischen dem Verlauf von experimentell ermittelter und simulierter Kraft dar und ist somit Ergebnis des Simulationslaufes und Au-

gangspunkt für die Optimierung. Sie ist also das Bindeglied zwischen Simulationsmodell und Optimierung.

### - Validierung

Mit Hilfe der Optimierung wurde ein Parametersatz gefunden, der die Abweichung der Dämpferkräfte minimal hält. Die stromunabhängigen Modellparameter lauten nach der Mittelwertbildung über mehrere Optimierungsläufe (Tabelle 6.10):

Parameter	Wert	Parameter	Wert
$r_{0a}$	993 Ns/m	$\alpha_a$	7334 N/m
$r_{1a}$	43520 Ns/m	$\beta$	3996 1/m <sup>2</sup>
$c_0$	3101,3 N/m	$\gamma$	520687 1/m <sup>2</sup>
$c_1$	1297,6 N/m	$A$	16,24

Tabelle 6.10: optimierter Parametersatz des MR-Dämpfers ohne Stromeingang

Anschließend konnten die stromabhängigen Parameter ermittelt werden. Da diese sich z.T. gegenseitig beeinflussen (z.B.  $p_0$  und  $\alpha_b$ ), mussten hierfür mehrere Optimierungsläufe durchgeführt werden. Dazu wurden die Messungen mit stochastischem als auch mit konstantem Stromeingang verwendet. Durch gegenseitiges Vergleichen der Ergebnisse wurde dann die Startpopulation immer weiter eingeschränkt, bis ein einziger für alle Stromsteuerungen gleich guter Parametersatz gefunden wurde (Tabelle 6.11):

Parameter	Wert	Parameter	Wert
$r_{0b}$	656 Ns/m	$p_0$	-0.03668
$r_{1b}$	33460 Ns/m	$p_1$	2.00009
$\alpha_b$	41490 N/m	$p_2$	-1.25976
		$p_3$	0.31338

Tabelle 6.11: optimierter Parametersatz zur Modellierung des Stromeingangs

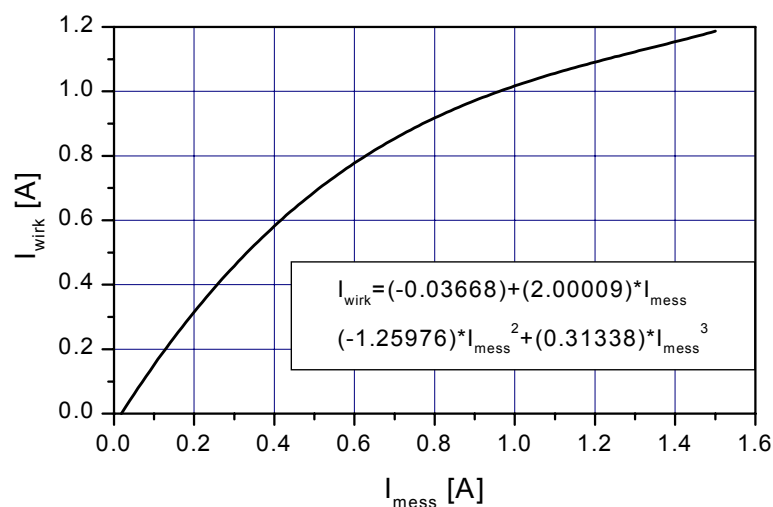


Bild 6.14: Zuordnung des wirksamen Stroms im Simulationsmodell zum gemessenen Strom



Die Zuordnung des wirksamen Strom zum gemessenen über das Polynom (Gl. (6.28)) ist grafisch in Bild 6.14 aufgetragen. Bis etwa  $I_{\text{mess}}=1$  A ist demnach der wirksame Strom gleich dem gemessenen, während für höhere Werte der wirksame Strom nur noch wenig ansteigt. Der Sättigungseffekt des MR-Fluids ist damit genügend genau im Simulationsmodell abgebildet.

Die Simulationsgüte kann durch ein Übereinanderlegen der Kraftverläufe rein qualitativ bewertet werden. Bild 6.15 zeigt dazu einen Ausschnitt der Zeitverläufe bei stochastischem Weg- und Stromeingang. Das Simulationsmodell liefert dabei um etwa 4% größere Amplituden. Ein zusätzlicher Fehler tritt im Bereich geringer Weganregungsamplituden auf (Sekunde 9). Das Simulationsergebnis weist hier ein höherfrequentes Schwingen auf. Dies ist auf einen numerischen Fehler durch die Differenziation des digitalisierten Anregungssignals zurückzuführen, da sich deren aufräuhende Wirkung bei kleinen Amplituden stärker bemerkbar macht.

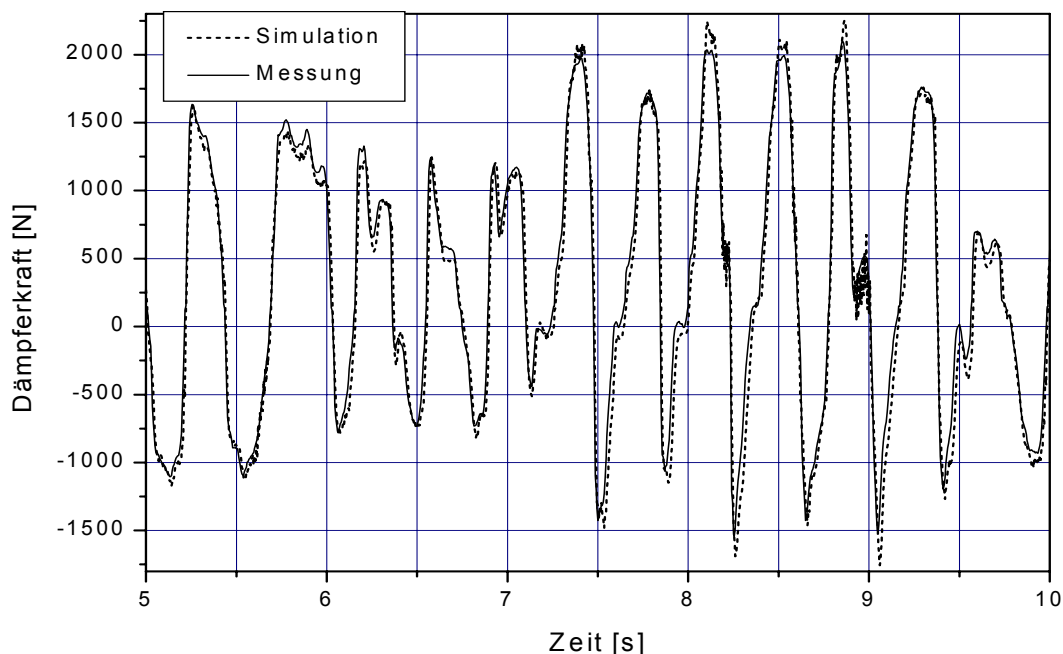


Bild 6.15: simulierte und gemessene Dämpferkraft bei stochastischem Weg- und Stromeingang

Um die Güte verschiedener Simulationsmodelle quantitativ zu ermitteln, und diese miteinander vergleichen zu können, ist eine rein optische Beurteilung der Kurvenverläufe nicht ausreichend. Es bietet sich natürlich an, das Fehlerkriterium nach Gl.(6.29) als Maß für die Simulationsgüte zu verwenden. Allerdings ist der damit berechnete Wert nicht allgemeingültig, da dieser einerseits vom betrachteten Simulationszeitraum, andererseits von der absoluten Größe des betrachteten Signals abhängt.

Es wird daher ein Vorschlag von *Liebherr* [59] aufgegriffen, der ein von der betrachteten Simulationsgröße unabhängiges Maß für die Simulationsgüte beschreibt. Hierzu wird die Differenz von gemessenem und simuliertem Signal gebildet, und anschließend die Standardabweichung  $\sigma(\text{sim-mess})$  dieses Differenzsignals berechnet.

Wird diese zur Standardabweichung des gemessenen Signals ins Verhältnis gesetzt, erhält man einen allgemeingültigen Wert für die Simulationsgüte  $G$ :

$$G = \frac{\sigma(mess)}{\sigma(sim - mess)} \quad (6.30)$$

Größere Zahlenwerte von  $G$  beschreiben dabei eine bessere Simulationsgüte, denn die Standardabweichung des Messsignals ist konstant, während die Standardabweichung der Differenz beider Signale bei besserer Übereinstimmung kleiner wird. Da zur Berechnung der Simulationsgüte die mittelwertfreien Signale verwendet werden, muss durch einen Vergleich der Mittelwerte von gemessenem und simuliertem Signal sichergestellt werden, dass kein Offset-Fehler vorliegt.

Wird dieses Berechnungsverfahren auf das Simulationsergebnis des MR-Dämpfers bei stochastischem Weg- und Stromeingang angewendet, so ergibt sich ein Wert für  $G = 8,51$ . Dieses Ergebnis kann jedoch erst durch einen Vergleich mit anderen Simulationsvalidierungen (s. Kap.6.3, 6.6) gewürdigt werden.

## 6.5 Regler

Die in Kap. 5 entwickelten Reglerstrukturen für Skyhook und Relative-Control wurden unverändert übernommen. Dies bedeutet, dass etwaige Fehler durch die Messung oder Berechnung der Reglereingangsgrößen, wie sie in Realität auftreten können, vernachlässigt werden.

Der in Kap. 7.1 dargestellte U/I-Wandler liefert bei einer Eingangsspannung von 5 V einen Ausgangsstrom von 2 A. Im Simulationsmodell wird deshalb das Reglerausgangssignal um den Faktor 0,4 verstärkt, bevor es auf den Dämpfer gegeben wird. Durch diese Maßnahme können die durch die Simulationen optimierten Regelverstärkungen bei den späteren Prüfstandsversuchen verwendet werden.

## 6.6 Auflast und Polster

Der Komforteindruck während der Benutzung des gefederten Fahrersitzes hängt entscheidend von den Schwingungseigenschaften des verwendeten Polsters ab. Gleichzeitig wirkt sich auch das dynamische Verhalten des sitzenden Menschen auf den RMS-Wert der bewerteten Beschleunigung an der Sitzfläche aus. Das dynamische Verhalten dieser beiden Komponenten muß daher im Simulationsmodell des Fahrersitzes berücksichtigt werden.

### - Schwingungsdummy

Für messtechnische Komfortuntersuchungen werden, um von Versuchspersonen unabhängig zu bleiben und damit reproduzierbare Bedingungen zu schaffen, sogenannte Schwingungsdummies verwendet. Es handelt sich dabei um mechanische Schwingsysteme, die durch die Koppelung von Feder-, Dämpfer-, und Massen eine Nachbildung des Schwingverhaltens des Menschen erreichen. Maßgeblich bei der Konzeption derartiger Schwingsysteme ist die frequenzabhängige mechanische Eingangsimpedanz des Menschen. Die Anzahl der im Modell realisierten Freiheitsgrade

variiert dabei in Abhängigkeit der betrachteten Schwingrichtungen und der gewünschten Abbildungsqualität.

Da hier lediglich der vertikale Freiheitsgrad abgebildet werden muss, genügt die Nachbildung der mechanischen Eingangsimpedanz des sitzenden Menschen in z-Richtung, die nach DIN 45676 genormt ist. Diese Norm beschreibt das Übertragungsverhalten des Menschen vom Gesäß zum Kopf. Da hier lediglich die gemessene Beschleunigung auf dem Sitzpolster interessiert, ist für die Modellierung ein Einmassenschwinger bereits gut geeignet, wie aus dem Vergleich der Übertragungsfunktion mit den normierten, effektiven Massen in Bild 6.16a zu entnehmen ist. Die effektive Masse ist dabei durch den Quotient aus abstützender Kraft und wirkender Beschleunigung definiert.

Kinne [50] entwickelte für diese Übertragungsfunktion ein mechanisches Modell (MOSIME, Modell des Sitzenden Menschen), das eine schwingende Masse über mehrere Federn und Dämpferelemente auf einer Grundplatte abstützt. Durch die Schrägstellung der Dämpfer wird die Schwingmasse in horizontaler Richtung geführt, und es kann auf eine reibbehaftete Führung verzichtet werden (Bild 6.16b).

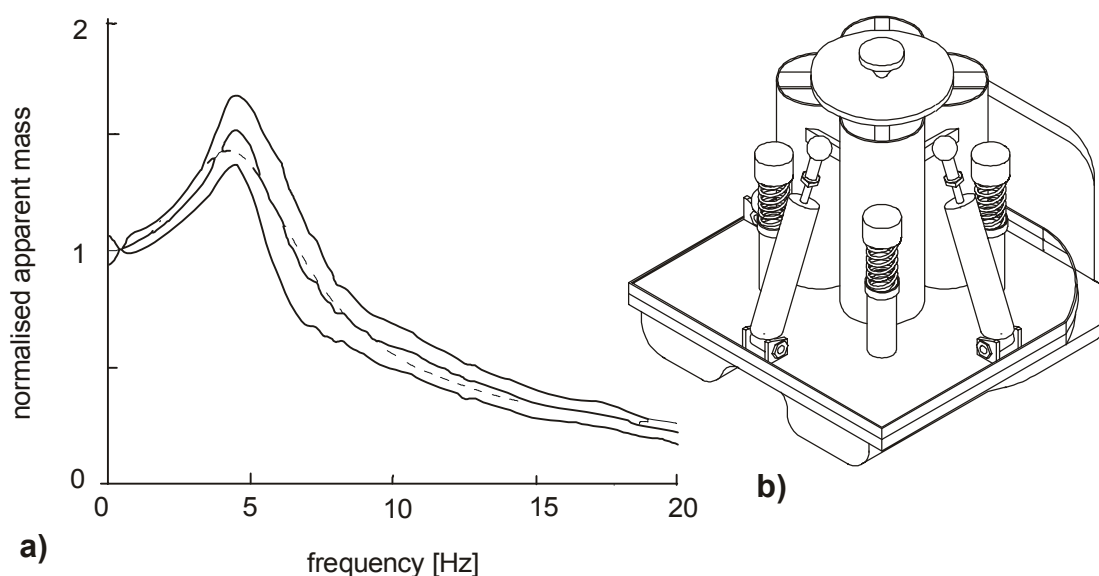


Bild 6.16: a) Gemittelte effektive Massen von 60 Personen ( $\pm$  einer Standardabweichung) und Übertragungsfunktion eines Einmassenschwingers mit  $f_0=5$  Hz und  $D=0,475$  [25]; b) 3D-Darstellung des MOSIME

Dieser Schwingungsdummy ist variabel gestaltet. Die Grundplatte mit ihrer Masse von 12,4 kg bildet die nicht mitschwingende Becken- und Oberschenkelmasse für alle betrachteten Fahrer Massen gleich ab. Die Schwingmasse kann jedoch mit verschiedenen Massen bestückt werden, und durch Austauschen der Federn und Dämpfer können die Schwingeneigenschaften von Menschen mit einer Masse von 55 kg bis 98 kg nachgebildet werden. Es wurden in den Untersuchungen nur diese Extremwerte der Fahrer Massen berücksichtigt.

**Modellbildung und -validierung:** Nach der Vermessung der Federsteifigkeiten der Einzelfedern, der Dämpfungseigenschaften und der Wägung der Einzelmassen konnte ein Modell des Schwingensystems aufgebaut werden. Tabelle 6.12 gibt über die einzelnen Parameter Aufschluss.

	MOSIME / m=55kg	MOSIME / m=98kg
Schwingmasse	39 kg	59 kg
Federsteifigkeit	60 000 N/m	80 000 N/m
Bauteildämpfung	1000 Ns/m	2000 Ns/m

Tabelle 6.12: Bauteilparameter zur Abbildung des Schwingungsdummys im Simulationsmodell

Die Eigenfrequenzen der mechanischen Modelle liegen damit bei ca. 6 Hz, das Dämpfungsmaß  $D$  bei etwa 0,4.

Das Simulationsmodell konnte durch eine Beschleunigungsmessung validiert werden. Dazu wurde die Grundplatte des Schwingungsdummys fest mit dem Schwingungsprüfstand verbunden, und mit EWG2 bei verminderter Intensität angeregt. Anschließend wurden die Beschleunigungsdaten der Schwingmasse aus Messung und Simulation verglichen. Die Simulationsgüten  $G$  (entspr. Gl.(6.30)) betragen dabei  $G=1,51$  (MOSIME55) bzw.  $G=1,32$  (MOSIME98). Der Grund für dieses mäßige Ergebnis dürfte in den nicht modellierten Nichtlinearitäten des realen Dummys aufgrund von Spiel in den Dämpferanlenkpunkten, Reibung in den Dämpfern sowie dem nichtlinearen Kraftaufbau der Dämpfer selbst liegen. Dennoch liegt man mit der Einbindung dieses Menschmodells in das Simulationsmodell näher an der Realität, anstatt einfach eine starre Masse als Sitzbelastung zu modellieren.

### - Sitzpolster

Das auf der Kopfplatte befestigte Sitzpolster hat für den Komfort des Fahrers entscheidende Eigenschaften. Dabei spielt weniger die Dynamik des Sitzpolsters eine Rolle, als vielmehr der allgemeine Komforteindruck. Das Polster hat dabei folgende Aufgaben:

- Verminderung der lokalen Hautflächenpressung
- Ventilation der Sitzfläche
- Führung des Beckens in Quer-Horizontalrichtung

Durch die dynamischen Eigenschaften des Sitzpolsters werden Stosseffekte, die in der Sitzkinematik z.B durch Spiel oder Reibung hervorgerufen werden, gemindert. Gleichzeitig können aber auch höherfrequente Anregungen infolge der geringen Dämpfung üblicher Fahrersitzpolster verstärkt werden.

Fahrersitzpolster bestehen üblicherweise aus Polymerschäumen. Um ein gutes Sitzklima zu erzielen, wird der geformte Schaumstoff mit einem Textilbezug versehen, in den oftmals eine Aktivkohleschicht eingearbeitet ist.

**Experimentelle Untersuchungen:** Zur Bestimmung der Kenngrößen des Sitzpolsters wurde dieses einzeln vermessen. Dazu wurde der Polsterträger auf dem

Schwingungsprüfstand befestigt und die Sitzscheibe zur Beschleunigungsmessung entspr. [43] im Sitzindexpunkt (s. hierzu ISO 5353) mittels doppelseitigem Klebeband auf dem Textilbezug aufgebracht. Zur Belastung des Sitzes wurde sowohl eine dem menschlichen Gesäß nachgebildete Formschale mit einer Masse von  $m=55$  kg, als auch der oben beschriebene Schwingungsdummy verwendet. Als Anregung kam ein Rechtecksignal zur Stoßanregung, harmonische Signale ( $f \in [1 \text{ Hz}; 10 \text{ Hz}]$ ) unterschiedlicher Intensität, sowie das stochastische Signal EWG2 zum Einsatz.

Eine Auswertung der Schwingungsantwort des Sitzpolsters mit Formschale bei harmonischer Anregung erfolgte unter der Annahme, dass es sich um einen linearen Einmassenschwinger handelt. Es ergeben sich dann folgende Werte für die Systemparameter:

	Eigenfrequenz $f_0$ [Hz]	Dämpfungsgrad D
Anregung 1, A=3 mm	6,65	0,16
Anregung 2; A=6 mm	6,54	0,14
Anregung 3; A=9 mm	6,32	0,15

Tabelle 6.13: Eigenfrequenz und Dämpfungsgrad bei harmonischer Anregung und Belastung des Polsters mit der Formschale ( $m=55$  kg)

**Modellbildung und -validierung:** Der Ansatz, die Polstereigenschaften mit einem linearen Einmassenschwinger abzubilden, konnte in [59] bestätigt werden. Nach der Optimierung der Systemparameter  $c_{\text{Polster}}$  und  $\Gamma_{\text{Polster}}$  bei stochastischer Anregung erweist sich dieser lineare Ansatz nur um 3% schlechter als das Simulationsergebnis eines erweiterten KELVIN-Modell, das die Federsteifigkeit des Polsters mit einem wegabhängigen Term beschreibt. Die Simulationsgüte G dieses optimierten Modells liegt bei  $G=7,51$ . Andere Modellansätze, die durch die Parallelschaltung einer Feder mit einem MAXWELL-Element versuchen, die viskoelastische Hysterese des Polsters abzubilden, weisen eine eindeutig geringere Simulationsgüte auf [59].

Die optimierten Systemparameter bei starrer Auflastmasse können jedoch nicht direkt für die Modellbeschreibung des Polsters mit Schwingungsdummy verwendet werden, da die Massen variieren. Deshalb wurden zur endgültigen Parameteridentifikation Optimierungsläufe für diese Versuchsbedingungen durchgeführt. Die endgültigen Parameter zur Beschreibung der Polstereigenschaften sind in Tabelle 6.14 dargestellt. Die Simulationsgüten liegen dann mit 1,3 (MOSIME98) bzw 1,4 (MOSIME55) im Bereich der Abbildungsqualität des Simulationsmodells des Schwingungsdummys.

Auflast:	$c_{\text{Polster}}$	$\Gamma_{\text{Polster}}$
MOSIME $m=98$ kg	82147 N/m	609 Ns/m
MOSIME $m=55$ kg	77795 N/m	560 Ns/m

Tabelle 6.14: optimierte Feder- und Dämpferparameter bei stochastischer Anregung und Belastung des Polsters mit dem Schwingungsdummy

## 6.7 Validierung

Bevor mit Hilfe des Simulationsmodells die Auslegung des Reglers begonnen wird, muß sichergestellt werden, dass der Versuchssitz genügend genau im Rechner abgebildet ist. Zu diesem Zweck werden Messungen mit dem Versuchssitz bei Belastung mit dem Schwingungsdummy und eingebautem, stromlosen MR-Dämpfer verwendet. Als Anregung kam EWG2 zum Einsatz, da hier die Eingangsamplituden so gering und gleichzeitig hochfrequent sind, dass ein Anschlagen an die Endstopps nicht vorkommt. Bei Variation der Auflast (MOSIME 55kg / 98kg) und der Eigenfrequenz des Sitzes (mit / ohne Zusatzvolumen) ergeben sich insgesamt vier Einzelvalidierungen.

Parallel zu den Versuche bei eingebautem MR-Dämpfer wurden auch Schwingungsmessungen des Sitzes ohne Dämpfer durchgeführt, um die Federsteifigkeit und Dämpfung der Luftfeder bestimmen zu können. Wenn diese Werte jedoch unkorrigiert für die Versuchsvariante mit eingebautem MR-Dämpfer übernommen werden, macht man einen nicht zu vernachlässigenden Fehler, da dann die statische Last teilweise von der Vorspannung des MR-Dämpfers getragen wird. Die Werte für die Federsteifigkeit der Luftfeder müssen dann nach unten korrigiert werden. Deshalb wurden Optimierungsläufe zur Bestimmung der Luftfederwerte bei eingebautem MR-Dämpfer durchgeführt, als Gütefunktional wurde dabei, ebenso wie zur anschließenden Bestimmung der Simulationsgüte, die Beschleunigung auf dem Sitzpolster verwendet. Die optimierten Werte für die vertikal wirkende Federsteifigkeit und Dämpfung der Modellversionen sind in Tabelle 6.15 gegeben.

Fasst man den Fahrersitz als linearen Einmassenschwinger auf, indem die dynamischen Eigenschaften von Polster und Dummy vernachlässigt werden, so lassen sich mit den optimierten Feder- und Dämpferwerten die ebenfalls in Tabelle 6.15 dargestellten Systemparameter des Sitzes berechnen.

	mit Zusatzvolumen		ohne Zusatzvolumen	
	m=55 kg	m=98 kg	m=55 kg	m=98 kg
$c_{\text{Feder}}$ [N/m]	3648	3942	5794	6251
$r_{\text{Feder}}$ [Ns/m]	68	101	60	76
$f_0$ [Hz]	1,03	0,97	1,3	1,22
D	0,06	0,08	0,04	0,05

Tabelle 6.15: optimierte Werte für Federsteifigkeit und Dämpfung bei vertikal wirkender Feder sowie Systemparameter für den Einmassenschwinger

Während dieser Optimierungsläufe war auffallend, dass die in Kap. 6.2 mit 6 N angesetzte Gleitreibungskraft zu gering ist. Dies ist physikalisch damit zu begründen, dass durch den Einbau des Dämpfers in die Sitzkinematik die Anzahl der Reibstellen erhöht wird. Deshalb wurde mit o.g. Werten eine weitere Optimierung unter Freigabe der Reibkraft durchgeführt, womit der Mittelwert der Gleitreibungskraft zu 13 N bestimmt werden konnte.

**Validierung des geregelten Systems:** Da die Simulationsmodelle zur Reglerauslegung dienen sollen, ist die endgültigen Validierung des geregelten System notwendig. Dazu wird nun die Beschleunigung auf dem Sitzpolster bei Einsatz von Skyhook-Control verglichen. Die Regelverstärkung wurde entsprechend der Referenzmessung aus Kap. 7.4.2 zu  $k=3$  gesetzt. Um hochfrequente Einflüsse zu unterdrücken, wurde das gemessene Beschleunigungssignal mit einem Tiefpassfilter (Butterworth 4.Ordnung,  $f_g=20$  Hz) entsprechend der Empfehlung in ISO5007 gefiltert. Mit dem Signal aus der Simulation wurde ebenso verfahren.

Eine Bewertung der Modelle kann nun wieder mit Hilfe der Berechnung der Simulationsgüte  $G$  erfolgen (Tabelle 6.16). Demnach ist die Abbildungsqualität aller Modellversionen ähnlich. Natürlich ist die Simulationsgüte des Gesamtmodells nicht so gut wie die einzelner Teilsysteme, aber dennoch für die weiteren Untersuchungen ausreichend.

	mit Zusatzvolumen		ohne Zusatzvolumen	
	m=55 kg	m=98 kg	m=55 kg	m=98 kg
$G$	2,38	2,61	2,45	2,80

Tabelle 6.16: Simulationsgüten der Modelle bei eingebautem MR-Dämpfer und Anregung EWG2

Eine Bewertung dieses Ergebnisses erfolgt nun im Zeit- und Frequenzbereich. Bild 6.17 zeigt dazu einen Zeitausschnitt der gefilterten Beschleunigung bei Anregung nach EWG2, sowie die dazugehörige Stromstärke des Dämpfereingangssignals.

Das Simulationsmodell weist tendenziell geringere Beschleunigungsamplituden auf, was auf die nicht exakt abgebildete Luftfeder zurückzuführen ist. Gleichzeitig fließt bei der Simulation sehr viel häufiger ein Regelsignal, während zum gleichen Zeitpunkt kein Dämpferstrom gemessen wurde (z.B. Sekunde 7). Hier spielt die nicht abgebildete Haftreibung eine Rolle, wodurch es in Realität bei kleinen Amplituden zu Stillstandseffekten kommt. Entsprechend wird das gemessene Regelsignal zu Null.

Die Brauchbarkeit der Modelle hängt letztendlich davon ab, ob der SEAT-Wert von Messung und Simulation übereinstimmt. Dazu wird die Abweichung der Modelle nun anhand der Amplitudenspektren dargestellt. Dabei ergibt sich, wie in Bild 6.18 für die Modellversion mit der geringsten Simulationsgüte gezeigt, eine gute Übereinstimmung der Spektren. Die Simulation weist allerdings bei der Haupanregungsfrequenz höhere Amplituden auf, gleichzeitig ist das Eigenschwingungsverhalten geringer. Dies deutet darauf hin, dass die Dämpfung bei der Simulation größer ist, was zumindest teilweise mit dem häufiger angesteuerten Dämpfer (s. Bild 6.17) erklärt werden kann. Trotz dieser Abweichungen kann der SEAT-Wert durch die Simulation relativ gut berechnet werden, der Fehler beträgt hier z.B 3,5%.

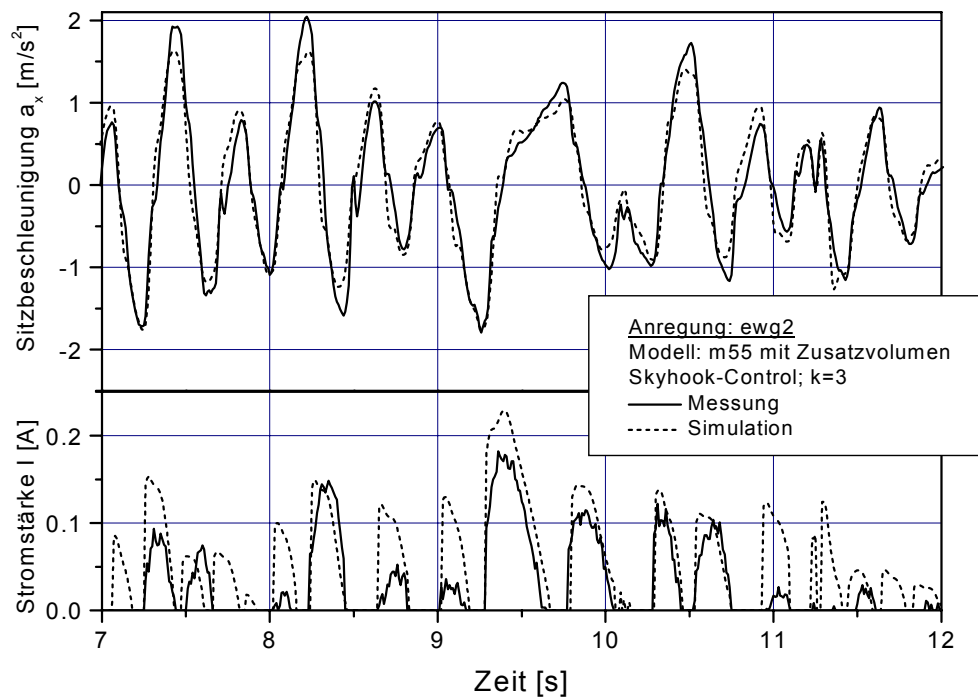


Bild 6.17: Vergleich von gemessener und simulierter Sitzbeschleunigung und Dämpfereingangssignal

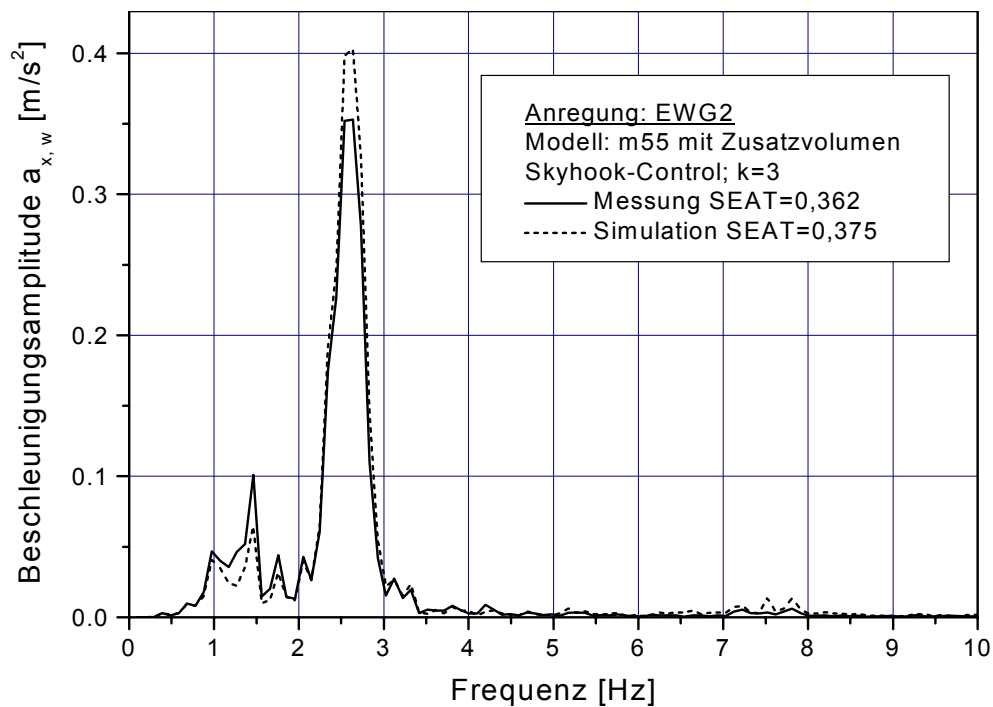


Bild 6.18: Vergleich der simulierten und gemessenen Amplitudenspektren der Sitzbeschleunigung



## 6.8 Simulationsergebnisse

### 6.8.1 Passive Referenzdämpfung

Um Vergleichswerte für die Bewertung der geregelten Dämpfung zu erhalten, wurden in einem ersten Schritt Optimierungsläufe für eine passive Dämpfung des Versuchssitzes durchgeführt. Dazu wurde ein idealer Dämpfer mit linearem, geschwindigkeitsproportionalem Kraftaufbau anstelle des MR-Dämpfers in das Simulationsmodell eingesetzt. Zur Optimierung freigegeben wurde nur die Bauteildämpfung  $r$ . Die Ergebnisse dieser Simulationläufe sind für die vier Modellvarianten und drei Anregungsspektren in Tabelle 6.17 zusammengestellt.

	EWG2		LAMBO150		LTSv20	
	$r$ [Ns/m]	SEAT	$r$ [Ns/m]	SEAT	$r$ [Ns/m]	SEAT
m55ZV	812	0.328	3488	0.603	5338	0.770
m98ZV	997	0.290	3870	0.507	4087	0.649
m55	1729	0.485	6160	0.782	9236	0.996
m98	1976	0.419	5890	0.692	9253	0.913

Tabelle 6.17: optimierte lineare Bauteildämpfungen und SEAT-Werte für die Modellvarianten mit Zusatzvolumen (ZV) und ohne Zusatzvolumen bei einer Belastung mit MOSIME für ein Fahrergewicht von 55 kg (m55) und 98 kg (m98)

Durch die geringere Eigenfrequenz bieten demnach die Modellvarianten mit Zusatzvolumen durchwegs die bessere Schwingungsisolierung. Dass die SEAT-Werte bei der Auflast mit MOSIME98 gegenüber den Modellen mit 55 kg ebenfalls geringer sind, liegt einerseits an der niedrigeren Eigenfrequenz dieser Modelle (s. Tabelle 6.15), andererseits am geringeren Einfluß der Reibkraft, die in allen Modellen konstant gehalten wurde.

Bei der Anregung EWG2 sind die Relativwege gering, so dass es zu keinem Anschlagen an den unteren Endstopp oder an das Fangband kommt. Die optimierte Dämpfung ist bei den anderen Anregungen dagegen nicht hoch genug, dies zu verhindern. Es kommt dann kurzzeitig zu max. Beschleunigungen von 10 bis 15  $\text{m/s}^2$ . Da es sich jedoch um ein Einzelereignis handelt, verschlechtert dies den SEAT-Wert nur unwesentlich.

Betrachtet man die SEAT-Werte für die Modellvarianten ohne Zusatzvolumen bei Anregung LTSv20, so fällt auf, dass trotz der hohen Dämpfung nur eine geringe Schwingungsisolierung eintritt. Hier liegen Anregungs-Mittenfrequenz und Eigenfrequenz zu nahe beieinander, der Sitz sollte in dieser Modellvariante und diesem Fahrzustand nicht eingesetzt werden.

### 6.8.2 Schwingungsisolierung mit Skyhook-Control

An dem mit MR-Dämpfer ausgestatteten Simulationsmodell des Versuchssitzes wird nun untersucht, ob eine bessere Schwingungsisolierung als bei passiver, optimierter Dämpfung möglich ist. Dazu wurde die Verstärkung  $k$  des Skyhook-Reglers zur Optimierung freigegeben, die Ergebnisse sind in Tabelle 6.18 dargestellt.

Aus dem gleichen Grund wie bei der passiven Dämpfung ist die Schwingungsisolierung bei der Belastung des Sitzes mit MOSIME98 durchweg besser als mit dem Schwingungsdummy für eine Fahrer Masse von  $m=55$  kg. Die Regelverstärkungen sind aufgrund der größeren Masse dann auch geringfügig höher.

	EWG2		LAMBO150		LTSv20	
	k	SEAT	k	SEAT	k	SEAT
m55ZV	0.68	0.353	4.8	0.511	5.8	0.616
m98ZV	0.77	0.308	5.1	0.439	7.8	0.527
m55	2.13	0.490	8.5	0.709	12.2	0.907
m98	2.52	0.416	11.6	0.641	12.7	0.824

Tabelle 6.18: optimierte Regelverstärkungen und SEAT-Werte für die unterschiedlichen Modellvarianten und Anregungen

Die Regelverstärkungen für die Anregungen LAMBO150 und LTSv20 liegen für die einzelnen Modellvarianten in der gleichen Größenordnung. Dies ist auch verständlich, wenn man bedenkt, dass die Anregungs-Mittenfrequenzen ungefähr gleich sind. Demnach ist für die Bestimmung der Regelverstärkung des Skyhook-geregelten Systems das Verhältnis von Eigenfrequenz zu Anregungsfrequenz entscheidend, die Anregungsintensität ist von geringerer Bedeutung.

Bei der Anregung LAMBO150 ist die geregelte Dämpfung für alle Modellvarianten in der Lage, die Relativwege so zu begrenzen, dass ein Anschlagen an die Endstops hier nicht auftritt. Werden die Modelle jedoch mit LTSv20 angeregt, so kommt es dennoch zum Einsetzen des Fangbandes. Bei den Modellvarianten ohne Zusatzvolumen erreicht dann der MR-Dämpfer seine Maximalkraft, da die Stromstärke dann den Sättigungswert von 2 A erreicht.

Durch den Einsatz von Skyhook-Control in Verbindung mit dem MR-Dämpfer ergeben sich die in Tabelle 6.19 dargestellten prozentualen Verbesserungen des SEAT-Wertes gegenüber der optimierten passiven Dämpfung.

Während für die niederfrequenten Anregungen ein z.T. erheblicher Gewinn der Schwingungsisolierung zu verzeichnen ist, tritt bei der Anregung EWG2 eine Verschlechterung durch die geregelte Dämpfung ein. Hierbei ist auffallend, dass die optimalen Regelverstärkungen deutlich geringer sind.

	EWG2 SEAT [%]	LAMBO SEAT [%]	LTS SEAT [%]
m55ZV	-7,6	15,2	20
m98ZV	-6,2	13,4	18,8
m55	-1,0	9,3	8,9
m98	0,7	7,4	9,7

Tabelle 6.19: prozentuale Verbesserung der Schwingungsisolierung mit Skyhook-Control

Der Grund für diese Verschlechterung kann in der Grunddämpfung bei stromlosem MR-Dämpfer gefunden werden. Vergleicht man die Schwingungsantworten des passiven und MR-gedämpften Sitzes in Bild 6.19, so zeigt letzterer die größeren Amplituden bei der Anregungsfrequenz von 2,5 Hz, obwohl die Regelverstärkung  $k$  mit 0,68 relativ klein ist. Das passive System ist dagegen sehr gering gedämpft, was man am großen Amplitudenanteil bei der Eigenfrequenz von 1 Hz erkennt.

Dass mit Skyhook-Control dennoch eine Verbesserung erzielt werden kann, lässt sich durch die Simulation des Systems bei idealen Verhältnissen zeigen. Dazu wird das Modell mit einem idealen Dämpfer ausgestattet, dessen Kraft dem Regelsollsignal proportional ist (entsprechend dem Dämpfermodell in Kap.5). Bei Rückkoppelung der um den Faktor  $k_{opt}=1105$  verstärkten Absolutgeschwindigkeit hat das System dann die gewünschten Eigenschaften: die Amplituden bei der Hauptanregungsfrequenz sind etwa gleich groß wie bei passiver Dämpfung, während die Eigenschwingungen stark vermindert sind. Damit stellt sich gegenüber dem passiv gedämpften System eine Verbesserung der Schwingungsisolierung um etwa 12% ein.

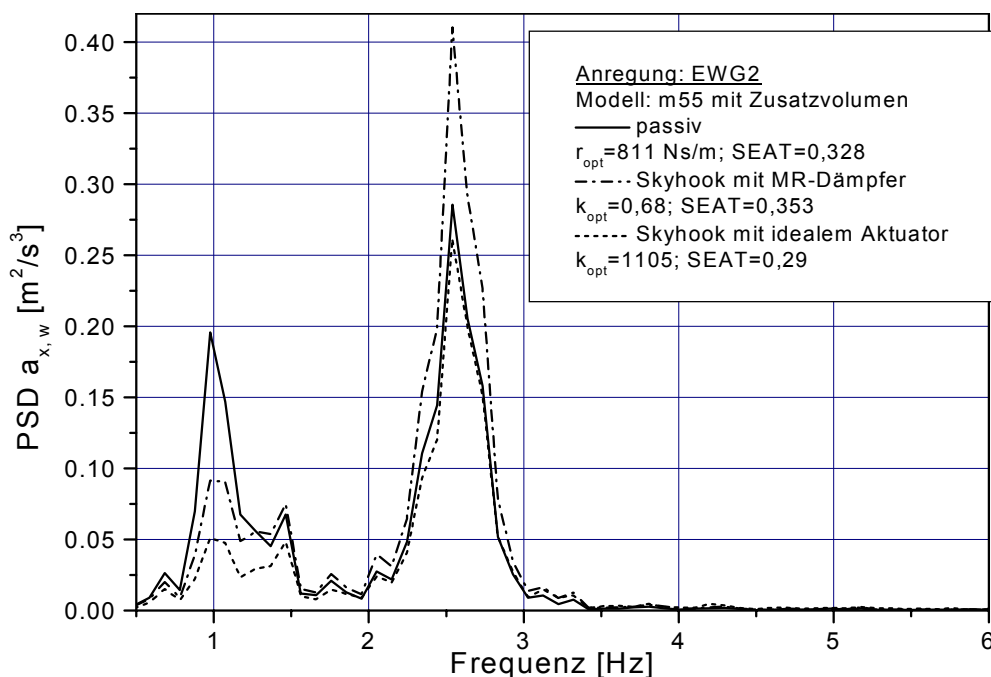


Bild 6.19: spektrale Leistungsdichten bei passiver Dämpfung sowie geregelter Dämpfung mit MR-Dämpfer und idealem Aktuator

### 6.8.3 Sensitivitätsuntersuchung

Wie aus Tabelle 6.18 zu entnehmen ist, sind die optimalen Regelverstärkungen für die verschiedenen Anregungsspektren und Auflastmassen unterschiedlich. Da bei einem praktischen Betrieb des Sitzes die Verstärkung natürlich nicht für jeden Betriebspunkt optimal eingestellt werden kann, soll mit Hilfe einer Sensitivitätsuntersuchung festgestellt werden, welchen Einfluss eine falsch gewählte Regelverstärkung auf die Schwingungsisolierung hat. Dies soll nun beispielhaft für die Anregung LAMBO150 und die Modellvariante m55 mit Zusatzvolumen untersucht werden, indem die Regelverstärkung von  $k=1$  bis  $k=10$  schrittweise erhöht wird. Wie aus Bild 6.20 zu entnehmen ist, wird das globale Minimum der SEAT-Werte durch zwei Effekte dominiert.

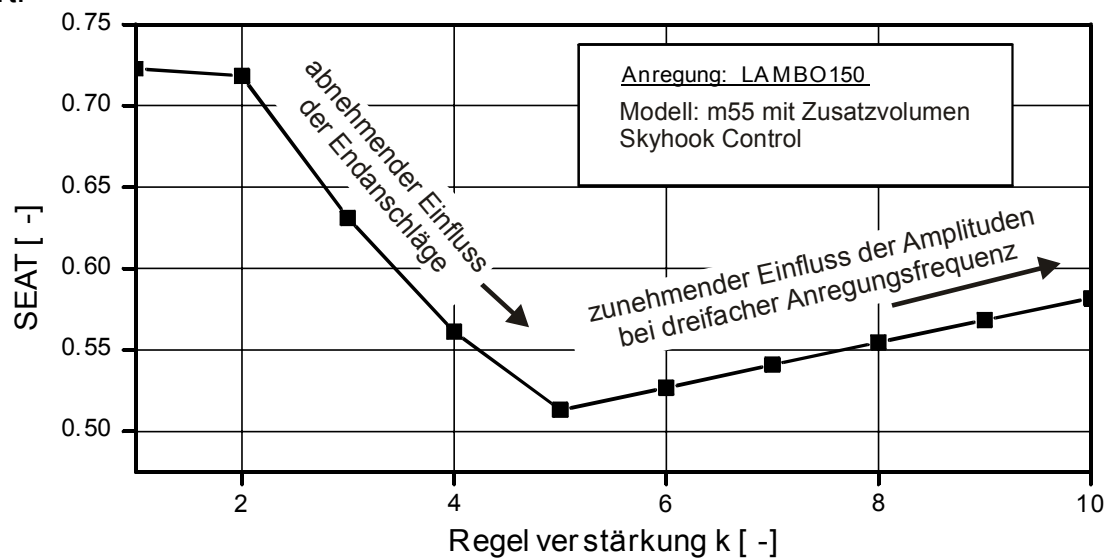


Bild 6.20: Einfluss der Regelverstärkung auf die Schwingungsisolierung

Bei geringer Regelverstärkung ist die Dämpfung nicht ausreichend, ein Anschlagen an die Endstopps zu verhindern. Die Relativgeschwindigkeit zum Zeitpunkt des Anschlages wird jedoch bei zunehmender Regelverstärkung geringer, so dass sich dann entsprechend geringere Beschleunigungsmaxima ergeben. Bei einer Regelverstärkung von  $k=5$  tritt kein Anschlagen mehr auf, es ergibt sich dann der geringste SEAT-Wert.

Mit weiter zunehmender Verstärkung vergrößert sich dann der schädliche Einfluss der Amplituden bei dreifacher Anregungsfrequenz im Beschleunigungsspektrum. Diese können auch im Zeitschrieb der Polsterbeschleunigung erkannt werden.

In Bild 6.21 sind dazu die unbewerteten Beschleunigungsschriebe für die Regelverstärkungen  $k=3$ ; 5 und 10 dargestellt. Für  $k=3$  kommt es zum Eingreifen des Fangbandes, was zu einem maximalen Beschleunigungsbetrag von  $13 \text{ m/s}^2$  führt. Bei einer großen Regelverstärkung von  $k=10$  hingegen wirkt sich die sprunghaft ansteigende Dämpferkraft als Stoß aus, der das mit Pfeilen gekennzeichnete Überschwingen der Beschleunigung verursacht. Mit  $k=5$  ist nun ein Optimum gefunden, das sowohl den Relativweg als auch das Überschwingen der Beschleunigung in Grenzen hält.

Wird also ausschließlich Skyhook-Control als Regelalgorithmus eingesetzt, ist die Schwingungsisolierung stark von der eingestellten Regelungsverstärkung abhängig. Eine Untergrenze darf dabei nicht unterschritten werden, damit es nicht zum Durchschlagen des Sitzes kommt. In Kombination mit einem Endanschlags-Algorithmus läßt sich diese Gefahr jedoch unterbinden, und der zulässige Regelverstärkungsbereich wird breiter (s. Kap 7.1).

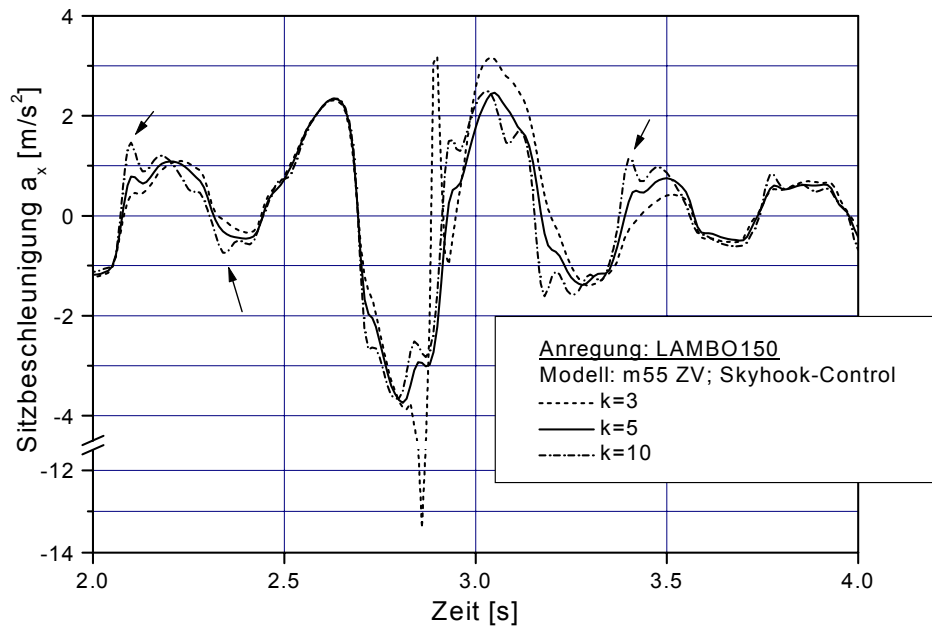


Bild 6.21: Beschleunigungszeitschriebe bei Variation der Regelverstärkung

#### 6.8.4 Schwingungsisolierung mit Relative-Control

Aus den Simulationen am Einmassenschwinger (Kap. 5.5.5) kann keine klare Aussage getroffen werden, ob Relative-Control nicht genauso gut zu Dämpferregelung geeignet ist. Deshalb wurden die Modellvarianten auch mit der Regelstruktur nach Kap. 3.5.6 ausgestattet, und eine Optimierung der Regelverstärkungen bei den unterschiedlichen Anregungen durchgeführt. Die Ergebnisse, sowie die Veränderung der SEAT-Werte gegenüber der optimierten passiven Dämpfung sind in Tabelle 6.20 dargestellt.

	EWG2		LAMBO150		LTSv20	
	$k_{opt}$	SEAT [%]	$k_{opt}$	SEAT [%]	$k_{opt}$	SEAT [%]
m55ZV	6	-7.9	77	-2.9	54	11.4
m98ZV	6	-6.5	62	-8.48	32	10.9
m55	17	-1.8	159	-13.8	156	-13.4
m98	18	-1	124	-12.5	147	-9.6

Tabelle 6.20: optimale Regelverstärkungen bei Relative Control und Veränderung der SEAT-Werte gegenüber dem passiven System

Bei EWG2 sind die Ergebnisse mit Skyhook-Control vergleichbar. Die geringe Regelverstärkung läßt darauf schließen, dass hier ebenfalls die Grunddämpfung des MR-Dämpfers zu hoch ist.

Die Schwingungsisolations verschlechtert sich jedoch bei den anderen Anregungen gegenüber dem passiven System ebenfalls. Lediglich bei den Modellvarianten mit Zusatzvolumen und LTSv20 erhält man eine Verbesserung, die jedoch nur halb so groß wie bei Skyhook-Control ausfällt.

Der Grund für dieses schlechte Ergebnis ist das Einsetzen des Fangbandes bei großer Anregungsintensität, was zu hohen Beschleunigungsspitzen führt (s. a. Bild 6.21). Um dies zu vermeiden, stellt der Optimierer die Regelverstärkung relativ groß ein. Dadurch kommt es zu einem überproportionalen Ansteigen der Schwingungsamplituden bei dreifacher Anregungsfrequenz, wie in Bild 6.22 zu sehen ist. Bei Skyhook-Control hingegen weist dieses Frequenzband nur geringe Intensitäten auf.

Die Ursache für diese hohe Regelverstärkung bei Relative-Control ist die nicht ausreichend Begrenzung der Relativwege (s. Kap. 5.4). Eine Anwendung von Relative-Control ohne einen wirksamen Endanschlag-Algorithmus führt daher zu keiner Verbesserung gegenüber der passiven Dämpfung. Bei Skyhook-Control hingegen ist die Begrenzung der Relativwege bereits implizit, weshalb dieser Regelungsalgorithmus trotz des höheren Aufwands an Sensorik für die weiteren Untersuchungen abschließend verwendet wird.

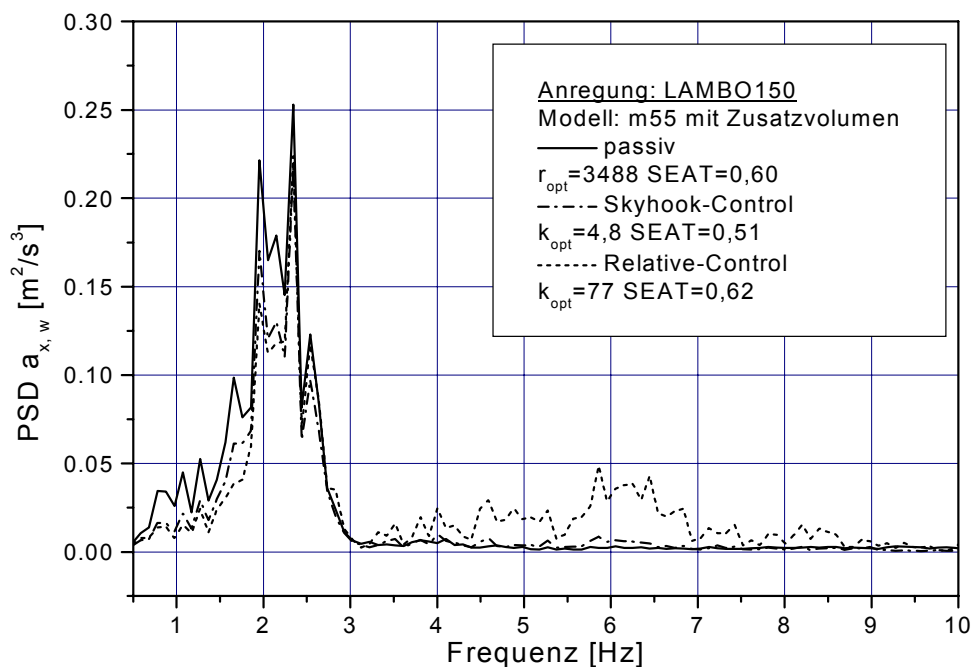


Bild 6.22: Vergleich der spektralen Leistungsdichten bei passiver, Skyhook-geregelter und Relative-geregelter Dämpfung

## 7 Experimentelle Optimierung der Regelung

Mit Hilfe von Prüfstandsversuchen können die Ergebnisse aus den numerischen Simulationen überprüft, und die Regelung an die Praxis angepasst werden. Der Sitz wird dabei mit dem Schwingungsdummy belastet. Abschließend erfolgen Prüfstandsversuche mit einem Mensch als Sitzbelastung.

### 7.1 Aufbau des geregelten Systems

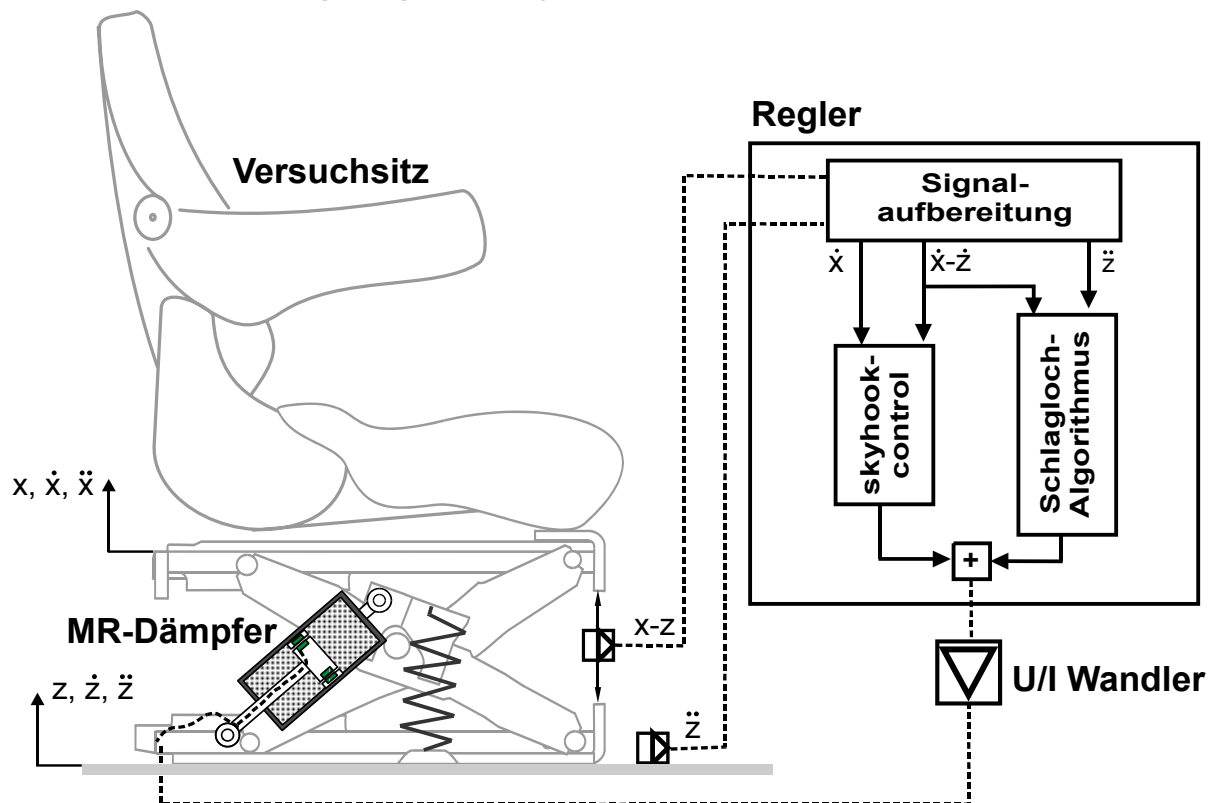


Bild 7.1: Prinzipdarstellung des geregelten Systems

#### - Beschreibung des Versuchssitzes

Der Referenzsitz für die Untersuchungen wurde von der Fa. Grammer AG, Amberg zur Verfügung gestellt. Es handelt sich hierbei um den Typ MSG 95A, der ein großes Marktsegment im Landmaschinenbereich besitzt. Der Sitz weist eine Scherenkinematik auf.

Die zwischen der Grundplatte und einem Scherenarm wirkende Luftfeder wird von einem eigenen Kleinkompressor versorgt, der Fahrer kann mittels eines Schalthebels diesen Anschalten oder ein Ventil zum Luftablassen öffnen. Dadurch erfolgt die Einstellung der statischen Mittellage, eine automatisch arbeitende Niveau-Regulierung ist nicht vorgesehen. Mit einer, über einen Gurt betätigte Nockenschaltwelle, die ebenfalls ein Ablassventil öffnet, wird jedoch verhindert, dass der Fahrer die statische Mittellage zu hoch einstellt, und dann nicht mehr genügend Schwingweg zur Verfügung steht. Gleichzeitig beschränkt dieses Gurtband den Sitzhub nach oben, wenn der Fahrer den Sitz durch Betätigung von Kupplungs- oder Bremspedal entlastet.

Seit Herbst 1999 wird dieser Sitz auch als Ausführung 'NFS' (sog. Niederfrequenzsitz) angeboten. Hierbei wird durch die Ankoppelung eines Zusatzvolumens von 0,4 l an die Luftfeder eine Absenkung der Eigenfrequenz des Sitzes erreicht. Der Betrag dieser Absenkung ist von der Auflastmasse abhängig. Als Durchschnittswerte lassen sich  $f_0=1,3$  Hz (ohne Zusatzvolumen) und  $f_0=1,1$  Hz (mit Zusatzvolumen) angeben. Um festzustellen, ob der Einsatz des MR-Dämpfers für alle Eigenfrequenzen Vorteile bringt, wurden beide Federungsvarianten untersucht.

Um günstige Ausgangsbedingungen sowohl für die passive als auch für die geregelte Dämpfung zu erhalten, wurden folgende Veränderungen gegenüber dem Seriensitz durchgeführt:

- Verwendung von Nadellagern mit Stahl-Laufläche anstelle der serienmäßigen Kunststoff-Rollenlager, um die Reibung in den Linearführungen der Scherenkinematik zu reduzieren.
- Entfernung der Vorrichtung zur Begrenzung des Relativwegs, da die Nockenschaltwelle mit ihrer Kinematik ebenfalls eine hohe Reibung aufweist.
- Um jedoch die Funktion dieser Endanschlagsbegrenzung aufrechtzuerhalten, wurde ein Fanggurt zwischen Grund- und Kopfplatte angebracht. Der maximale Relativweg wird damit auf 165 mm begrenzt.

Neben der Federung in vertikaler Richtung sind auch Feder-Dämpferelemente zur Schwingungsisolierung in Längs- und Quer-Horizontal Richtung vorhanden. Diese waren bei den Untersuchungen gesperrt. Der Versuchssitz auf dem Prüfstand ist in Bild 7.2 gezeigt.

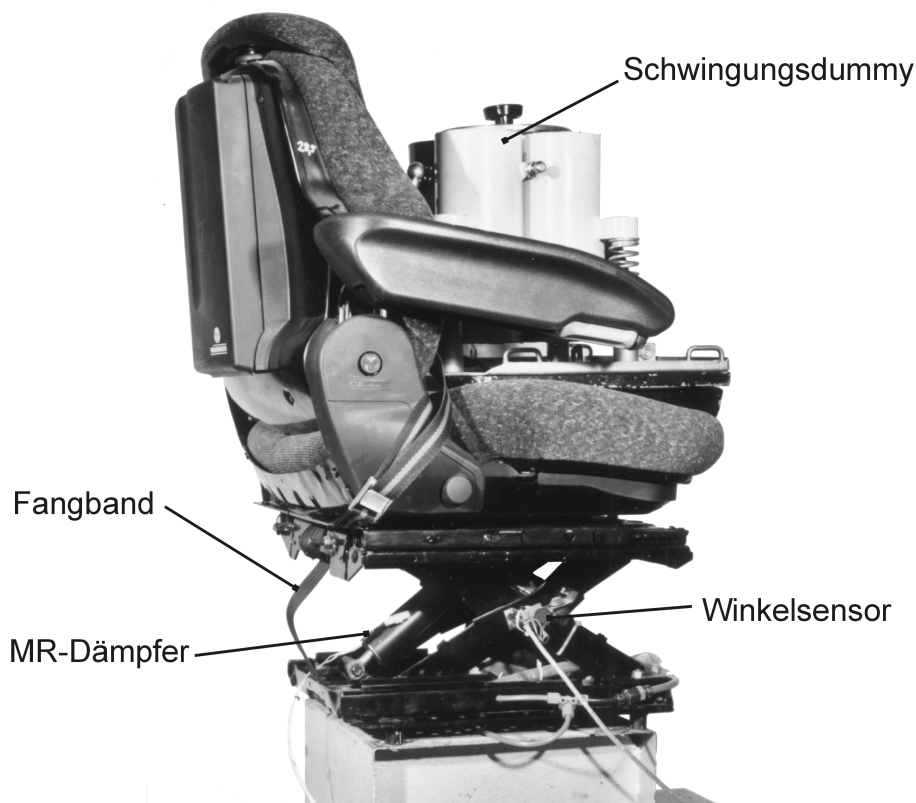


Bild 7.2: Versuchssitz mit Schwingungsdummy auf dem Schwingungsprüfstand



### - MR-Dämpfer

Am Versuchssitz kann der passive Dämpfer leicht durch den MR-Dämpfer ersetzt werden, da deren Einbaumaße identisch sind. Zum Einsatz kam der in Kap. 6.4 näher beschriebene MR-Dämpfer der Fa. Lord.

Es soll hier angemerkt werden, dass man bei der Realisierung der geregelten Dämpfung natürlich nicht auf MR-Dämpfer angewiesen ist. So konnte in [97] eine On-Off Skyhook-Regelung an einem Traktorsitz mit Parallelogrammkinematik mittels eines Hydraulik-Stossdämpfers mit Proportionalventil realisiert werden.

### - Sensorik

Die Sensorik, mit der der geregelte Sitz ausgestattet wird, muss an den gewählten Regelungsalgorithmus angepasst sein.

**Relativwegmessung:** Zur Erfassung des Relativweges zwischen Grund- und Kopfplatte wurde im Gelenkpunkt der Scheren ein induktiv arbeitender Miniatur-Drehwinkelsensor (MP45) der Fa. Megatron angebracht, der für den Winkelbereich  $\pm 45^\circ$  ein dem Drehwinkel proportionales Ausgangssignal liefert. Eine experimentelle Überprüfung des Zusammenhangs zwischen Relativweg und Scherenwinkel erbrachte nahezu lineare Verhältnisse.

**Erfassung der Absolutgeschwindigkeit:** Für die Realisierung von Skyhook-Control ist die Erfassung der Absolutgeschwindigkeit des Sitzes notwendig. Hierzu sind mehrere Verfahren möglich:

- direkte Integration des Signales eines Beschleunigungssensors, der an der Kopfplatte angebracht ist. Dies ist sicherlich die einfachste Möglichkeit.
- Wenn ein lineares Schwingungsverhalten des Sitzes angenommen wird, so kann die Absolutgeschwindigkeit aus anderen Sensorgrößen mittels eines Beobachters berechnet werden [27]. Entsprechende Algorithmen zur Auslegung des Beobachters wurden in Verbindung mit Zustandsreglern (s. a. Kap. 3.5.3) entwickelt. Mit dieser Methode lässt sich z.B. der Beschleunigungssensor einsparen. Es ist jedoch noch zu untersuchen, ob eine Linearisierung überhaupt zulässig ist, und wie der Beobachter auf Systemveränderungen (Fahrermasse, Pedalkräfte) reagiert. Möglicherweise müssen dann lernende Algorithmen auf Basis von Neuronalen Netzen eingesetzt werden, um die Beobachterparameter an die geänderten Verhältnisse anzupassen.
- Integration des Beschleunigungssignals am Kabinenboden. Aus der dann erhaltenen Anregungsgeschwindigkeit  $\dot{z}$  lässt sich in Verbindung mit der ebenfalls sensierten Relativgeschwindigkeit  $\dot{x} - \dot{z}$  die Absolutgeschwindigkeit des Sitzes durch Addition errechnen. Gegenüber dem ersten Verfahren kann damit das Anregungs-Beschleunigungssignal noch für andere Zwecke (s. Abschnitt 'Reglersoftware') genutzt werden.

Da das Relativgeschwindigkeitssignal bereits vorliegt ist, entsteht durch die Verwendung der dritten Methode kein Mehraufwand gegenüber der Ersten. Sie bietet jedoch

unübersehbare Vorteile bei der Entwicklung einer adaptiven Dämpfung, die auf Einzelhindernisse reagieren soll.

Bei dem verwendeten Beschleunigungssensor handelt es sich um den Typ 2166.10 der Fa. VDO-Kienzle. Elektrisch besteht dieser aus einem Beschleunigungssensor-Chip und einer signalverarbeitenden Elektronik. Durch die robuste Bauart, seinem Messbereich von  $\pm 5g$  und der niedrigen Grenzfrequenz von 20 Hz ist er zur Erfassung von tieffrequenten Fahrzeugschwingungen besonders geeignet.

### - Reglerhardware

Die sensierten Größen Relativweg und Anregungsbeschleunigung werden nun an die Regeleinheit des Systems gegeben. Bei einer Serienausführung des geregelten Systems würde man einen Microcontroller verwenden, auf dem ein auf die Hardware optimierter Code läuft. Für die Entwicklung und Erprobung einer Reglerstruktur hat sich jedoch das sog. Rapid Control Prototyping bewährt:

**dSpace-Board AD1102:** Dabei handelt es sich um eine PC-Einsteckkarte, die einen eigenen Prozessor besitzt. Durch die hohen Taktfrequenz (60Mhz) und die auf Signalverarbeitung zugeschnittene Prozessorarchitektur kann auch ein nicht optimierter Code in Echtzeit verarbeitet werden.

Die Codegenerierung erfolgt dabei nicht manuell, sondern automatisiert von der Software MATLAB/SIMULINK aus. Dadurch sind Änderungen in der Regelstruktur in kurzer Zeit zu realisieren. Aufgrund der hohen Fließkomma-Prozessorleistung kann das dSpace-Board bei ausreichend hohen Abtastraten auch analoge Netzwerke emulieren. Daher können die in den Simulationsmodellen (s. Kap. 6.5) verwendeten Regelstrukturen einfach übernommen werden, ohne z.B. Digitalfilter verwenden zu müssen.

Während ein Code auf dem dSpace-Board abgearbeitet wird, kann auf alle relevanten Größen der Regelstruktur mittels Software zugegriffen werden. Dadurch ist eine schnelle Anpassung der Regelparameter, wie Verstärkungsfaktoren und Filterparameter, möglich.

Es stehen insgesamt vier analoge Eingangskanäle mit 16 bzw. 14bit Auflösung zur Verfügung. Der Reglerausgang besteht aus vier D/A-Wandlern mit je 12bit Auflösung. Verwendet wurden jedoch nur die beiden 16bit Eingangskanäle und ein Ausgangskanal. Die Taktrate wurde auf 1 kHz gesetzt.

### - Reglersoftware

**Signalaufbereitung:** Um die gleiche Größenordnung für die Regelverstärkungen wie in den Simulationen einsetzen zu können, werden die Sensorsignale derart verstärkt, dass sie in SI-Einheiten im Regler vorliegen.

Um die Integration des Beschleunigungssignals durchführen zu können, muss das Signal mittelwertfrei vorliegen. Dies kann mit einer Hochpassfilterung bei geringer Grenzfrequenz erreicht werden. Wenn dieses Filter jedoch direkt in den Signalverlauf vor den Integrator eingefügt wird, kommt es aufgrund der Gruppenlaufzeit zu einer

Phasenverschiebung, und sehr dynamische Signalverläufe können verfälscht wiedergegeben werden. Deshalb wird entsprechend Bild 7.3 der durch ein Tiefpassfilter mit geringer Grenzfrequenz gewonnene Mittelwert vom Beschleunigungssignal abgezogen. Es handelt sich dabei um ein robustes und selbsteinstellendes Verfahren, das auch bei Hangfahrt des Fahrzeugs funktioniert. Lediglich beim Einschalten des Reglers muss etwa 10 Sekunden gewartet werden, bis das Filter eingeschwungen ist.

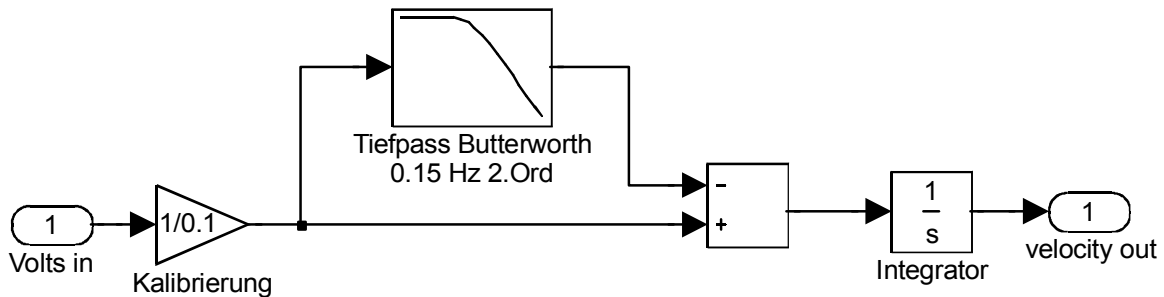


Bild 7.3: Vermeidung des Offsets bei der Integration des Beschleunigungssignals

Während die Integration eines Signals hinsichtlich Messrauschen unkritisch ist, muss bei der Differenziation des Relativwegsignals auf einen hohen Signal-Rauschabstand geachtet werden. Da sich in den Prüfstandssignalen meist die Netzfrequenz mit 50 Hz wiederfindet, kann mittels eines Tiefpassfilters (Butterworth 2.Ordnung,  $f_g=25$  Hz) ein guter Erfolg erzielt werden. Das gefilterte Signal wird dann dem Differentiator zugeführt, der nach der Simpson-Methode arbeitet.

**Regelentscheidung:** Durch die Addition mit der Anregungsgeschwindigkeit liegen Relativgeschwindigkeit und Absolutgeschwindigkeit der Kopfplatte vor. Nach der Produktbildung aus beiden Signalen wird nun anhand des Vorzeichens entschieden, ob der Dämpfer weggeschaltet, oder die Absolutgeschwindigkeit rückgekoppelt wird. Da das berechnete Absolutgeschwindigkeitssignal weiterhin verrauscht ist, wird dieses noch einmal mit einem Butterworth-Tiefpassfilter ( $f_g=15$ Hz, 1. Ord.) geglättet. Bevor das Ausgangssignal um den Faktor  $k$  verstärkt wird, muss noch der Betrag gebildet werden, da der U/I-Wandler nur positive Signale verarbeiten kann.

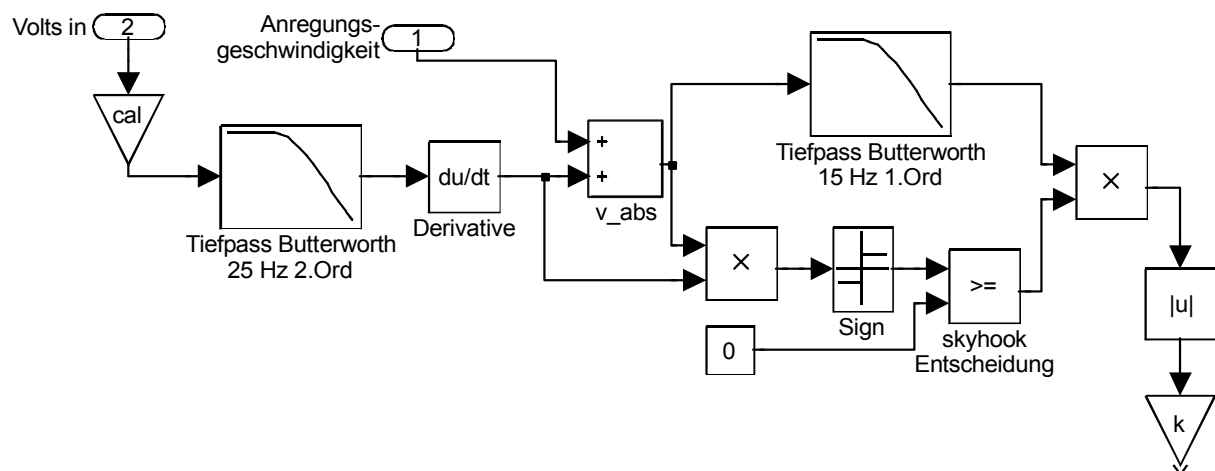


Bild 7.4: Filterung der Signale und Skyhook-Regelentscheidung

**Schlagloch-Algorithmus:** Aus den Ergebnissen der Simulationen wird deutlich, dass die Anwendung des Skyhook-Regelungsalgorithmus allein nicht ausreicht, um den Relativweg zu begrenzen. Dadurch kommt es bei den Anregungen LAMBO150 und LTSv20 zu einem Anschlagen an das Zugband, zum Abheben des Dummys von der Sitzfläche, und somit zu hohen Beschleunigungsspitzen. Dies zeigte sich auch in einem frühen Stadium der Prüfstandsversuche.

Grundgedanke bei der Entwicklung des Schlaglochalgorithmus ist, bei Erreichen einer bestimmten Intensität der Anregungsbeschleunigung die Relativgeschwindigkeit rückzukoppeln. Dieses Signal wirkt dann zusätzlich zur Skyhook-Regelung, und dämpft die Sitzschwingungen wie ein passiver Dämpfer.

Zur Ermittlung der Anregungsintensität ist eine gleitende Mittelwertbildung mit Hilfe eines Tiefpassfilters 1.Ordnung geeignet, (s. Kap. 5.5.2). Damit das Filter schnell reagiert, ist eine relativ hohe Grenzfrequenz von 0,5 Hz notwendig. Um gleichzeitig eine große Dynamik zu erhalten, wird das Beschleunigungssignal vor der Filterung quadriert (Bild 7.5). Danach muss der Pegel mittels des Verstärkungsfaktors  $I_g$  angepasst werden. Der Schlagloch-Algorithmus soll nun nur ab einem bestimmten Schwellenwert der Anregungsintensität aktiv sein, was mit der Einführung eines Totbandes erreicht wird. Liegt das Intensitätssignal nun über dem eingestellten Schwellenwert von 1,7, so wird die um den Faktor  $r$  verstärkte Relativgeschwindigkeit ausgegeben.

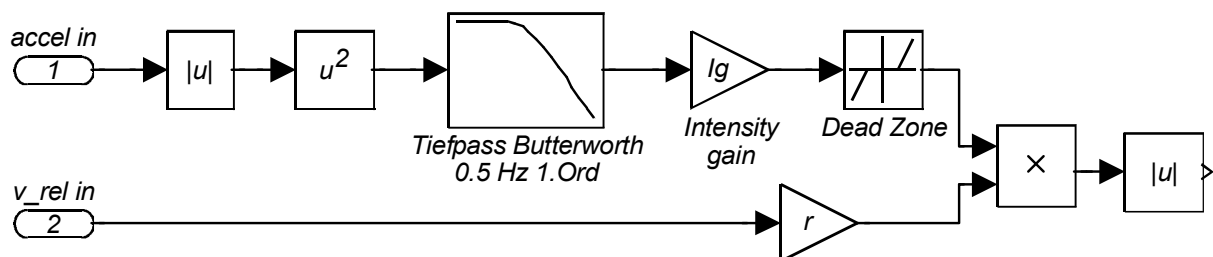


Bild 7.5: Signalverlaufplan des Schlaglochalgorithmus

## Spannungs-Strom Wandler

Die auf der Reglerkarte berechneten Werte für die Dämpferkraft werden vom D/A-Ausgang an einen Spannungs/Stromregler auf Basis der Reglerkarte RV42 (Fa. Herion) für ein Servoventil geführt. Der maximal mögliche Stromfluss wurde durch Verwendung eines Siemens-Halbleiters TCA 368 auf 3 A angehoben. Durch diesen U/I-Wandler wird die Induktivität der Spule im Dämpfer so ausgeglichen, daß der Spulenstrom exakt dem Spannungssignal folgt.

## 7.2 Beschreibung der experimentellen Einrichtungen

### - Aufbau und Funktion des Schwingungsprüfstandes

Alle Laborschwingungsversuche wurden am Vertikal-Schwingungsprüfstand durchgeführt. Dieser Schwingungsprüfstand besteht aus einem vertikal angeordneten

Gleichlaufzylinder, der über ein Servoventil angesteuert wird. Der maximale Hub des Zylinders beträgt 240 mm, Der Hydrozylinder ist mit einem elektrischen Wegsensor ausgestattet. Die damit gemessenen Istwerte des Prüfstandswegs werden mit den Sollwertsignalen in einer Summiererkarte verrechnet. Die Regelabweichung wird über einen einstellbaren Verstärker auf die Ansteuerkarte des Servoventils gegeben (P-Regler). Bei einem Hydraulikdruck von 20 MPa bis 25 MPa und einer Öltemperatur zwischen 40° und 60° C hat der Prüfstand eine Grenzfrequenz von etwa 9 Hz.

Die Grundplatte zur Montage der Sitze ist biegesteif; sie wird durch eine verwindungssteife Linearführung vertikal geführt. Bei Prüfungen mit Versuchspersonen entsprechend ISO5006 muß der realen Einbausituation in Fahrzeugen Rechnung getragen werden. Deshalb ist auf der Grundplatte mittig eine 30 cm hohe Plattform für die Sitze angebracht. Weiterhin können auf der Grundplatte eine Pedal- und Lenkanlage montiert werden, um Untersuchungen bei realer Fahrerhaltung durchführen zu können.

### - Prüfstandssteuerung

Die Sollwertsignale für die Prüfstandsregelung werden von einem Einplatinenrechner bereitgestellt. Nach der D/A-Wandlung (8-bit) wird das Signal auf  $\pm 10$  V verstärkt. Da die Samplingrate mit 25 Hz relativ gering ist, wird zur Glättung des Signalverlaufs ein Tiefpassfilter (Butterworth 10 Hz 4.Ord.) eingesetzt. Zur Signalverarbeitung s. a. Bild 4.4.

### - Meßwerterfassung und -verarbeitung

**Beschleunigungen:** Zur Erfassung der Beschleunigung am Sitzflansch wurde ein Beschleunigungssensor (Fa. ICS, Messbereich  $\pm 5g$ ) genau unter der Grundplatte des Sitzes montiert.

Die am Sitzpolster wirkende Vertikalbeschleunigung wurde mit einem Beschleunigungssensor (Fa. ICS, Messbereich  $\pm 2g$ ) gemessen. Dieser wurde auf einer Messingplatte befestigt, die an der Oberseite mit Moosgummi gepolstert ist. Die Abmaße sind entsprechend ISO5007.

Die Signale der Beschleunigungsaufnehmer am Sitzflansch und am Sitz wurden mit Tiefpaßfiltern (Butterworth 4.Ordnung) mit einer Grenzfrequenz  $f_g = 20$  Hz gefiltert.

**Relativweg:** Zur Messung des dynamischen Relativwegs wurde ein Seilzug-Wegaufnehmer auf der Grundplatte des Prüfstands montiert. Das Ende des Seils wurde an einem auskragenden Vierkantrohr an der Kopfplatte des Sitzes befestigt.

**Meßwertverarbeitung:** Die Signale wurden von einem Meßrechner mit einer 12bit-A/D-Karte (Meillhaus ME 300) und der Software HP-Vee bei einer Samplingfrequenz  $f_s = 100$  Hz erfaßt. Die Messungen wurden über die Zyklusdauer des Anregungssignals getriggert.

Die weitere Verarbeitung der Meßwerte erfolgte mit dem Programm Origin, hier wird u.a. die Transformation in den Frequenzbereich vorgenommen, und dann die Bewertung entspr. ISO2631 durchgeführt (s. Kap. 2.2).

## 7.3 Randbedingungen bei den experimentellen Untersuchungen

### - Sitzbelastung

Hierzu wurde der in Kap. 6.6 beschriebene Schwingungsdummy verwendet, und zwar in den Einstellungen 55 kg und 98 kg. Durch die Verwendung des Dummys sind eindeutig reproduzierbare Ergebnisse möglich, und man ist von Versuchspersonen unabhängig. Um ein Herabfallen des Dummys während der Prüfung zu verhindern, wurde das Untergestell des Dummys mit einem Spanngurt an der Rückenlehne befestigt. Ein Abheben des Dummys von der Sitzfläche ist dadurch möglich.

Um die Messungen mit dem Dummy zu verifizieren, wurde der Sitz auch mit einer Versuchsperson belastet. Diese hat folgende anthropometrischen Maße:

Körpermasse	Scheitelhöhe	Körperbautypologie
70 kg	1,75 m	mäßig robust

Tabelle 7.1: Anthropometrische Maße der Versuchsperson

### - Höheneinstellung

Die statische Mittellage des Sitzes wurde während der Versuche auf etwa 105 mm (Maß h in Bild 6.2) eingestellt. Damit kann der Sitz um 75 mm einfedern, bis er den unteren Endanschlag berührt. Nach oben hin bleibt ein Weg von 60 mm, bis das in Kap. 7.1 beschriebene Fangband einsetzt. Der gesamte Federweg beträgt somit 135 mm.

Bei den Versuchen wurde die vorhandene Horizontalfederung gesperrt.

### - Passive Dämpfung

Als Referenzdämpfer für die Versuche mit passiver Dämpfung wurde der serienmäßige Zweirohrdämpfer 'softline', Typ-Nr. 131 475 der Fa. Suspa, Altdorf verwendet. Dieser Verstelldämpfer wird in drei verschiedenen Grunddämpfungsstufen angeboten, die weichste Ausführung fand hier Verwendung.

Der Weg des Verstellhebels kann in sieben Stufen eingeteilt werden. Stellung '0' bedeutet dann die weichste Einstellung, '6' die härteste.

Da es sich um einen Zweirohrdämpfer handelt, ist der Kraftaufbau des Dämpfers anders als beim MR-Dämpfer. Bild 7.6 zeigt die Kraft-Wegkurve des passiven Dämpfers bei verschiedenen Härteeinstellungen. Offensichtlich wird bei Umkehr der Bewegungsrichtung erst ein Gasvolumen komprimiert, so dass der geschwindigkeitsproportionale Kraftaufbau verzögert erfolgt: die Kurven haben erst ab Erreichen der Maximalgeschwindigkeit einen linearen Verlauf. Dieser Effekt ist sowohl beim Wechsel von Zug- in Druckrichtung, als auch umgekehrt zu beobachten. Um eine Abschätzung der im linearen Bereich wirkenden Bauteildämpfung zu erhalten, sind in Bild 7.6 ebenfalls Ausgleichsgeraden sowie die entsprechende Steigung dargestellt. Demnach kann bei diesem Dämpfertyp eine Bauteildämpfung zwischen 5000 Ns/m und etwa 15000 Ns/m (für Stellung '6', nicht dargestellt) eingestellt werden.

Weiterhin erkennt man, dass die Verstellung des Strömungsquerschnitts hauptsächlich in der Zugstufe wirkt. Bei negativen Geschwindigkeiten decken sich die Kurven weitgehend.

Während der Versuche wurde die Dämpfertemperatur bei etwa 60° C gehalten.

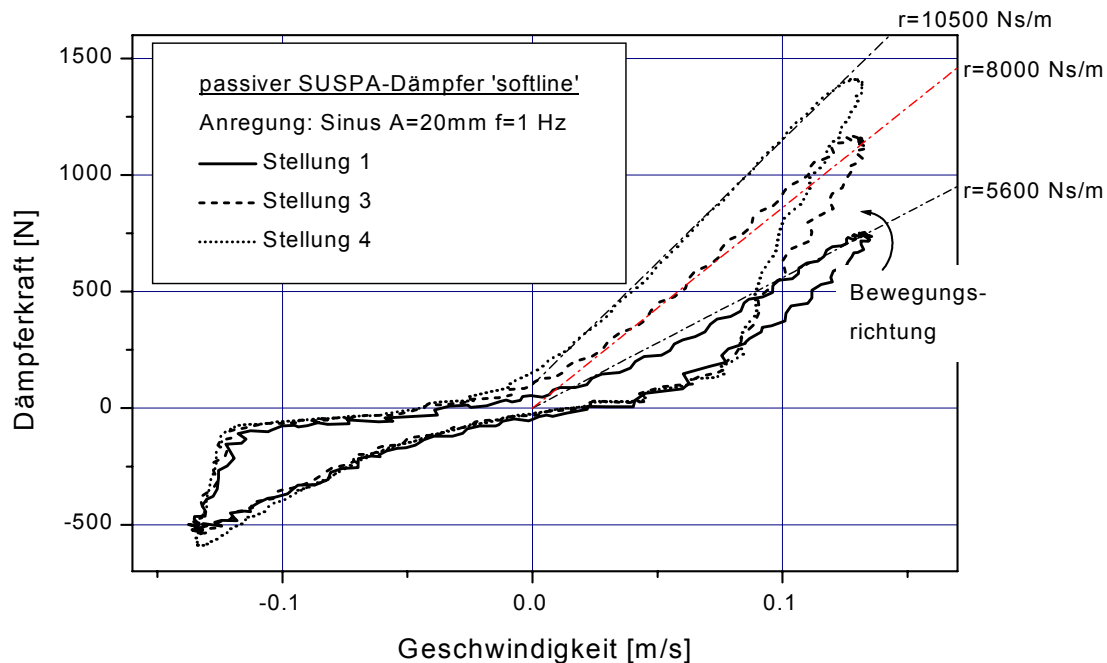


Bild 7.6: Kraft-Weg Verlauf des passiven Dämpfers bei unterschiedlichen Dämpfereinstellungen

## 7.4 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

### 7.4.1 Übertragungsfunktionen

Bevor die Sitzbeschleunigung bei realen Anregungen betrachtet werden, ist es sinnvoll, die dynamischen Eigenschaften des Sitzes mit Hilfe der Übertragungsfunktionen zu analysieren. Dadurch können grundsätzliche Aussagen zum Schwingungsverhalten im passiven und geregelten Fall getroffen werden.

Um die Übertragungsfunktionen in einem breiten Frequenzbereich bilden zu können, wurde der Prüfstand mit einem synthetisch erzeugten Rauschen mit konstanter Leistungsdichte von 0,5 bis 6 Hz angeregt. Der RMS-Wert der bewerteten Anregungsbeschleunigung betrug dabei  $0,95 \text{ m/s}^2$ .

In Bild 7.7 ist die Übertragungsfunktion einer Versuchssitzvariation bei einer Regelverstärkung  $k=0$ ,  $k=3$  und  $k=5$ , sowie für die passive Dämpfung bei unterschiedlichen Einstellungen des Dämpfers abgebildet.

Daraus wird der Einfluß der Regelverstärkung auf die Sitzübertragungsfunktionen ersichtlich: die Übertragungsfunktion hat für  $k=0$  ihr Maximum im Resonanzbereich, gleichzeitig weist diese jedoch die geringsten Werte im Isolationsgebiet ( $f > 1,5 \text{ Hz}$  mit Zusatzvolumen,  $f > 2 \text{ Hz}$  ohne Zusatzvolumen) auf. Wird die Regelung aktiviert, indem die Regelverstärkung erhöht wird, so erhält man z.B für  $k=3$  für das Maximum der

Übertragungsfunktion etwa den Wert 1,5, was in allen Fällen unterhalb der Kurve für den passiven, weich gedämpften Fall (Stellung=0) liegt. Diese Verminderung im Resonanzgebiet ist mit einer leichten Verschlechterung der Isolationseigenschaften verbunden, allerdings liegen die Werte dann immer noch unterhalb der bei passiver Dämpfung erzielten Kurven. Damit ist ein wichtiges Ziel bei der Entwicklung der geregelten Dämpfung erreicht: Die Resonanzüberhöhung wird verringert, ohne dass die Isolationseigenschaften nennenswert verschlechtert werden.

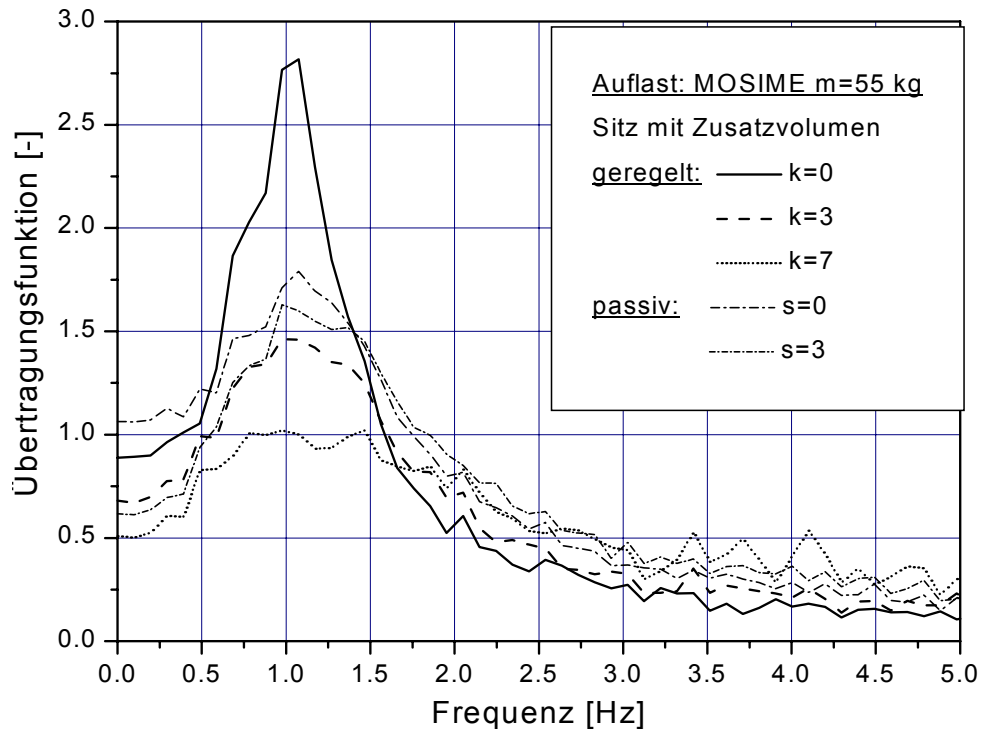


Bild 7.7: Übertragungsfunktion bei geregelter und passiver Dämpfung

Natürlich hat dieser Effekt auch Grenzen. Wird die Regelverstärkung zu  $k=7$  gesetzt, so läßt sich die Resonanzüberhöhung fast völlig vermeiden. Die jeweiligen Übertragungsfunktionen weisen dann für Frequenzen über drei Hz jedoch Werte auf, die über denen des weich gedämpften, passiven Systems liegen. Bei diesem negativen Effekt handelt es sich um die zusätzliche Schwingungsanregung mit dreifacher Anregungsfrequenz beim Einsatz von Skyhook-Control (s.a. Bild 5.3).

Aus dem Vergleich der Kurven für die unterschiedlichen Sitzvarianten (s. Anhang A-I) wird der Einfluß des Zusatzvolumens deutlich: das Maximum der Übertragungsfunktionen in der linken Bildhälfte liegt bei etwa 1 Hz, während es für die Kurven ohne Zusatzvolumen (rechte Seite) bei ca. 1,15 Hz liegt. Interessanterweise sind die Übertragungsfunktionen im geregelten Fall bei gleicher Regelverstärkung  $k$  sehr ähnlich. Demnach ist der Wert der Regelverstärkung für das Systemverhalten dominierend, die Sitzeigenschaften selbst (Eigenfrequenz; Auflastmasse) spielen eine eher untergeordnete Rolle.

Im passiven Fall wird dagegen der Einfluß der unterschiedlichen Eigenfrequenzen der Sitzvarianten auf die Systemdämpfung deutlich. Während mit Zusatzvolumen das Maximum der Übertragungsfunktion für Dämpferstellung '0' bei etwa 1,8 liegt (womit sich mit Gl. (2.10) ein Dämpfungsmaß  $D=0,37$  errechnet), wird ohne Zusatz-



volumen ein Maximalwert von etwa 2,1 erreicht. Da die Kräfte des Stossdämpfers konstant bleiben, ergibt sich durch die Erhöhung der Federsteifigkeit eine geringere Systemdämpfung von etwa  $D=0,29$ .

Im Folgenden werden die Sitzschwingungen bei den verschiedenen Anregungsspektren und Sitzvarianten im passiven und geregelten Fall untersucht. Zur Bewertung der Schwingungsisolation wird ausschließlich der SEAT-Wert verwendet. Damit kann der Einfluß eines variierenden Effektivwerts der Anregungsbeschleunigung bei den einzelnen Versuchen eliminiert werden, eine Vergleichbarkeit der Messungen ist dadurch gewährleistet. Dargestellt werden im wesentlichen nur die Ergebnisse derjenigen Dämpfungseinstellungen, für die sich die beste Schwingungsisolation ergibt.

#### 7.4.2 Anregung EWG2

Bei Verwendung des passiven Dämpfers ergeben sich für fast alle Sitzvarianten die geringsten SEAT-Werte bei der weichsten Einstellung (Tabelle 7.2). Lediglich bei Auflast mit MOSIME  $m=98\text{kg}$  und ohne Zusatzvolumen ist für optimale Schwingungsisolation eine etwas härtere Dämpfung notwendig. Die Verbesserung gegenüber Dämpferstellung '0' beträgt jedoch nur 2,2 %.

Versuchs- variante	passiv		Skyhook		
	Dämpferstellung	SEAT	Regelverstärkung k	SEAT	Verbesserung
m55 ZV	0	0.524	3	0.365	30,3 %
m98 ZV	0	0.400	5	0.329	17,7 %
m55	0	0.625	3	0.550	12,0 %
m98	3	0.534	5	0.468	12,3 %

Tabelle 7.2: Schwingungsisolation bei passiver und geregelter Dämpfung bei Anregung EWG2 (Bedeutung der Versuchsvarianten s. Tabelle 6.17)

Die ebenfalls in Tabelle 7.2 dargestellten Ergebnisse bei geregelter Dämpfung zeigen eine deutliche Verbesserung gegenüber dem passiven Fall. Dabei sind die optimalen Regelverstärkungen bei der Belastung des Sitzes mit MOSIME<sub>m98</sub> mit  $k=5$  durchweg höher. Die Werte der Regelverstärkungen bei der Sitzvariante ohne Zusatzvolumen entsprechen von der Größenordnung her den in Kap. 6.8.2 berechneten, optimierten Verstärkungsfaktoren (s. Tabelle 6.18).

Vergleicht man die SEAT-Werte bei passiver Dämpfung mit den in Tabelle 6.17 dargestellten, simulierten Werten, so liegen diese im Experiment deutlich höher. Der Grund hierfür ist die zu starke Dämpfung des SUSPA-Dämpfers, der selbst in seiner weichsten Einstellung eine Bauteildämpfung von etwa 5000 Ns/m aufweist (s. Bild 7.6). Optimal wären Werte um 900 Ns/m (Sitz mit Zusatzvolumen) bzw. 1900 Ns/m (Sitz ohne Zusatzvolumen).

Diese zu hohe passive Dämpfung ist auch der Grund dafür, dass sich, entgegen den Werten aus der Simulation, durch den Einsatz der geregelten Dämpfung eine Verbesserung der Schwingungsisolation einstellt. In Bild 7.8 sind zur Verdeutlichung der

Verhältnisse die Leistungsdichten der Sitzpolsterbeschleunigung der Sitzvariante MOSIME55 mit Zusatzvolumen dargestellt.

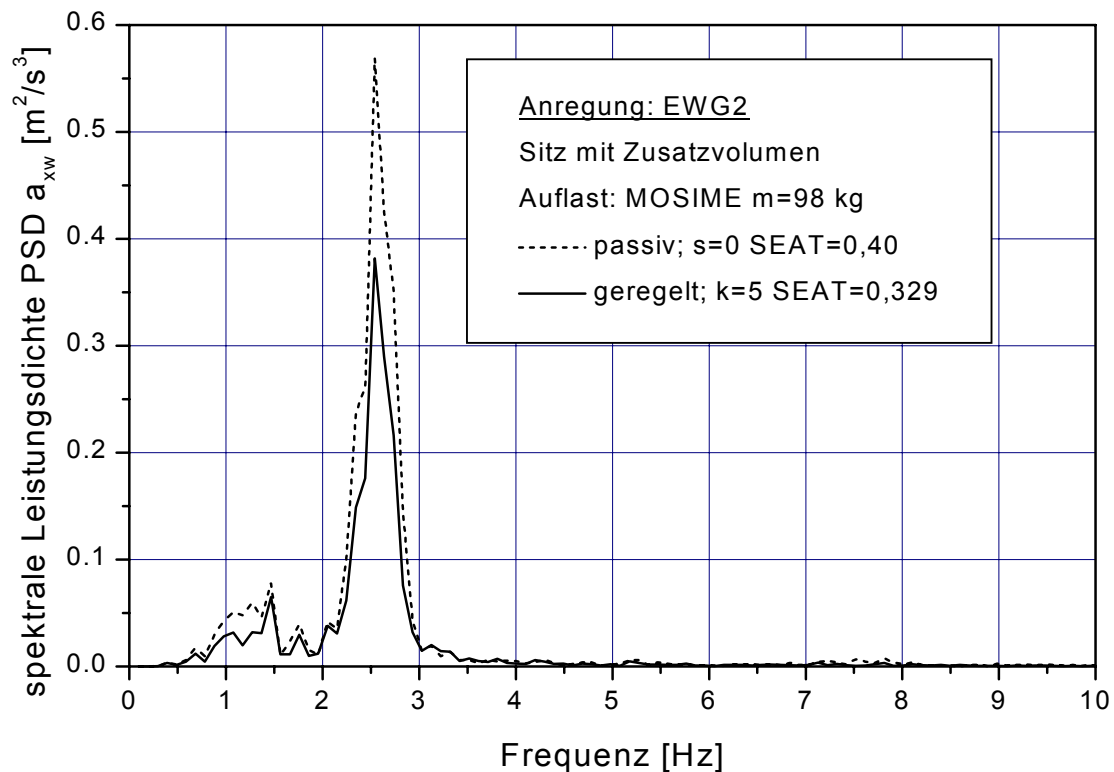


Bild 7.8: spektrale Leistungsdichten bei geregelter und passiver Dämpfung

Die Sitzschwingungen werden dabei von den Amplituden bei Hauptanregungsfrequenz um 2,5 Hz dominiert. Bei der geregelter Dämpfung ist dieser Peak wesentlich geringer, was den größten Teil an der Verminderung des SEAT-Werts ausmacht. Aber auch im Bereich der Eigenfrequenz des Sitzes bringt die geregelte Dämpfung Vorteile, da hier ebenfalls die Amplituden geringer sind. Entsprechend der Übertragungsfunktion in Bild 7.7 können mit Hilfe von Skyhook Control die Schwingungen im Resonanz- und Isolationsbereich gleichzeitig verringert werden.

### 7.4.3 Anregung LTSv20

#### - Skyhook-Control

Infolge der geringen Mittenfrequenz und gleichzeitig hohen Intensität der Anregungsbeschleunigung ist bei passiver Dämpfung eine Schwingungsminderung nicht immer gewährleistet, so dass der Erfolg der geregelten Dämpfung hier besonders deutlich wird.

Aus den Simulationen wurde bereits ersichtlich, dass hier die Sitzvariante ohne Zusatzvolumen aufgrund der höheren Eigenfrequenz ungeeignet ist. Bei der Auswertung wird deshalb in erster Linie der Sitz mit Zusatzvolumen betrachtet. Eine Übersicht der in den Versuchen variierten Dämpfungseinstellungen und den dabei erzielten SEAT-Werten bietet Bild 7.9.

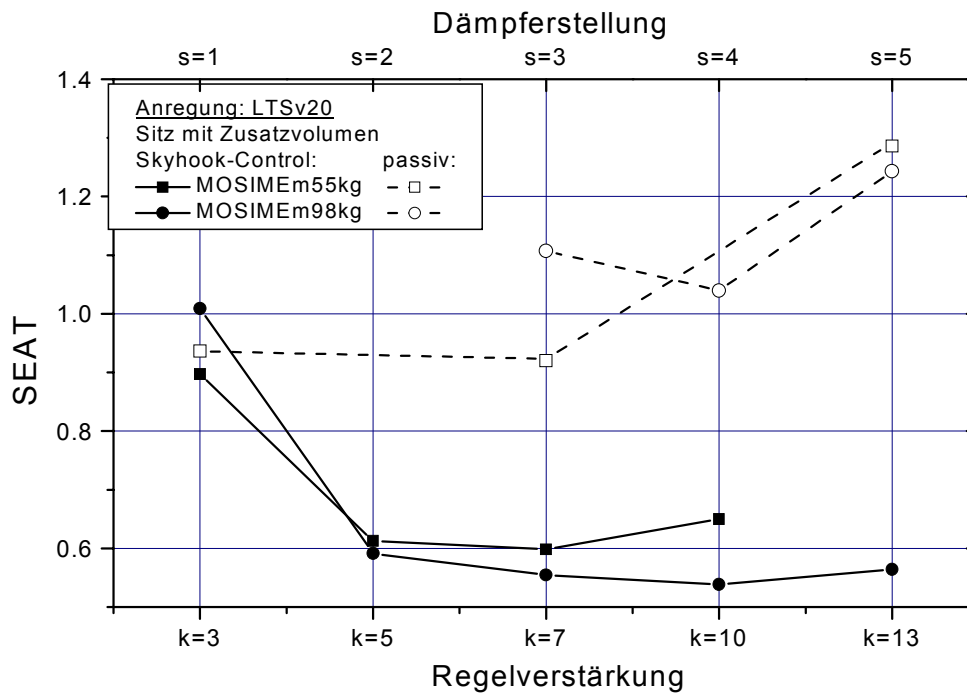


Bild 7.9: Variation der Dämpfungseinstellung bei passiver und geregelter Dämpfung

Bei passiver Dämpfung sind zwei Effekte für die Schwingungsisolierung entscheidend: ist der Dämpfer zu weich eingestellt, kommt es zum Einsetzen des Fangbandes und Anschlagen an den unteren Endstopp. Eine hohe Dämpfungseinstellung kann dies zwar verhindern, allerdings ist dann die Isolierungswirkung des Sitzes bei der Hauptanregungsfrequenz zu gering. Gleichzeitig kommt es zu einem stark nichtlinearen Schwingverhalten des Sitzes, da sich durch den ungleichförmigen Kraftaufbau des SUSPA-Dämpfers Nebenfrequenzen in der Schwingantwort ausbilden. Die optimale Dämpfungseinstellung, bei der die geringsten SEAT-Werte auftreten, findet sich dort, wo das Fangband gerade nicht mehr einsetzt. Dies ist bei Belastung des Sitzes mit MOSIMEm55 bei einer passiven Dämpfung von  $s=3$  der Fall. Bei Simulation einer größeren Fahrer Masse mit MOSIMEm98 kann das Einsetzen des Fangbandes nicht vollständig verhindert werden, für  $s=4$  ist dieser Einfluß allerdings am geringsten.

Dieses Verhalten des passiv gedämpften Sitzes steht im Gegensatz zu den simulierten Werten, die durchaus eine Schwingungsisolierung erwarten lassen (Tabelle 6.17). Obwohl es bei diesen berechneten, optimalen Dämpfungswerten auch zum Anschlagen an die Endstopps kommt, ist der berechnete Beschleunigungsverlauf dann wesentlich stetiger (Bild 7.10). Dies rührt daher, dass der Schwingungsdummy im Simulationsmodell fest an das Sitzpolster angekoppelt ist, und es daher nicht zu einem Abheben kommen kann. Im Versuch führt dagegen das Einsetzen des Fangbandes zum Abheben des Schwingungsdummys von der Sitzfläche, so dass nicht nur negative Beschleunigungsspitzen bis  $-20\text{m/s}^2$  im Zeitverlauf auftreten, sondern beim Wiederauftreffen auch positive Beschleunigungen der gleichen Größenordnung. Durch das Bewertungsfilter wird dieser Effekt noch verstärkt, was die Vergrößerung der SEAT-Werte bewirkt.

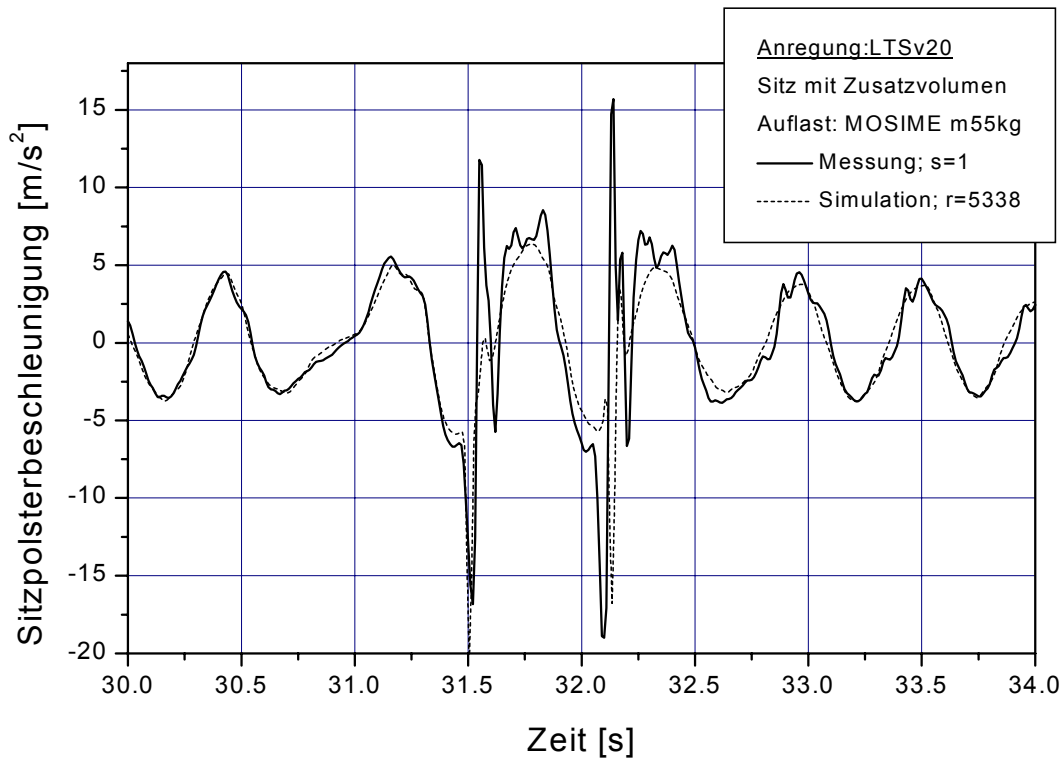


Bild 7.10: simulierter und gemessener Beschleunungsverlauf bei passiver Dämpfung (Durchfahren eines Schlaglochs)

Im geregelten Fall kommt es bei einer Regelverstärkung von  $k=3$  ebenfalls zum Eingreifen des Fangbandes (Bild 7.9). Bei einer größeren Verstärkung ( $k=5$ ) tritt dies kaum mehr auf, so dass der SEAT-Wert drastisch reduziert wird. Die beste Schwingungsisolation wird dann mit den Verstärkungsfaktoren  $k=7$  (für  $m55\text{kg}$ ) bzw.  $k=10$  (für  $m98\text{kg}$ ) erreicht, was auch ungefähr den in Kap. 6.8.2 errechneten Werten entspricht. Wird die Regelverstärkung weiter vergrößert, verschlechtert sich die Schwingungsisolation infolge der höheren Amplituden bei dreifacher Anregungsfrequenz.

### - Skyhook-Control mit Schlagloch-Algorithmus

Die SEAT-Werte werden bei Verwendung von Skyhook-Control vom Eingreifen des Fangbandes dominiert, weshalb die Regelverstärkung ein gewisses Mindestmaß betragen muss. Um in der Praxis einen gewissen Spielraum beim Einstellen der Regelverstärkung zu haben, soll nun der in Kap 7.1 beschriebene Schlagloch-Algorithmus in Verbindung mit der normalen Skyhook-Regelung zum Einsatz kommen. Ziel bei der Einstellung der Regelungsparameter ist es, die relativgeschwindigkeitsproportionale Dämpferkraft frühzeitig zu Erhöhen, um so auch bei geringen Skyhook-Regelverstärkungen die Relativwege wirkungsvoll zu begrenzen.

Entsprechend dem Signalverlaufplan in Bild 7.5 ist die Kombination von Filtergrenzfrequenz  $f_g$ , Verstärkungsfaktor  $I_g$  und dem Schwellwert des Totbandes  $\text{dead}_{\text{start}}$  für das Einsetzen des Schlagloch-Algorithmus entscheidend. Der Algorithmus darf bei Anregung LTSv20 nur während Sekunde 31 aktiv sein, jedes weitere Einsetzen außerhalb dieses Zeitrahmens verschlechtert die Isolationswirkung des Sitzes

aufgrund der erhöhten Dämpfung. Folgende empirisch ermittelte Parameter erweisen sich hierfür als günstig:  $f_g = 0,5$  Hz;  $l_g = 0,1$ ;  $dead_{start} = 1,7$

Bei zugeschaltetem Schlaglochalgorithmus ist noch der Verstärkungsfaktor  $r$  zu bestimmen, um den die Relativgeschwindigkeit verstärkt wird. Da der Algorithmus nur kurzzeitig wirkt, ist die absolute Größe von  $r$  nicht entscheidend, wichtig ist nur, dass dieser groß genug ist, ein Einsetzen des Fangbandes zu unterbinden. Ein Wert von  $r=0,5$  hat sich bei allen Sitzvarianten bewährt.

**Ergebnisse:** Wie in Bild 7.11 zu sehen ist, stellt sich der gewünschte Erfolg ein. Mit Einsatz des Schlagloch-Algorithmus ist der Bereich der Regelverstärkung  $k$ , bei denen günstige SEAT-Werte erzielt werden, sehr viel breiter. Für beide simulierten Fahrermassen ergibt sich dabei das Optimum der Schwingungsisolierung bei kleineren Regelverstärkungen als ohne Schlagloch-Algorithmus, da diese nicht mehr auf eine Begrenzung der Relativwege eingestellt sein müssen.

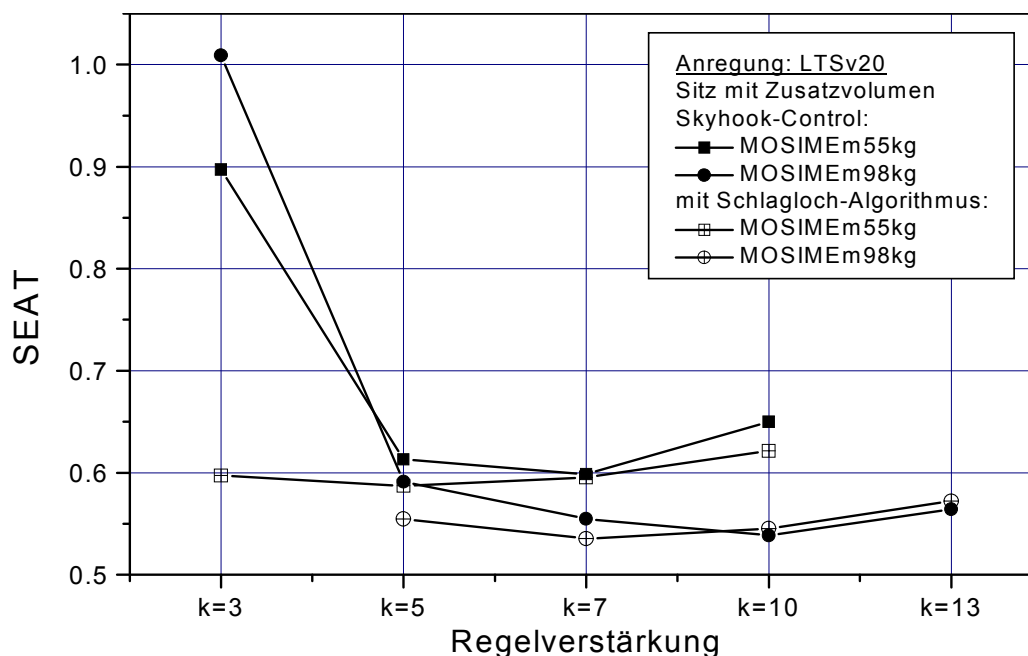


Bild 7.11: Vergleich der SEAT-Werte bei reiner Skyhook-Regelung und Skyhook-Regelung mit Schlagloch-Algorithmus

Der Schlaglochalgorithmus wurde auch bei der Sitzvariante ohne Zusatzvolumen eingesetzt. Allerdings ist die Eigenfrequenz hier so hoch, dass selbst im geregelten Fall kaum eine Schwingungsisolierung mehr möglich ist. Die Kraft des Dämpfers zur wirkungsvollen Begrenzung des Relativwegs reicht nicht aus, da vorher die Sättigungsgrenze des Stromeingangs des MR-Dämpfers von 2 A erreicht wird. Dennoch kann auch mit dieser Sitzvariante eine erhebliche Verbesserung gegenüber der passiven Dämpfung erzielt werden, da jene mit einer sehr viel höheren Geschwindigkeit an die Endstops anschlägt. Eine Übersicht der SEAT-Werte bei passiver und geregelter Dämpfung bietet Tabelle 7.3.

Versuchs- variante	passiv		Skyhook mit Schlagloch		
	Dämpferstellung	SEAT	Regelverstärkung k	SEAT	Verb.
m55 ZV	3	0,919	5	0,587	36,1 %
m98 ZV	4	1,039	7	0,535	51,5 %
m55	4	1,226	7	0,924	24,6 %
m98	5	1,479	10	0,987	33,2 %

Tabelle 7.3: Schwingungsisolaton bei passiver und geregelter Dämpfung bei Anregung LTSv20

#### 7.4.4 Anregung LAMBO150

Entsprechend dem vorhergehenden Abschnitt sind auch hier die Ergebnisse durch die Darstellung der optimalen Dämpfereinstellung und dem dabei ermittelten SEAT-Wert für passive und geregelte Dämpfung in Tabelle 7.4 zusammengefasst.

Während der Versuche wurde schnell deutlich, dass bei der Sitzvariante m98 ohne Zusatzvolumen das Einsetzen des Fangbands auch bei hohen Regelverstärkungen über  $k=10$  nicht verhindert werden kann. Diese Sitzvariante erreicht nur in Verbindung mit dem Schlagloch-Algorithmus optimale Schwingungswerte, und ist deshalb nicht bei reiner Skyhook-Regelung untersucht worden.

Bei den anderen Sitzvarianten werden die besten SEAT-Werte mit der alleinigen Anwendung von Skyhook-Control erreicht. Bei Aktivierung des Schlagloch-Algorithmus verschlechtert sich bei diesen Sitzvarianten die Schwingungsisolaton um etwa 10%, da die Dämpfung zu groß wird.

Versuchs- variante	passiv		Skyhook-geregelt		
	Dämpferstellung s	SEAT	Regelverstärkung k	SEAT	Verbesserung
m55 ZV	0	0.685	5	0.525	23,3 %
m98 ZV	1	0.550	7	0.509	8,5 %
m55	2	0.851	7	0.719	15,5 %
m98	3	0.748	7 (mit Schlagloch)	0.679	9,2 %

Tabelle 7.4: Schwingungsisolaton bei passiver und geregelter Dämpfung und Anregung LAMBO150

Vergleicht man die Werte aus Tabelle 7.4 mit den in Kap. 6.8.2 dargestellten, so gleichen sich die Ergebnisse sowohl für passive Dämpfung als auch im geregelten Fall:

Beim passiven System entspricht die Bauteildämpfung des SUSPA-Dämpfers (s.Bild 7.6) in etwa den in Tabelle 6.17 aufgeführten optimalen Dämpfungskonstanten. Allerdings sind die gemessenen SEAT-Werte um etwa 10% höher, was mit der Nichtlinearität in der Kraftentwicklung des Dämpfers begründet werden kann. Die optimale passive Dämpfung wird dabei wieder durch das Einsetzen des Fangbandes bestimmt: die Dämpfereinstellung muss so hart sein, dass der Sitz gerade nicht an die Endanschläge fährt.

Ebenso liegen die experimentell ermittelten, optimalen Regelverstärkungen mit  $k \in [5; 7]$  im gleichen Bereich wie die simulierten Werte (s. Tabelle 6.18). Dementsprechend sind auch die SEAT-Werte vergleichbar, und es ergibt sich in etwa die mittels der Simulationen bestimmte Verbesserung der Schwingungsisolierung.

Anhand der spektralen Leistungsdichten (Anhang A-IV) läßt sich die verbesserte Schwingungsisolierung im Frequenzbereich darstellen. Die geregelte Dämpfung kann sowohl die Amplituden bei der Hauptanregungsfrequenz von ca. 2,2 Hz, als auch die Schwingungen im Resonanzbereich des Sitzes gegenüber der passiven Dämpfung verringern. Lediglich im höherfrequenten Bereich um 6 und 9 Hz stellt sich eine geringe Verschlechterung ein, da sich der große Kraftgradient beim Zuschalten des Dämpfers bereits bemerkbar macht. Die hohe Verstärkung ist jedoch notwendig, da sonst das Fangband einsetzt, und die Schwingungsisolierung stark verschlechtert.

#### 7.4.5 Belastung des Sitzes mit einer Versuchsperson

Anhand dieser Prüfstandsversuche, wobei der Sitz mit einem Menschen belastet wird, soll nun die Übertragbarkeit der Versuche mit dem Schwingungsdummy überprüft werden.

**Schwingungswerte:** Da die Fahrer Masse mit 70 kg eher dem MOSIME m55kg entspricht, werden die optimalen Dämpfungseinstellungen für den passiven und geregelten Fall aus diesen Versuchsreihen übernommen. Bei geregelter Dämpfung war der Schlagloch-Algorithmus zugeschaltet. In Tabelle 7.5 sind die Ergebnisse für die drei Anregungen zusammengefasst. Bis auf die Anregung EWG2 ergibt sich in etwa die gleiche prozentuale Verbesserung wie bei der Belastung des Sitzes mit dem Schwingungsdummy. Es fällt auf, dass die SEAT-Werte in den meisten Fällen etwa 10% größer sind als bei den Versuchen mit MOSIME. Dies liegt an der teilweise anderen Dynamik der Versuchsperson, ein wesentlicher Beitrag zu Erhöhung der Beschleunigung auf dem Sitzpolster wird aber durch die Abstützung der Beine auf der Montageplattform des Prüfstandes geleistet. Aufgrund der Relativbewegung kommt es zu einer Rotationsbewegung der Oberschenkel und des Beckens, die eine zusätzliche Bewegung des Beschleunigungsaufnehmers hervorrufen.

	EWG		LAMBO		LTS	
	ZV		ZV		ZV	
SEAT passiv	0,49 (s0)	0,63 (s0)	0,71 (s3)	0,88 (s3)	1,01 (s3)	1,49 (s5)
SEAT geregelt	0,46 (k3)	0,58 (k5)	0,56 (k7)	0,72 (k7)	0,66 (k7)	0,99 (k10)
Verbesserung [%]	6,1	7,9	21,1	18,2	34,6	33,6

Tabelle 7.5: SEAT-Werte und Dämpfungseinstellung bei Belastung des Sitzes mit einer Versuchsperson

Die geringe Verbesserung durch den Einsatz der geregelten Dämpfung bei der Anregung EWG2 ist damit zu begründen, dass die passive Dämpfung hier optimal eingestellt ist, bei der Hauptanregungsfrequenz sind die Isolationseigenschaften sehr gut und der Einfluß von Eigenschwingungen im niederfrequenten Bereich ist gering.

Für weitere Verbesserungen müsste der MR-Dämpfer eine geringere Grunddämpfung aufweisen (s. Kapitel 6.8.2).

Bei der Anregung LAMBO150 dagegen kann der Sitz mit Zusatzvolumen nicht in der weichsten passiven Dämpfereinstellung gefahren werden, da es sonst zum Einsetzen des Fangbands kommt. Da die Skyhook-Regelung in Verbindung mit dem Schlagloch-Algorithmus die Relativwege besser begrenzt, besteht diese Gefahr nicht, und es kommt zu geringeren Beschleunigungsamplituden im gesamten Frequenzbereich (Bild 7.12, Anhang A-V).

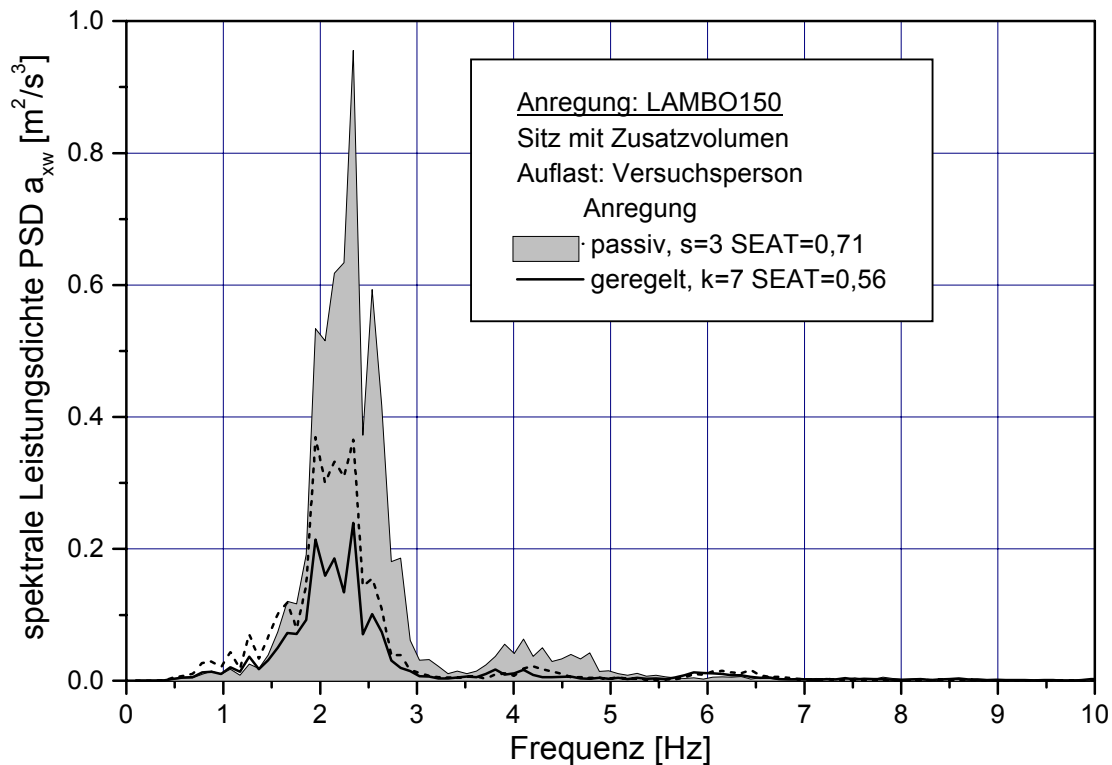


Bild 7.12: spektrale Leistungsdichten bei passiver und geregelter Dämpfung (LAMBO150)

Bei der Anregung LTSv20 und der Sitzvariante mit Zusatzvolumen ist es bei geregelter Dämpfung mit Hilfe des Schlagloch-Algorithmus ebenfalls möglich, das Anschlagen an die Endstops zu vermeiden. Gleichzeitig werden mit Skyhook-Control die Isolationseigenschaften bei der Hauptanregungs-Frequenz von 1,9 Hz verbessert, so dass durch diese Maßnahmen der SEAT-Wert um ein Drittel verringert werden kann.

Wenn der Sitz ohne Zusatzvolumen betrieben wird, so liegt die Anregungsfrequenz zu nahe am Resonanzbereich. Die Dämpferkräfte reichen dann nicht aus, bei geregelter Dämpfung ein Anschlagen an die Endstops zu vermeiden, so dass sich keine Schwingungsisolation erzielen lässt. Allerdings tritt bei Verwendung des MR-Dämpfers keine Schwingungsvergrößerung wie bei passiver Dämpfung ein. Diese Sitzvariante erweist sich mit einem SEAT-Wert von 1,49 bei dieser Anregung als völlig ungeeignet (Anhang A-VI).



**Fahrgefühl:** Die alleinige Betrachtung der SEAT-Werte ist sicher nicht ausreichend, das subjektiv empfundene Fahrgefühl zu bewerten. Hierfür werden normalerweise Reihenuntersuchungen durchgeführt, indem verschiedene Versuchspersonen ihren Eindruck der Schwingungsbelastung in einem Fragebogen wiedergeben. Dieses Vorgehen ist bei einem kommerziellen Einsatz der geregelten Dämpfung notwendig, und sollte am besten im Fahrversuch durchgeführt werden.

Obwohl es bisher kein genormtes Verfahren gibt, das subjektive Fahrgefühl aus dem Zeitverlauf der Beschleunigung an der Sitzfläche abzuleiten, können hieraus dennoch Tendenzen abgeleitet werden. Für einen positiven Fahreindruck ist es dabei wichtig, dass der Beschleunigungsverlauf glatt und sanft verläuft, und keine Stöße oder Unstetigkeiten aufweist.

Anhand der Zeitschriebe bei Anregung LTSv20 lassen sich die Beschleunigungen bei geregelter und passiver Dämpfung vergleichen, in Bild 7.13 sind dazu diese für den Sitz mit Zusatzvolumen bei optimaler passiver Dämpfereinstellung und verschiedenen Regelverstärkungen dargestellt.

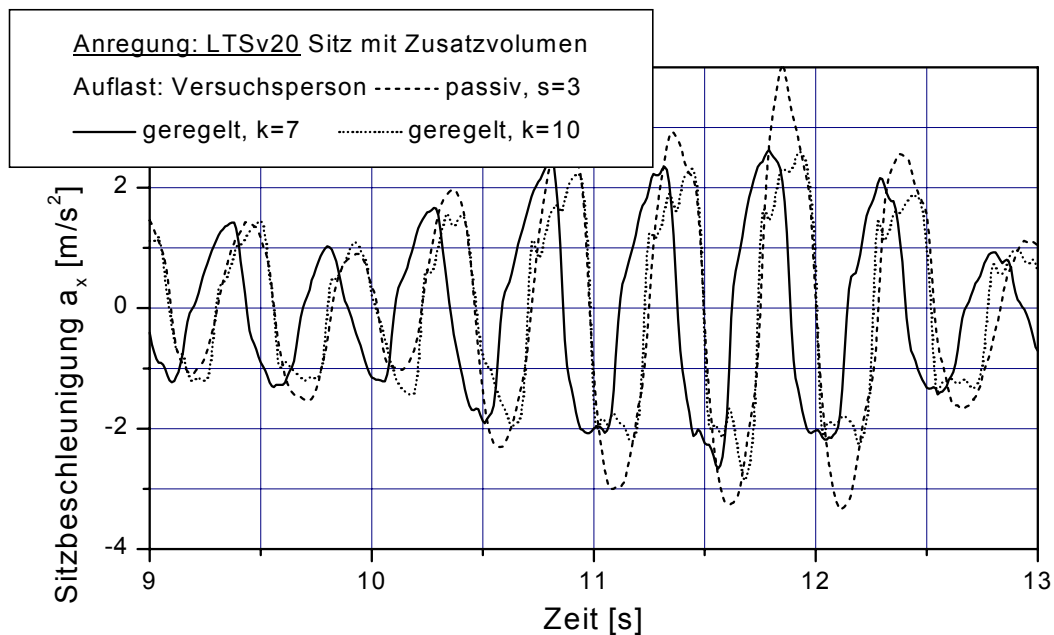


Bild 7.13: Beschleunigungszeitschriebe bei passiver und geregelter Dämpfung

Die Schwingungsantwort des passiven Systems ist weitgehend linear, d.h. dass die Kurve wie eine amplitudenmodulierte, harmonische Bewegung verläuft. Bei geregelter Dämpfung für  $k=7$  ist dies auch weitgehend der Fall, allerdings finden sich in den Umkehrpunkten der Bewegung einige Spitzen. Auffallend ist auch der Knick im Beschleunigungsverlauf in der Nähe des Nulldurchgangs, der durch das Wegschalten der Dämpferkraft entsteht. Eine gravierende Veränderung des Fahrgefühls tritt aber erst bei Erhöhung der Regelverstärkung auf  $k=10$  ein. Der Gradient im Nulldurchgang ist steil, und bei der darauffolgenden Verminderung der Dämpferkraft treten höherfrequente Anteile in der Beschleunigung auf. Tendenziell ist der Kurvenverlauf 'rechteckförmiger', was sich entsprechend negativ auf das Fahrgefühl auswirkt.

Trotz dieser nichtlinearen Schwingungsantwort des geregelten Systems darf nicht übersehen werden, dass die Maximalwerte des Beschleunigungsverlauf gegenüber der passiven Dämpfung stark verringert werden, in diesem Beispiel um ca. 30%.

Noch deutlicher wird dieser Effekt bei Betrachtung der Schwingungsantworten bei der Anregung LAMBO150. Hier reduzieren sich, verglichen mit dem passiven System, die Beschleunigungsamplituden beim Durchfahren des Schlaglochs um etwa 50%. Neben der Darstellung im Zeitbereich kann dies auch anhand der Häufigkeitsverteilung der unbewerteten Beschleunigungswerte gezeigt werden (Bild 7.14). Während sich bei passiver Dämpfung Extrenwerte von  $-6\text{ m/s}^2$  bzw.  $+5\text{ m/s}^2$  finden, sind diese im geregelten Fall halbiert. Natürlich erhöhen sich auch hier die Amplituden bei der Schlaglochdurchfahrt, weshalb mehr Werte im Bereich von  $+2,5\text{ m/s}^2$  bzw.  $-3\text{ m/s}^2$  gezählt werden.

Die beiden Kurven schneiden sich bei etwa  $\pm 1\text{ m/s}^2$ . Bei passiver Dämpfung treten nun im 4000 Werte umfassenden Zeitschrieb 826 Werte auf, deren Betrag größer als  $1\text{ m/s}^2$  ist, im geregelten Fall sind dies nur 631 Werte. Dies bedeutet, dass die Wahrscheinlichkeit des Auftretens von Beschleunigungsbeträgen  $> 1\text{ m/s}^2$  durch die Dämpferregelung um 25% reduziert ist, was auch in etwa der Reduktion des SEAT-Werts entspricht.

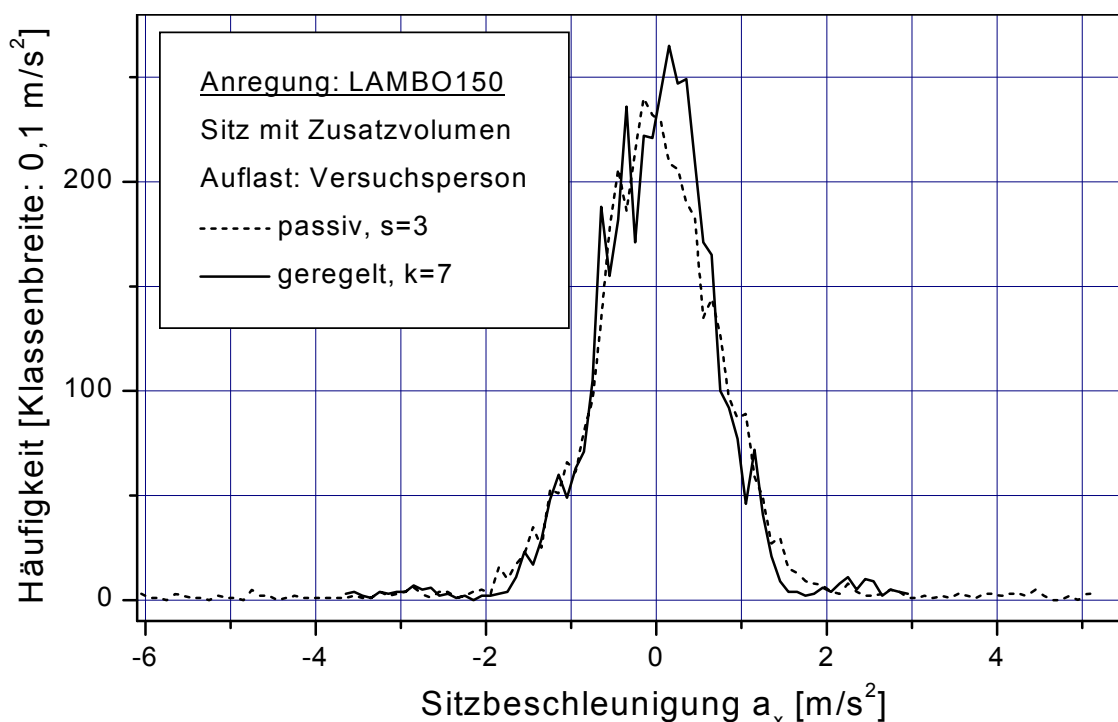


Bild 7.14: Häufigkeitsverteilung der Beschleunigungswerte bei passiver und geregelter Dämpfung

Durch die geregelte Dämpfung lassen sich also bei den ausgewählten Anregungsprofilen die Maximalwerte der Beschleunigung reduzieren, sowie die Wahrscheinlichkeit des Auftretens von großen Beschleunigungswerten vermindern. Dies ist in Zusammenhang mit den in Kap. 2.2 diskutierten Schädigungsmechanismen bei Wirbelsäulenerkrankungen interessant, die von hohen Spitzenwerten der einwirkenden Beschleunigung hervorgerufen werden.

**Verlängerung der zulässigen Einsatzzeiten:** Die erzielte Verbesserung des Isolationsvermögens durch die geregelte Dämpfung kann auch als eine Verlängerung der möglichen Einsatzzeiten interpretiert werden. Wird eine energetische Äquivalenz zweier Schwingungsexpositionen nach Gl. (2.25) zugrundegelegt, so errechnet sich der Faktor, um den die Einsatzzeit ausgedehnt werden darf (gleiche Anregungsintensität vorausgesetzt), aus dem quadrierten Quotienten der SEAT-Werte des passiven und des geregelten Systems:

$$\frac{T_{GD}}{T_P} = \frac{a_{w,P}^2}{a_{w,GD}^2} = \left( \frac{SEAT_P}{SEAT_{GD}} \right)^2 \quad (7.1)$$

Wird diese Berechnungsvorschrift auf die Werte in Tabelle 7.5 angewendet, so ergeben sich Werte zwischen 1,13 und 2,34. Dies bedeutet, dass der Fahrer im geringsten Fall (EWG2, ZV) den geregelten Sitz 13% länger benutzen darf, bei der größten Verbesserung durch das geregelte System (LTSv20, ZV) wird die zulässige Einsatzzeit mehr als verdoppelt. Hierbei ist das allgemeine Niveau der Schwingungsbelastung zu beachten: für den passiven Fall beträgt der minimale Effektivwert der bewerteten Beschleunigung auf dem Sitzpolster  $a_w=0,57 \text{ m/s}^2$  (LAMBO150, ZV). Da dieser Wert nahe dem Grenzwert von  $a_w=0,63 \text{ m/s}^2$  für eine Gesundheitsgefährdung bei einer 8h-Schicht liegt (s. Bild 2.6), ist die Bewertung durch Gl. (7.1) gerechtfertigt.

#### 7.4.6 Relativwege

Bei Einsatz der geregelten Dämpfung muss darauf geachtet werden, dass die dynamischen Relativwege nicht gravierend gegenüber denen bei passiver Dämpfung zunehmen. Ansonsten würde die Verbesserung der Schwingungsisolierung durch eine Verschlechterung der Bedienbarkeit des Fahrzeugs erkauft.

Zur Bewertung der Relativwege dient wieder der Effektivwert. Herangezogen wurden nur die Versuche mit dem Schwingungsdummy als Auflast, da sich hier die eindeutig bessere Reproduzierbarkeit ergab. Es wurden lediglich die Dämpfungseinstellungen betrachtet, für die sich eine optimale Schwingungsisolierung einstellt.

**EWG2:** Entsprechend den Werten in Tabelle 7.6 muß bei der kleinen Auflastmasse, und gleichzeitig geringer Regelverstärkung eine Zunahme der Relativwege bei geregelter Dämpfung in Kauf genommen werden. Wird die Regelverstärkung auf  $k=5$  erhöht, wie es für eine optimale Schwingungsisolierung für die Dummyvariante  $m=98\text{kg}$  notwendig ist, verringert sich der Relativweg bei der Sitzvariante ohne Zusatzvolumen, oder verschlechtert sich zumindest nicht.

Versuchs- variante	passiv		Skyhook		
	Dämpferstellung	RMS( $x_{rel}$ )	Regelverstärkung	RMS( $x_{rel}$ ) )	Verb.
m55 ZV	0	10.7mm	3	12.1mm	-22,4 %
m98 ZV	0	11.7mm	5	11.7mm	0 %
m55	0	11.4mm	3	12.5mm	-9 %
m98	3	12.2mm	5	11.2mm	+8,1 %

Tabelle 7.6: Relativwege bei passiver und geregelter Dämpfung (Anregung EWG2)

**LTSv20 und LAMBO150:** Auch hier ist der effektive Relativweg von der Höhe der Regelverstärkung abhängig. Da diese jedoch größer als bei EWG2 ist, und gleichzeitig der Endanschlags-Algorithmus aktiv ist, ergibt sich durch die geregelte Dämpfung eine Abnahme der dynamischen Relativwege um durchschnittlich 10%. Lediglich bei der Sitzvariante mit Zusatzvolumen und leichter Auflastmasse zeigt sich keine Verbesserung durch die geregelte Dämpfung, da die optimale Regelverstärkung mit  $k=5$  geringer ist.

Versuchs- variante	passiv		Skyhook mit Schlagloch		
	Dämpferstellung	RMS( $x_{rel}$ )	Regelverstärkung	RMS( $x_{rel}$ )	Verb.
m55 ZV	3	18.3mm	5	18.9mm	-3,2 %
m98 ZV	4	20.5mm	7	18.3mm	+10,7 %
m55	4	20.1mm	7	18.9mm	+6,0 %
m98	5	21.4mm	10	17.9mm	+16,3 %

Tabelle 7.7: Relativwege bei passiver und geregelter Dämpfung (Anregung LTSv20)

Versuchs- variante	passiv		Skyhook		
	Dämpferstellung	RMS( $x_{rel}$ )	Regelverstärkung	RMS( $x_{rel}$ )	Verb.
m55 ZV	0	9.6mm	5	9,7mm	-1,0 %
m98 ZV	1	10,1mm	7	9,1mm	+9,9 %
m55	2	10,2mm	7	9,4mm	+7,8 %
m98	3	10,5mm	7 (mit Schlag- loch)	8,9mm	+15,2 %

Tabelle 7.8: Relativwege bei passiver und geregelter Dämpfung (Anregung: LAMBO)

**Bedienbarkeit in Extremsituationen:** Entsprechend den oben dargestellten Werten ist die Zielvorgabe erfüllt, durch den Einsatz der geregelten Dämpfung die Relativwege nicht nennenswert zu vergrößern, und gleichzeitig die Schwingungsisolierung zu verbessern. Was der Schlagloch-Algorithmus für eine sichere Begrenzung der Relativwege, und damit der besseren Bedienbarkeit des Fahrzeug leisten kann, soll anhand der Versuche mit MOSIME m55 beim Durchfahren des Schlaglochs bei LAMBO150 dargestellt werden.

Während eine Regelverstärkung von  $k=5$  in Bild 7.15 ausreicht, das Einsetzen des Fangbandes bei 165 mm zu unterbinden, sind gleichzeitig die für die Erreichbarkeit der Bedienelemente entscheidenden Spitze-Spitze Werte ab Sekunde 12,5 etwa genauso groß wie bei passiver Dämpfung. Durch die erhöhte Dämpfung bei Einsetzen des Schlagloch-Algorithmus bei Sekunde 13 können diese auf einen Wert von 60 mm begrenzt werden.

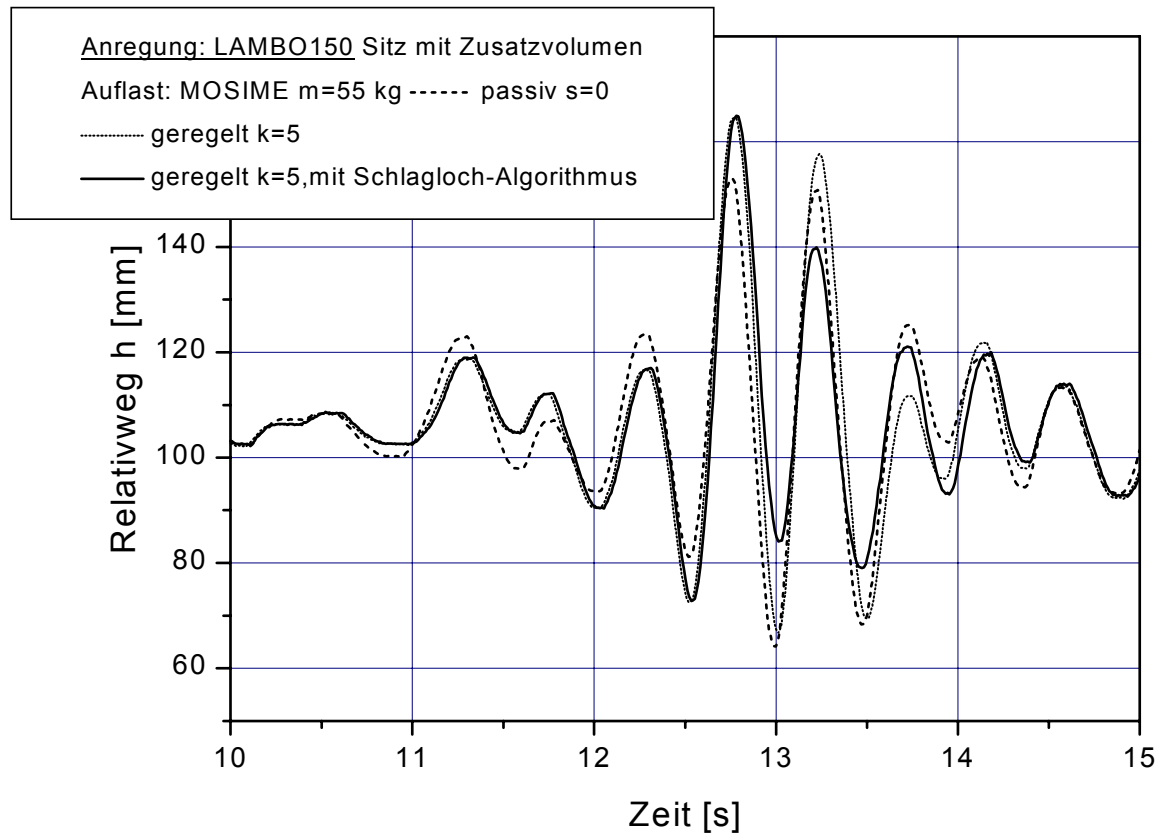


Bild 7.15: Relativwege bei passiver und geregelter Dämpfung, mit und ohne Schlagloch-Algorithmus

## 8 Fahrversuche

Die geregelte Dämpfung muss ihre Wirksamkeit letztendlich im Fahrversuch beweisen. Da der hier vorgestellte Versuchssitz aus Zeitgründen im praktischen Betrieb nicht mehr getestet werden konnte, soll die Wirksamkeit der Dämpferregelung durch Versuchsergebnisse gezeigt werden, die vom Verfasser im Rahmen eines BAuA-geförderten Forschungsvorhabens [31] durchgeführt wurden. Der damals untersuchte Sitz unterscheidet sich von dem bisher Beschriebenen durch den Regelungsalgorithmus. Während in dieser Arbeit Skyhook-Control eingesetzt wurde, kam damals aus Gründen der einfacheren Realisierung Relative-Control zum Einsatz.

In dem Forschungsvorhaben konnte nachgewiesen werden, dass die Ergebnisse aus Prüfstandsversuchen bei geregelter Dämpfung des Sitzes auf den Fahrbetrieb übertragbar sind. Deshalb sollen die damals gewonnenen Ergebnisse hier beispielhaft wiedergegeben werden, um den prinzipiellen Erfolg der geregelten Dämpfung beim Einsatz in der Praxis zu zeigen.

### 8.1 Versuchsrandbedingungen

#### - Versuchssitz

Es handelt sich ebenfalls um das Modell MSG 95A der Fa. Grammer. Im Gegensatz zu dem in Kap. 7.1 beschriebenen Versuchssitz wurde die Eigenfrequenz durch eine Änderung der Federübersetzung geändert, so dass diese bei etwa 1,20 Hz lag. Weiterhin wurde kein Fangband eingesetzt, die Federung hat damit den vollen Federweg von +30 bis +190 mm zur Verfügung. Ansonsten entspricht der Versuchssitz hinsichtlich passiver Dämpfung, Sensorik, U/I-Wandler und eingesetztem MR-Dämpfer dem bereits vorgestellten Sitz.

#### - Regelungsalgorithmus

Aufgrund der leichteren Realisierbarkeit wurde die Regelung mit Relative-Control (s. Kap. 3.5.5) ausgeführt. Das Signal des Winkelgebers wird hierzu mittels eines Hochpassfilters vom Gleichanteil befreit, bevor es mit Hilfe eines Tiefpassfilters elektrisch differenziert wird. Weg- und Geschwindigkeitssignal werden auf die A/D-Wandler eines Mikrokontrollers (Motorola M68HC11) gegeben, der das Regelsignal berechnet. Ein Proportionalglied verstärkt das Signal, bevor es auf den U/I-Wandler geführt wird. Die für eine optimale Schwingungsisolation notwendige Verstärkung wurde vorher durch Prüfstandsversuche bei praxisrelevanten Anregungsspektren ermittelt.

#### - Versuchsperson

Als Bedienperson der Fahrzeuge, und damit auch als Belastung des Sitzes, wurde ein im Führen von Nutzfahrzeugen erfahrener Werkstattmitarbeiter der TU-Berlin eingesetzt (Körpermasse 67 kg, Scheitelhöhe 172 cm, robuster Körperbau). Bei den Versuchsfahrten wurde das Lenkrad mit beiden Händen umfaßt. Der Oberkörper befand sich in entspannter, locker aufrechter und subjektiv bequemer Haltung.

### - verwendete Fahrzeuge

**MB-trac:** Der Systemschlepper MB-trac 1600 turbo der Mercedes-Benz AG ist weitgehend baugleich mit dem LTS-trac (s. Kap. 4.3) Allerdings wurde das Fahrzeug ohne Ballastierung bewegt, das Fahrgewicht betrug 6,3 t.

**KHD DX-86:** Bei diesem Standardschlepper von Klöckner-Humboldt-Deutz mit Allradantrieb ist die Fahrerkabine starr über der Hinterachse angeordnet. Die versuchsweise eingebaute Federung der Vorderachse war bei den Meßfahrten blockiert, lediglich ein Pendeln der Vorderachse wurde zugelassen. Fahrfertig wog der Schlepper 4,5 t.

### - Versuchsstrecken

**Pflasterweg:** Auf der Versuchsstrecke der Daimler-Chrysler AG in Gottow bei Sperenberg gibt es einen Pflasterweg aus den zwanziger Jahren, der regelmäßig instandgesetzt wird. Bei den Versuchen wurden nur die ersten 800 m der 3,5 km langen Strecke befahren. Die Streckenbeschaffenheit ist durch Bodenwellen von ca. 2 m Länge gekennzeichnet. Desweiteren finden sich vielzählige Schlaglöcher bis etwa 25 cm Tiefe. Insgesamt kann man diese Strecke als 'Schlechtwegstrecke' bezeichnen. Beim Befahren mit 30 km/h verloren die Räder teilweise den Bodenkontakt.

**Betonplattenweg:** Der benutzte Betonplattenweg diente früher als Zufahrtstraße zu einer Kaserne der Sowjetarmee bei Sperenberg; die Länge der Versuchsstrecke beträgt ca. 250 m. Die Betonplatten sind etwa 3 m lang, die Fahrbahnanregung der Schlepper erfolgt somit hauptsächlich durch die Stoßfugen der Platten. Der Höhenunterschied an den Stoßkanten beträgt maximal 4 cm.

**Fahrgeschwindigkeit:** Beide Strecken wurden mit einer Geschwindigkeit von 15 km/h und 30 km/h befahren.

## 8.2 Versuchsergebnisse

### 8.2.1 Effektivwerte der bewerteten Beschleunigung

Um eine größere Sicherheit der Meßergebnisse zu erreichen, wurden jeweils drei Meßfahrten pro Versuchsstrecke und Fahrgeschwindigkeit sowohl bei passiver als auch bei geregelter Dämpfung durchgeführt. Ausgewertet wurden wieder die Effektivwerte der bewerteten Beschleunigung am Kabinenboden und auf dem Sitzpolster. Trotz der Versuchswiederholungen ist eine Vergleichbarkeit nicht immer gegeben. Zum einen ist die Fahrgeschwindigkeit nicht bei jedem Versuch konstant, zum anderen konnte die Strecke nicht genau in der gleichen Spur befahren werden. Beim Vergleich der Mittelwerte der bewerteten Effektivwerte der Flanschbeschleunigung ergibt sich eine Abweichung von maximal 15%. Um einen Durchschnittswert angeben zu können, wurden deshalb die arithmetischen Mittelwerte der Effektivwerte aus der jeweiligen Versuchsreihe berechnet, bevor der SEAT-Wert gebildet wurde (Tabelle 8.1).

Auffallend ist das höhere Schwingungsniveau am Kabinenboden des KHD-Schleppers. Da dessen Fahrgewicht jedoch geringer als das des MB-tracs ist, liegt seine Hubeigenfrequenz mit 2,45 Hz über der des MB-trac (2,35 Hz). Damit steigt aufgrund des Bewertungsfilters der Effektivwert der Beschleunigung. Außerdem lassen sich auch Anteile der Nickeigenfrequenz im Bereich von 3,6 Hz am Kabinenboden feststellen, die beim MB-trac aufgrund der Systemschlepperbauart kaum vorhanden sind.

Fahrzeug	Strecke	v <sub>Fahr</sub> [km/h]	Passive Dämpfung			Geregelte Dämpfung			Verb. [%]
			RMS a <sub>w</sub> [ms <sup>-2</sup> ]			RMS a <sub>w</sub> [ms <sup>-2</sup> ]			
			Kabine	Sitz	SEAT	Kabine	Sitz	SEAT	
MB-trac	Pflaster	15	1,61	1,34	0,84	1,82	1,36	0,75	11
		30	2,69	2,26	0,84	2,83	2,04	0,72	14
System- schlepper	Beton	15	0,88	0,81	0,92	0,86	0,72	0,83	11
		30	1,41	1,15	0,81	1,48	1,16	0,78	4
KHD	Pflaster	15	2,04	1,29	0,63	2,02	1,18	0,58	8
		30	3,72	2,79	0,75	3,97	2,67	0,67	11
Standard- schlepper	Beton	15	1,11	0,79	0,71	1,07	0,74	0,69	3
		30	2,70	2,07	0,77	2,98	1,68	0,56	27

Tabelle 8.1: Zusammenstellung der arithmetischen Mittelwerte der Fahrversuche

Der Sitz mit geregelter Dämpfung bietet bei allen Versuchsvariationen die bessere Schwingungsisolierung. Mit einer Verringerung der SEAT-Werte zwischen 3 und 28 % liegt die Verbesserung im Bereich der Ergebnisse aus den Prüfstandsversuchen. Eine genauere Auswertung soll anschließend anhand der Darstellung im Frequenzbereich erfolgen.

## 8.2.2 Leistungsdichtespektren

Bei der folgenden Darstellung der Spektren werden diejenigen Einzelversuche gegenübergestellt (passiv/geregelt), die sowohl bezüglich des RMS-Wert am Kabinenboden als auch der Frequenzverteilung am ehesten übereinstimmen. Die Anregungsspektren wurden dann für die Darstellung gemittelt. Der sich daraus ergebende Effektivwert wurde zur Berechnung der SEAT-Werte verwendet.

**MB-trac - Pflasterweg (Anhang A-VII):** Die Anregungsintensität bei dieser fahrstrecke ist bei 30 km/h sehr viel höher als bei 15 km/h. Trotzdem ergeben sich für beide Fahrgeschwindigkeiten sowohl für das passive als auch für das geregelte System in etwa die gleichen SEAT-Werte. Die Schwingungsbelastung des Fahrers ist beim geregelten System jedoch geringer, da sowohl die Amplituden bei der Hauptanregungsfrequenz von 2,2 Hz, als auch die Eigenschwingungen im Resonanzbereich



gegenüber der passiven Dämpfung wesentlich kleiner sind. Dieser Gewinn durch die geregelte Dämpfung im Hauptanregungsbereich wird jedoch teilweise durch Schwingungen bei dreifacher Anregungsfrequenz (ca. 7 Hz) wieder aufgezehrt.

Die Ursache dieser Störschwingungen ist in der Wahl des Regelalgorithmus und der eingestellten Regelverstärkung begründet: Da die Regelung mit Relative-Control ausgeführt wurde, muß die Regelverstärkung gegenüber Skyhook-Control überproportional vergrößert werden, um die Relativwege des Sitzes zu beschränken. Die Störschwingungen sind bei Relative-Control von Natur aus größer als bei Skyhook-Control (s. Bild 5.3), so dass es im Gebiet der dreifachen Anregungsfrequenz zu einer Schwingungsverstärkung kommt.

Trotzdem kann auf dieser Fahrtstrecke durch den Einsatz der geregelten Dämpfung eine mittlere Verbesserung der Schwingungsisolierung um 11% bzw 14% erreicht werden.

**MB-trac - Betonplattenweg (Anhang A-VII):** Das passive System isoliert hier erst ab Anregungsfrequenzen über 2,4 Hz. Die Hubschwingungen des Fahrzeugs werden teilweise sogar verstärkt. Durch die Regelung des Dämpfers können wiederum die Schwingungen in diesem Bereich, sowie die Resonanzschwingungen des Sitzes gegenüber dem passiven System reduziert werden. Infolge der Schwingungsvergrößerung bei 7 Hz ergibt sich jedoch im Mittel nur eine Verminderung der SEAT-Werte um 11% bzw. 4%.

**KHD-Schlepper - Pflasterweg (Anhang A-VIII):** Auch hier konnte die Wirksamkeit der geregelten Dämpfung bestätigt werden. Insbesondere bei einer Fahrgeschwindigkeit von 30 km/h, bei der sich eine relativ große Anregungsintensität ergibt, kann die Regelung die Schwingungsisolierung wesentlich verbessern. Wie in Bild 8.16 dargestellt, wird dies hauptsächlich durch die Abschwächung der Amplituden bei der Hauptanregungsfrequenz von 2,4 Hz erreicht, die Leistungsdichte verringert sich dort um etwa 50%. Da das gesamte Anregungsprofil von der Hubeigenfrequenz dominiert wird, treten in den Schwingantworten der Sitzvarianten kaum Eigenschwingungen im Resonanzbereich bis 1,6 Hz auf. Die Verbesserung durch den Einsatz der geregelten Dämpfung ist in diesem Bereich gering. Bei 1 Hz ist die Schwingamplitude sogar größer als bei passiver Dämpfung. Dieses Phänomen beruht auf dem speziellen Verhalten von Relative-Control. Wie die Übertragungsfunktion zeigt, kommt es beim Einsatz von Relative-Control zu einer Verringerung der Eigenfrequenz des Systems, wobei die Dämpfung in etwa gleich bleibt [30].

Da diese Überhöhung der Amplituden im Resonanzbereich jedoch gering ist, ebenso wie die Schwingungsvergrößerung bei 7 Hz, läßt sich im Mittel mit dem geregelten System eine Verbesserung von etwa 11% erzielen.

Bei einer Fahrgeschwindigkeit von 15 km/h treten in der Anregung zusätzlich Nickschwingungsanteile auf, die von beiden Systemen gleich gut isoliert werden. Die Verbesserung durch die geregelte Dämpfung fällt in diesem Fall mit 8 % etwas geringer aus.

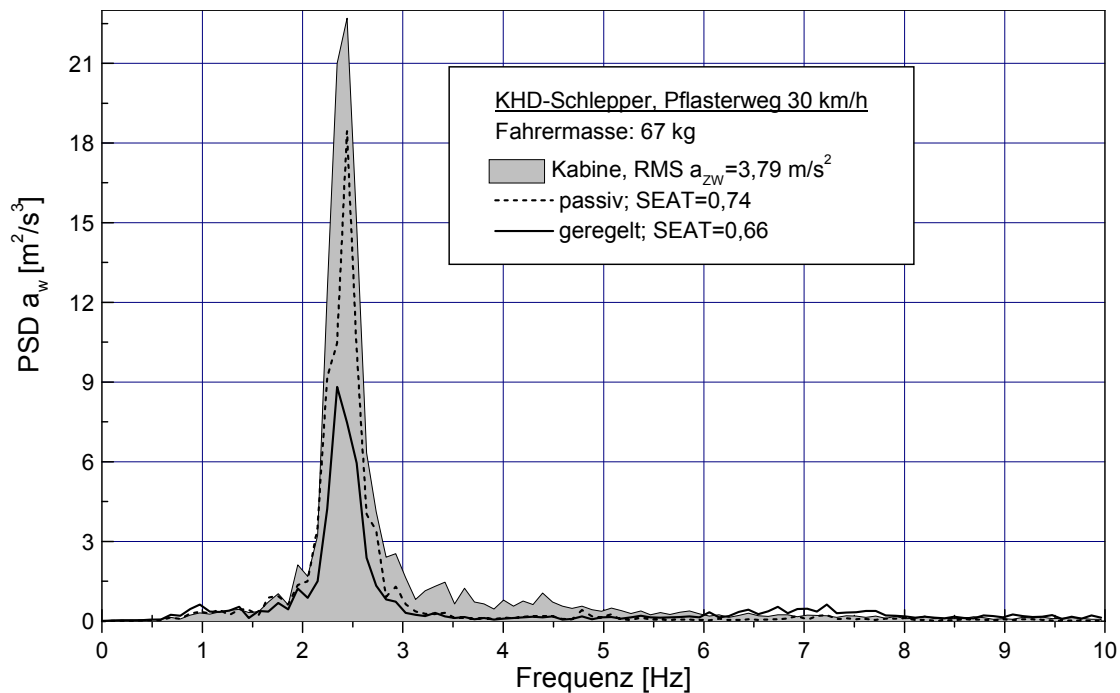


Bild 8.16: spektrale Leistungsdichten KHD-Schlepper Pflasterweg, 30 km/h

**KHD-Schlepper - Betonplattenweg (Anhang A-VIII):** Die Ausprägung der Nickschwingungsanteile ist eindeutig fahrgeschwindigkeitsabhängig, da sich diese sowohl beim Befahren des Betonplattenwegs mit 15 km/h als auch beim Pflasterweg im Anregungsspektrum finden lassen. Die Schwingungen bei dieser Anregungsfrequenz werden von beiden Dämpfungsarten gleich gut abgebaut. Da diese teilweise das Anregungsspektrum dominiert, kommt es im Mittel nur zu einer Verbesserung durch die Dämpferregelung von 3 %.

Bei einer Fahrgeschwindigkeit von 30 km/h sind die Vorteile durch die Dämpferregelung deutlicher, da sich die Anregung wieder hauptsächlich aus der Hubeigenfrequenz von 2,4 Hz zusammensetzt. Da diese durch das geregelte System wesentlich besser isoliert wird, gleichzeitig aber auch die Resonanzschwingungen des Sitzes deutlich reduziert werden, kommt es insgesamt zu einer mittleren Verbesserung der Schwingungsisolierung von 27%.

### 8.2.3 Vergleich der Übertragungsfunktionen

Die Wirksamkeit der geregelten Dämpfung kann im Frequenzbereich auch durch einen Vergleich der Übertragungsfunktionen passiv/geregelt gezeigt werden [31]. Nach einer Mittelung über alle Fahrzeuge, Fahrtstrecken und Fahrgeschwindigkeiten zeigt sich Folgendes:

1. Unterhalb der Sitzeigenfrequenz (bei 0,8 und 1,0 Hz) erhöht die geregelte Dämpfung die Sitzschwingungen im Vergleich zur passiven Dämpfung. Da aber die Schwingungen in diesem Frequenzbereich für die bewerteten RMS-Werte unerheblich sind, ist das ohne praktische Bedeutung.
2. Bei der Sitzeigenfrequenz (1,25 Hz) ist die Resonanzüberhöhung bei der geregelten Dämpfung im allgemeinen etwas geringer als bei der passiven Dämpfung.

Das entspricht der allgemeinen Zielstellung bei der Entwicklung der geregelten Dämpfung.

3. Zwischen 1,6 und 3,15 Hz, vor allem aber bei der Hauptanregungsfrequenz 2,5 Hz, zeigt die geregelte Dämpfung ihre Stärke gegenüber der passiven Dämpfung mit zum Teil wesentlich kleineren Werten in der Übertragungsfunktion. Nur deshalb werden letzten Endes auch die RMS-Werte am Sitz bei geregelter Dämpfung reduziert.
4. Im Frequenzbereich oberhalb 5 Hz liegen die Werte der Übertragungsfunktionen bei geregelter Dämpfung teilweise über denen der passiver Dämpfung. Dadurch wird aber die Wirksamkeit der geregelten Dämpfung insgesamt nur geringfügig abgeschwächt.

## 9 Erkenntnisse aus den Untersuchungen für die Praxis

**Vor- und Nachteile des geregelten Systems:** Die dargestellten Ergebnisse zeigen, dass durch die Regelung des Stossdämpfers eine zum Teil erhebliche Verbesserung der Schwingungsisolierung gegenüber der passiven Dämpfung erzielt werden kann. Neben den positiven Auswirkungen auf die Gesundheit des Fahrers und der besseren Bedienbarkeit des Fahrzeugs ergibt sich durch den Einsatz der geregelten Dämpfung ein weiterer Vorteil: Da der geregelte Dämpfer nicht mehr, wie der passive Stossdämpfer, auf das Fahrergewicht und die Art der Anregung manuell eingestellt werden muss, wird der Fahrer von einer Verstellfähigkeit entlastet.

Die geregelte Dämpfung bietet natürlich nicht nur Vorteile. Neben den zusätzlich anfallenden Kosten für Elektronik und Sensorik ist der MR-Dämpfer selbst derzeit um ein Vielfaches teurer als ein verstellbarer, passiver Stossdämpfer.

Als weiterer Nachteil ist die größere Komplexität des geregelten Systems zu nennen, die vor allem durch die Regelung selbst bedingt ist. So kann sich z.B. bei einer falschen Wahl der Regelstrategie oder einer falschen Einstellung der Regelparameter das Fahrgefühl und die Schwingungsisolierung derart verschlechtern, dass man besser auf ein konventionelles System zurückgreift.

Da es sich bei passiven Stossdämpfern um rein fluidmechanische Bauteile handelt, ist bei diesen die Ausfallwahrscheinlichkeit wesentlich geringer als beim geregelten System. Ein Sensor- oder Reglerausfall bzw. ein Kabelbruch am MR-Dämpfer führen hier zu einem Totalausfall.

**Anwendung der Simulation zur Reglerauslegung:** Als wertvolles Werkzeug zur Konzeption der Regelung hat sich die numerische Simulation erwiesen, da sich durch die Abbildung der Realität das Systemverständnis erhöht, und sich die Umgebungs- und Randbedingungen leicht variieren lassen.

Anhand des Einmassen-Modells können schnell prinzipielle Aussagen über die Eignung einer Regelstrategie getroffen werden. Aufgrund der geringen Rechenzeiten ist dieses Modell auch hervorragend zur Optimierung der Regelparameter geeignet, die für die Vergleichbarkeit der einzelnen Regelungsalgorithmen unabdingbar ist.

Mit Hilfe des detaillierten Simulationsmodells des Fahrersitzes ist es möglich, einen Wertebereich für die optimalen Regelverstärkungen anzugeben. Allerdings entsprechen die Ergebnisse aus den Simulationen nur teilweise den Prüfstandsuntersuchungen, da die nicht mitmodellierten Effekte im Simulationsmodell (vor allem das Abheben der Auflastmasse von der Sitzfläche) hier größere Abweichungen zwischen Simulation und Realität bedingen. Trotz der ansonsten hohen Abbildungsgüte des Simulationsmodells hat sich daher die Optimierung der Regelung am Prüfstand besser bewährt.

Der Aufwand für die Prüfstandsversuche ist aufgrund der Kompaktheit des Prüflings und der eindeutigen Systemgrenze (Kabinenboden) relativ gering. Weiterhin ist die Realisierung und Adaptierung der Regelung mit Hilfe des Rapid-Controller-Prototyping sehr schnell durchzuführen, da eine Codeprogrammierung entfällt. Die Optimierung der Regelung am Prüfstand bietet ausserdem den Vorteil, dass das subjektive Fahrgefühl sofort überprüft werden kann.

Dennoch hat das detaillierte Simulationsmodell des Fahrersitzes seine Berechtigung, weil damit exakte quantitative Aussagen über das Schwingverhalten des Systems möglich sind. Von besonderem Interesse sind dabei die am realen System nur schlecht zugänglichen Größen wie Dämpfer- oder Lagerkräfte. Mit deren Kenntnis können Anforderungsprofile für neue Dämpferprototypen erstellt werden, aber auch zukünftige Sitzfederungen hinsichtlich ihrer Betriebsfestigkeit optimiert werden.

Durch die genaue Beschreibung der Kinematik im Simulationsmodell ist es einfach möglich, eine Hardware-in-the-Loop Simulation durchzuführen. Dazu wird das Modell des Dämpfers entfernt, und das ansonsten unveränderte Simulationsmodell in eine Echtzeitrechnerumgebung übertragen. Die berechnete Wegvorgabe der Dämpferanlenkpunkte dient dann als Sollwert für einen hochdynamischen Dämpferprüfstand. Die Kraftwirkung des realen Stossdämpfers wird nun gemessen, und dieses Signal an das Simulationsmodell des Fahrersitzes zurückgeführt. Damit kann bereits in einer frühen Entwicklungsstufe die Eignung neuer Dämpfer- und Regelungskonzepte überprüft werden. Dieses Verfahren dürfte vor allem für die Stossdämpfer-Industrie von Interesse sein, da hier oft keine Schwingungsprüfstände vorhanden sind.

**Hinweise für die zukünftige Entwicklung:** Neben der Signalverarbeitung ist die zur Verfügung stehende Sensorik bei der Auswahl des Regelungsalgorithmus entscheidend. Ein Relativwegsensor am Sitz ist auf jeden Fall notwendig.

Der Beschleunigungssensor läßt sich einsparen, wenn in der Regelstruktur ein sogenannter Beobachter zur Detektion der Absolutgeschwindigkeit eingesetzt wird. Andere Regelungsalgorithmen kommen ganz ohne Absolutbewegungsgrößen aus, wie z.B. Relative-Control. Der hier vorgestellte Schlagloch-Algorithmus liesse sich dann auf andere Weise realisieren, indem das Durchfahren des Schlaglochs mit Hilfe des Weg- oder Drucksignal einer hydro-pneumatischen Vorderachsfederung detektiert wird. Weitere Möglichkeiten bestehen in der Verwendung von visuellen Systemen, womit sich ein Regler mit Vorausschau realisieren läßt.

Das hier vorgestellte, geregelte System bietet bei einer Variation der Auflastmasse mit einer konstanten Regelverstärkung von  $k=7$  eine gute Reduktion der Schwingungsbelastung. Dennoch zeigen die Ergebnisse, dass eine Anpassung der Regelverstärkung an das Fahrergewicht wünschenswert wäre. Hierfür ist bei einem luftgefedertem Sitz die Messung des statischen Drucks in der Luftfeder geeignet, der ja der abgefederten Masse proportional ist.

Es bestehen noch andere Erweiterungsmöglichkeiten der Regelung, die sich besonders durch die Einführung des CAN-Buses im Traktor ergeben. So kann der Ballastierungszustand des Fahrzeugs mit Hilfe der Kraftmessbolzen am Hubwerk detektiert werden, um damit die Regelparameter an das veränderte Schwingverhalten optimal anzupassen. Es ist ebenfalls denkbar, das Signal für die Sperrung der Vorderachsfederung auszuwerten, um so bei Arbeiten im Feld einen anderen Regelungsalgorithmus zu verwenden als bei Strassenfahrt.

Die Anwendung der geregelten Dämpfung beschränkt sich nicht auf die Vertikalfederung des Fahrersitzes. Die gewonnenen Erkenntnisse können auch bei der Entwicklung einer semi-aktiven Horizontalfederung verwendet werden. Ebenso ist die An-

wendung der Dämpferregelung bei einer Kabinen- oder Vorderachsfederung denkbar.

Obwohl die derzeit auf dem Markt erhältlichen, passiv gedämpften Fahrersitze einen sehr hohen Entwicklungsstand haben, zeigen die Ergebnisse, dass bei deren Einsatz eine Schwingungsisolation nicht immer gewährleistet ist. Der Trend zu immer größeren und schwereren Fahrzeugen, und gleichzeitig wachsenden Fahrgeschwindigkeiten lässt daher die Frage aufkommen, wann passive Systeme an ihre Leistungsgrenzen stossen. Zusätzlich wird momentan eine Absenkung der zulässigen Expositionszeiten auf mobilen Arbeitsmaschinen durch den Gesetzgeber diskutiert. Vor diesem Hintergrund ist daher der Einsatz der geregelten Dämpfung in Fahrersitzen sinnvoll.

## 10 Zusammenfassung

Der Isolierwirkung handelsüblicher, gefederter Fahrersitze mit passivem Stossdämpfer sind natürliche Grenzen gesetzt, da stets eine Mindestdämpfung erforderlich ist, um ein übermäßiges Schwingen des Sitzes in seiner Eigenfrequenz zu unterbinden. Dadurch wird aber die Isolierwirkung des Sitzes bei den Hauptanregungsfrequenzen 2 bis 4 Hz verringert.

Ziel der Untersuchungen ist deshalb die Entwicklung und Erprobung eines Fahrersitzes, bei dem die Dämpfung in Abhängigkeit vom Anregungsspektrum am Kabinenboden automatisch, d.h. ohne Eingreifen des Fahrers geregelt wird. Es wurde eine sogenannte 'semi-aktive' Dämpfung entwickelt, bei der sich der Leistungsbedarf auf die Dämpferkraftregelung beschränkt.

Nach der Darstellung der Grundlagen der Schwingungsisolierung und der Auswirkungen von Schwingungen auf den Menschen wird der Kenntnisstand zur passiven und aktiven Schwingungsisolierung bei Traktoren und anderen Fahrzeugen dargelegt. Dabei wird den Komponenten zur Realisierung einer geregelten Dämpfung, nämlich einem schnell verstellbaren Dämpfer, und dem Regelungsalgorithmus zur Ansteuerung dieses Dämpfers besondere Beachtung geschenkt.

Zur Auslegung der geregelten Dämpfung werden drei stochastische Anregungsprofile aus der Praxis ausgewählt, die ein breites Spektrum von Traktorschwingungen abdecken. Anhand von numerischen Simulationen eines linearen Einmassenschwingers mit idealem Aktuator werden mehrere Regelungsalgorithmen aus der Literatur auf ihre Eignung hin untersucht. Zur Bestimmung der jeweiligen Regelverstärkung, für die sich die beste Schwingungsisolierung einstellt, wird eine Optimierungsroutine auf Basis der Evolutionstheorie eingesetzt. Parallel dazu wird auch die passive Dämpfung optimiert, um Referenzwerte zu erhalten.

Als am besten geeignet erweist sich der unter dem Namen 'Skyhook-Control' bekanntgewordene Regelungsalgorithmus von *Karnopp et al.* (1972) wegen der hohen Isolierwirkung bei den Hauptanregungsfrequenzen von 2 bis 4 Hz und der guten Dämpfung der Sitzeigenschaften. Gleichzeitig können damit die für die Bedienbarkeit des Fahrzeugs entscheidenden Relativwege in Grenzen gehalten werden.

Anhand eines erweiterten Simulationsmodells, das Endanschläge mitberücksichtigt, konnte die Leistungsfähigkeit des Skyhook-Algorithmus überprüft werden. Gegenüber einer optimierten passiven Dämpfung ergibt sich eine Reduktion der Schwingungsbelastung um bis zu 30%. Andere Regelungsarten, die auf einer adaptiven Rückführung der Bewegungsgrößen basieren, erreichen nur etwa 10% Verbesserung.

Die Wirksamkeit der geregelten Dämpfung wird an einem modifizierten Seriensitz (GRAMMER-Sitz Modell MSG 95 A20 (LFS)) überprüft, bei dem der passive Stoßdämpfer ohne große Umbauarbeiten durch einen geregelten Dämpfer ersetzt werden kann. Als regelbarer Stossdämpfer wird ein kompakter Einrohrdämpfer der Lord Corporation (USA) mit einer magneto-rheologischen Flüssigkeit eingesetzt. Die Regelung der Dämpferkraft erfolgt hier durch das Anlegen eines Magnetfelds, was zu einer Viskositätserhöhung des Fluids führt.

Bevor das Konzept der geregelten Dämpfung in Realität umgesetzt wird, wurde ein detailliertes Simulationsmodell des geregelten Versuchssitzes erstellt, das Reibung und die dynamischen Eigenschaften des Sitzpolsters und eines Schwingungsdummys mitberücksichtigt. Mit Hilfe eines phänomenologischen Simulationsmodells des MR-Dämpfers konnten damit Wertebereiche für optimale Regelverstärkungen bei den unterschiedlichen Anregungsspektren und Sitzbelastungen ermittelt werden.

In den Prüfstandsuntersuchungen wird am Scheren-Gestell des GRAMMER-Sitzes der Drehwinkel der Scheren mit einem Drehwinkelsensor gemessen. Dieses Signal ist dem Relativweg ( $x-z$ ) des Sitzes proportional. Parallel dazu wird die Beschleunigung am Sitzmontagepunkt erfasst, und der Regler mit beiden Signalen gespeist. Hier wird die zur Realisierung von Skyhook-Control notwendige Absolut- und Relativgeschwindigkeit des Sitzes berechnet.

Parallel zu Skyhook-Control ist ein Schlagloch-Algorithmus im Regler implementiert, der bei Überschreiten einer bestimmten Anregungsintensität ein relativgeschwindigkeitsproportionales Ausgangssignal liefert.

Nachfolgende Schwingungsmessungen bei Belastung des Sitzes mit dem Schwingungsdummy bestätigten die Ergebnisse aus den Simulationsrechnungen. Gegenüber den Schwingungswerten, die mit einem passiven Verstelldämpfer erzielt wurden, stellt sich beim geregelten System eine Verbesserung der Schwingungsisolierung von maximal 50% ein, im Mittel um 23%.

Dieser am Prüfstand erzielte Erfolg durch den Einsatz der geregelten Dämpfung konnte auch bei Belastung des Sitzes mit einer Versuchsperson erzielt werden. Je nach Intensität und Mittelfrequenz der Anregung ergibt sich eine Verminderung der Schwingungsbelastung von 6 bis 30%. Insbesondere durch den Schlagloch-Algorithmus werden hohe Beschleunigungs-Spitzenwerte vermieden, und die Bedienbarkeit des Fahrzeugs in Extremsituationen verbessert.

Die generelle Wirksamkeit der geregelten Dämpfung wurde auch in Fahrversuchen nachgewiesen. Dazu wurde ein ähnlicher Sitz, der jedoch mit einem anderen Regelalgorithmus betrieben wurde, auf zwei Traktoren eingesetzt. Die Vergleichsfahrten (passiv/geregelt) wurden auf zwei unterschiedlichen Strecken mit jeweils zwei Geschwindigkeiten durchgeführt. Die Ergebnisse der Fahrversuche zeigen, daß die Wirksamkeit der geregelten Dämpfung, wie bei den Prüfstandsversuchen, von der jeweiligen Anregung (Fahrzeug, Fahrstrecke und -geschwindigkeit) abhängig ist. Die Schwingungsisolierung verbesserte sich beim geregelten Sitz gegenüber der passiven Dämpfung um maximal 22%. Im Mittel aller Versuche wurden die SEAT-Werte um etwa 9 % reduziert.

Mit Hilfe der Regelung des Dämpfers in gefederten Fahrersitzen kann die Schwingungsbelastung erheblich reduziert werden. Damit sinkt das Risiko für den Fahrer, an bleibenden Wirbelsäulenschäden zu erkranken. Durch die Komfortverbesserung sind auch höhere Fahrgeschwindigkeiten und eine Steigerung der Produktivität möglich, da sich der Fahrer besser auf seine Arbeitsaufgabe konzentrieren kann.



## 11 Literatur

- [1] Alanoy, J.; Sankar, S.: A New Concept in Semi-active Vibration Isolation *Transactions of the ASME, Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design Vol. 109, 242-247, June 1987*
- [2] Ashour, O.; Rogers, C. A.; Kordonsky, W.: Magnetorheological Fluids: Materials, Characterization and Devices *Journal of intelligent material systems and structures, Vol.7, Nr.2-March 1996, pp.123-130*
- [3] Barthel, J.: Zum Strömungswiderstand kurzer, ringförmiger Ventilspalte mit strukturviskosen und Bingham-Plastischen Fluiden *Dissertation, Technische Fakultät der Universität Erlangen-Nürnberg, Erlangen 1991*
- [4] Bohl, W.: Technische Strömungslehre *Würzburg: Vogel-Buchverlag 10. Auflage 1994 • ISBN: 3-8023-1740-8*
- [5] Brinckmann, P.; Biggemann, M.; Hilweg, D.: Fatigue Fracture of Human Lumbar Vertebrae *Clin. Biomech. 3 (1988), Suppl. 1, S. S1-S23*
- [6] Carlson, J.D.: The Promise of Controllable Fluids *Actuator 94, 4th Int. Conf. on New Actuators, Axon Technologies Consult GmbH, Bremen (1994)*
- [7] Carlson, J.D.; Catanzarite, D.; Clair, K. St.: Commercial Magneto-rheological Fluid Devices *5th Int. Conf. on ER, MR suspensions and associated tech., Sheffield UK 1995*
- [8] Clark, W.W.: Modeling of Magnetorheological Fluid Damper with Parallel Plate Behavior *Proceedings-SPIE (1997) 3327: 276ff*
- [9] Coermann, R.: Die Wirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen und seine Arbeitsleistung *Werkstattstechnik 52 (1962), S.18-25*
- [10] Czinki, A.: Massenstromdosierung mit zeitdiskret getakteten Schaltventilen *O+P 'Ölhydraulik und Pneumatik' 43 (1999) Nr.1, S.46-51*
- [11] Decker, H.; Schramm, W.: An Optimized Approach to Suspension Control *SAE Technical Papers, No. 900661 (1990)*
- [12] Donati, P. et al: The Subjective Equivalence of Sinusoidal and Random Whole-Body Vibration in the Sitting Position *Ergonomics, Vol. 26, No. 3, 1983*
- [13] Drazin, D.; Guignard, J.C.: Some Effects of Low Frequency Vibration on Vision *Scientific Memo 21 (1959), pp339-342*
- [14] Duclos, T.G.: Design of Devices Using Electrorheological Fluids *SAE Paper 881134, Future Transp. Techn. Conf. and Exp., San Francisco, CA, Aug. 8-11 (1988)*
- [15] Dupuis, H. et al.: Schwingungsarme Fahrersitze für Nutzfahrzeuge und Arbeitsmaschinen *Schriftenreihe „Humanisierung des Arbeitslebens“ Band 29. VDI-Verlag (1982) • ISBN 3-18-400526-7*
- [16] Dupuis, H. et al.: Über den Einfluß stochastischer mechanischer Schwingungen auf physiologische und psychologische Funktionen sowie auf die Wahrnehmung *Wehrmed. Mon. Schr. 18 (1974), 7, 193-204*
- [17] Dupuis, H.; Zerlett, G.: Beanspruchung des Menschen durch mechanische Schwingungen, Kenntnisstand zur Wirkung von Ganzkörperschwingungen *Schriftenreihe des Hauptverbandes der gewerblichen Berufsgenossenschaften e. V., Bonn (1984) • ISBN 3-88383-107-7*

- [18] Dupuis, H.; Hartung, E.: Einfluß von Vibrationen auf die optische Wahrnehmung *Forschungsbericht aus der Wehrmedizin (1980) BMVg-FBWM 80-10, S.1-141*
- [19] Dupuis, H.; Hartung, E.: Schleppersitz-Untersuchungen mit Hilfe eines servo-hydraulischen Schwingungssimulators *Landt. Forschung 16 (1966), 5, S.163-170*
- [20] Essmann, J.: Numerische Simulation eines magnetorheologischen Stoßdämpfers bei unterschiedlichen Lastzuständen *unveröffentlichte Studienarbeit, TU-Berlin, Institut für Landmaschinen und Ölhydraulik (2000)*
- [21] EWG 78/764: Richtlinie des Rates vom 25. Juni 1978 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedsstaaten über den Führersitz von land- und forstwirtschaftlichen Zugmaschinen auf Rädern *78/764/EWG, FEE, 15 Ergänzungslieferung, April 1989*
- [22] Gamota, D.R.; Filisko, F.E.: Dynamic Mechanical Studies of Electrorheological Materials: Moderate Frequencies *Journal of Rheology, Vol. 35 (1991), pp. 399-425*
- [23] Graef, M.: Schwingungsbelastung von Fahrern landwirtschaftlicher Fahrzeuge und ihre Bewertung *Grundl. Landtechnik 29 (1979), 3, S. 84-91*
- [24] Graef, M.: Der Einfluß einstellbarer Sitzdämpfung auf die Schwingungsbelastung von Schlepperfahrern *Grundl. Landtechnik 29 (1979), 2, S. 55-60*
- [25] Griffin, M.J.: Handbook of Human Vibration *Academic Press, London; 2nd Edition (1997) • ISBN 0-12-303041*
- [26] Haak, M.: Über die günstige Gestaltung der Schleppersitzfederung bei luftbereiften Ackerschleppern mit starrer Hinterachse *Landt. Forschung 3 (1953), 1, S. 1-13*
- [27] Hansson, P.: Modelling and Optimization of Passive and Adaptively Controlled Active Cab Suspensions on Terrain Vehicles, Especially Agricultural Tractors *Dissertation, Sveriges Lantbruksuniversitet, Institutionen för lantbruksteknik, Rapport 164 (1993)*
- [28] Hart, J. 't: Abgefederte Kabine für ungefederte Geländefahrzeuge. *ATZ 79 (1977), 7/8*
- [29] Hartung, E.; Schäfer, N.: Schwingungsminderung durch Optimierung des Feder-Dämpfer-Systems *VDI-Berichte Nr. 456, 1982, S.81-87*
- [30] Hauck, M.: Fahrersitze mit geregelter Dämpferkraft *Tagungsband VDI-Tagung Landtechnik 1999, • ISBN 3-18-091503. S. 63-68*
- [31] Hauck, M.; Tattermusch, W.: Verminderung der Schwingungsexposition auf mobilen Arbeitsmaschinen durch Schwingungsschutzsitze mit geregelter Dämpfung *Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin Dortmund/Berlin - Wirtschaftsverlag NW, Bremerhaven 1999 • ISBN 3-89701-419-X*
- [32] Helms, H.: Schwingungseigenschaften eines aktivgefederten Schleppersitzes *Grundl. Landtechnik 26 (1976), 3, S.78-82*
- [33] Hering, E.; Martin R.; Stohrer M.: Physik für Ingenieure *Springer Verlag. 5. Auflage 1995 • ISBN: 3-540-66135-2*
- [34] Hilton, D. J.; Meran, P.: Experiments in Improving Tractor Operators Ride by Means of a Cab Suspension *J. agric. Eng. Res., 20, (1975) pp.273-289*

- 
- [35] Hinz, B. et al.: Biologische Wirkung von praxisrelevanten Ganzkörperschwingungen unter Berücksichtigung realer Fahrersitzbedingungen *Bundesanstalt für Arbeitsmedizin, Berlin Wirtschaftsverlag NW, Bremerhaven (1996)* ● ISBN 3-89429-773-5
- [36] Höck, J.: Entwicklung eines neuartigen Dämpfungssystems „Aktiver Dämpfer“ für Fahrersitze von Traktoren, LKW, Baumaschinen und ähnliches *Forschungsbericht BMFT-FB-HA 83-009, „Humanisierung des Arbeitslebens“ (1983)*
- [37] Hoffmann, J.: Matlab und Simulink *Addison - Wesley, Bonn 1998, ● ISBN: 3-8273-1077-6*
- [38] Hölscher, R.; Huang, Z.: Semiaktive Dämpferregelung für ein komfortorientiertes Fahrwerk *VDI-Berichte Nr. 916, 1991, VDI-Verlag Düsseldorf*
- [39] Horvat, B.: Pneumatisches aktives Federungssystem *VDI-Berichte Nr. 369, 1980, VDI-Verlag Düsseldorf*
- [40] Hrovat, D.; Hubbard, M.; Margolis, D.L.: Suboptimal Semi-active Vehicle Suspension *Proc. Joint Automatic Control Conference, San Francisco, CA (1980)*
- [41] Huang, B.K.; Suggs, C.W.: Vibration Studies of Tractor Operators *Amer. Soc. Agr. Eng. Med., Pap No.65-610, 1-10 (1965)*
- [42] ISO 2631-1: Mechanical Vibration and Shock - Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration *International Organization for Standardization, Genf (1997)*
- [43] ISO5007: Agricultural Wheeled Tractors - Operator's Seat - Laboratory Measurement of Transmitted Vibration *International Organization for Standardisation, Genf (1998)*
- [44] Jolly, M.R.; Miller, L.R.: The Control of Semi-Active Dampers Using Relative Feedback Signals *SAE Transactions, Paper No. 892483, pp.569-577, 1989.*
- [45] Jungerberg, H.: Schwingungstechnische Anforderungen an Fahrersitze *Landtechnik 10.Jhrg, (10) S.449-452 (1982)*
- [46] Karnopp, D.; Crosby, M.J.; Harwood, R.A.: Vibration Control Using Semi-Active Force Generators. *Transactions of ASME, Journal of Engineering for Industry, Vol. 98, pp 619-626 (1974)*
- [47] Kauß, W.: Aktive, hydraulische Schwingungsisolierung des Fahrerplatzes ungefederter, geländegängiger Fahrzeuge *Dissertation, TU-Berlin (1981)*
- [48] Kauß, W.; Weigelt, H.: Die gefederte Traktorkabine - verbesserter Schwingungsschutz und Fahrkomfort *Landtechnik 8/9 September 1980, S.396-401*
- [49] Kimbrough, S.: Bilinear Modelling and Regulation of Variable Component Suspensions *ASM Monograph AMD-Vol. 80, DSC-Vol. 2 (1986)*
- [50] Kinne, J.; Melzig-Thiel, R.: Optimierung und Prüfung von Schwingungsschutzsitzen mit mechanischen Menschmodellen - Mittlere Frequenzgänge und Eingangsimpedanz von sitzenden Menschen *Ergo-Med 17 (1993) 154-157 (Teil1) Ergo-Med 17 (1993) 191-193 (Teil2)*
- [51] Köhne, G.: Ganzkörperschwingungsbelastung bei Erdbaumaschinenfahrern und technische Möglichkeiten zur Schwingungsminderung *VDI-Berichte Nr. 456, S. 29-33, VDI-Verlag Düsseldorf (1982)*

- [52] Köpper, R.: Zur Bestimmung des erforderlichen Schwingungskomforts geländegängiger Fahrzeuge und seine Verwirklichung durch aktive Federung *Dissertation, TU-Berlin (1973)*
- [53] Kormann, C.; Laun, M.; Klett, G.: Magnetorheological Fluids with Nano-sized Particles for Fast Damping Systems *Axon Technologies Consult GmbH, S.271-275 (1994)*
- [54] Kortüm, W.; Lugner, P.: Systemdynamik und Regelung von Fahrzeugen *Springer-Verlag (1994) • ISBN 3-540-57275-9*
- [55] Kraus, H.; Dantele, H.: Berechnung und Messung von Stoßdämpfer-Ventilen *ATZ 72 (1970) 7, S.234-237*
- [56] Krettek O.; Grajnert J.: Die Luftfeder, ihre Berechnung und dynamischen Eigenschaften. *Reihe Fortschritte der Fahrzeugtechnik, Band 9 (1992), Seite 49-83. Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg-Verlag*
- [57] Kunst, P.: Entwicklungstendenzen von Traktorsitzen. *Vortrag, VDI-MEG Tagung Landtechnik, 24-25.10.1991*
- [58] Lange, W.; Coermann, R.: Relativbewegungen benachbarter Wirbel unter Schwingungsbelastung *Int. Z. angew. Physiol. einschl. Arbeitsphysiol. 21 (1965), S.326-334*
- [59] Liebherr, L.: Simulation der dynamischen Eigenschaften des Sitzpolsters eines Fahrersitzes *Diplomarbeit, TU Berlin, Institut für Maschinenkonstruktion, Landmaschinen und Ölhydraulik, (2000)*
- [60] Lizell, M.: Semi-active Damping *Int. Conf. Institution of Mechanical Engineers, 24-25 Oct. London UK (1988)*
- [61] Mertens, K. et al.: Bandscheibenbedingte Erkrankungen der Lendenwirbelsäule durch Ganzkörperschwingungen *Die Berufskrankheitenverordnung (BeKV); Erich Schmidt Verlag, Wiesbaden (1993)*
- [62] Müller, N.J.: Vollgefederte Traktorfahrwerke - das Konzept der Zukunft? *Tagungsband VDI-Tagung Landtechnik 1999, ISBN 3-18-091503. S. 27-32*
- [63] Muth, C.: Einführung in die Evolutionsstrategie *Regelungstechnik 30. Jahrgang (1982) Heft 9, S.297-303*
- [64] N.N.: Wirkung von Vibration auf den Menschen *s.i.s. 12/96, S.621-622 (Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin) (1996)*
- [65] N.N.: Engineering Note. Designing with MR-Fluids *Lord Corporation Internetseite: www.rheonetic.com/publications/ rev. 12/99; Lesedatum 6.3.2000*
- [66] N.N.: Engineering Note. Magnetic Circuit Design *Lord Corporation Internetseite: www.rheonetic.com/publications/ rev. 12/99; Lesedatum 6.3.2000*
- [67] N.N.: MRF-132LD Fluid. Product Bulletin. *Lord Corporation, Internetseite: www.rheonetic.com/datasheet/ rev. 10/99; Lesedatum 6.3.2000*
- [68] N.N.: Statistisches Jahrbuch über Ernährung Landwirtschaft und Forsten 1998 *Landwirtschaftsverlag Münster-Hiltrup (1998)*
- [69] N.N.: Berufskrankheiten-Dokumentation-Gewerbliche Bgen, Entschiedene Fälle 1994-1998 Zentrales Informationssystem der Gesetzlichen Unfallversicherungen. *Internet-Seite: www.hvbg.de/d/ziguv/infos/bk/bruf/berufe55.htm (Lesedatum 23.3.2000)*

- 
- [70] Owzar, A.: Ein Beitrag zur Untersuchung des Schwingungsverhaltens von ungefederten, luftbereiften Fahrzeugen *Dissertation TU Berlin (1975)*
- [71] Phillips, R.W.: Engineering Applications of Fluids with a Variable Yield Stress *Ph.D. Thesis, University of California, Berkeley (1969)*
- [72] Pickel, P.: Simulation fahrdynamischer Eigenschaften von Traktoren *Dissertation TU Berlin, (1993) VDI-Verlag*
- [73] Pickel, P.; Kaplick, C.; Göhlich, H.: Welche Chancen haben gefederte Taktoren? *Landtechnik 10/90, 45.Jhrg., S.363-366 (1990)*
- [74] Raab, J.: Entwicklung eines aktiven pneumatischen Schwingsystems für Nutzfahrzeugsitze *VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 11, Nr.169; VDI-Verlag (1992)*
- [75] Rakheja, S.; Sankar, S.: Vibration and Shock Isolation Performance of Semi-active 'on-off' Dampers *Transactions of the ASME, Journal of Vibration, Acoustics and Reliability in Design 107 (1985)*
- [76] Ramazzini, B.: Untersuchung von den Krankheiten der Künstler und Handwerker *M.G. Weidmann, Leipzig (1718) Nachdruck Zentr. Antiquariat DDR, Leipzig, 325-327 (1977)*
- [77] Rechenberg, I.: Evolutionsstrategie: Optimierung technischer Systeme nach Prinzipien der biologischen Evolution *Frommann-Holzboog, Stuttgart 1973*
- [78] Reimpell, J.: Fahrwerktechnik: Stoßdämpfer *Vogel-Verlag, Würzburg (1983) ● ISBN 3-8023-0719-4*
- [79] Rosegger, R.; Rosegger, S.: Arbeitsmedizinische Erkenntnisse beim Schleppverfahren *Arch. f. Landtechn., 2, S.3-65 (1960)*
- [80] Rublack, H.: Wirkungen mechanischer Schwingungen auf den Organismus *Z. ges. Hyg. 24 (1978), 9, S. 649-666*
- [81] Ruzicka, J.E.: Active Vibration and Shock Isolation *Aeronautic Space Engineering and Manufacturing Meeting, Los Angeles, Oktober 1968*
- [82] Schoop, R.: Entwicklung eines Modells zur Realisierung einer aktiven Dämpferregelung aus hydraulischen Elementen *unveröffentlichte Studienarbeit, TU-Berlin, Institut für Landmaschinen und Ölhydraulik (1997)*
- [83] Schoop, R.: Numerische Simulation einer semi-aktiven Luftfeder für den Einsatz in Nutzfahrzeugsitzen. *Diplomarbeit, TU Berlin, Institut für Maschinenkonstruktion, Landmaschinen und Ölhydraulik, (1997)*
- [84] Schulze, K. J.; Polster J.: Berufsbedingte Wirbelsäulenschäden bei Traktori-  
sten und Landwirten *Beitr. Orthop. u. Traum. 26 (1979), 356-362*
- [85] Seidel, H. et al.: Belastung der Lendenwirbelsäule durch stoßhaltige Ganzkörperschwingungen *Bundesanstalt für Arbeitsmedizin, Berlin Wirtschaftsverlag NW, Bremerhaven (1995) ● ISBN 3-89429-640-2*
- [86] Seidel, H.: Begründung und Erläuterung zur BK-Nummer 2110 *In: Erkrankungen der Wirbelsäule bei körperlicher Schwerarbeit und Ganzkörperschwingungen - Schriftenreihe der Bundesanstalt für Arbeitsmedizin, Sonderschrift 3 (1993) Wirtschaftsverlag NW, Bremerhaven*
- [87] Seidel, H.: Selected Health Risks Caused by Long-term Whole body Vibration *Mer. J. Ind. Med 23 (1993) pp.589-604*

- [88] Söhne, W.: Stand des Wissens auf dem Gebiet der Fahrzeugschwingungen unter bes. Berücksichtigung landwirtschaftlicher Fahrzeuge  
*Grundlagen der Landtechnik* 15 (1965), 1, 11-22
- [89] Spencer, B.F. Jr.; Dyke, S.J.; Sain, M.K.; Carlson, J.D.: Phenomenological Model of a Magnetorheological Damper  
*Journal of Engineering Mechanics, ASCE, (1997) Vol. 123, No. 3, pp.230-238,*
- [90] Spencer, F. Jr.; Yang G.; Carlson, J. D.: Smart Dampers for Seismic Protection of Structures: A Full Scale Study  
*Second World Conf. On Structural Control, Kyoto, Japan 1998*
- [91] Stanway, R.; Sproston, J.L.; Stevens, N.G.: Non-linear Modelling of an Electro-rheological Vibration Damper *J. Electrostatics, Vol. 20 (1985), pp. 167-184*
- [92] Stein, G.J.; Ballo, I.: Active Vibration Control System for the Driver's Seat for Off-road Vehicles *Vehicle System Dynamics, 20 (1991), pp. 57-78*
- [93] Storn, R.: On the Usage of Differential Evolution for Function Optimization  
*NAFIPS 1996, Berkeley, pp. 519 - 523*
- [94] Storn, R.; Price, K.: Differential Evolution – A Simple and Efficient Adaptive Scheme for Global Optimization over Continuous Spaces  
*Technical Report TR-95-012, ICSI, March 1995, ftp.icsi.berkeley.edu.*
- [95] Tattermusch, W.: Ergebnisse der praktischen Erprobung eines aktiven Schwingungsschutzsystems für Fahrzeugsitze (ASS)  
*Arbeitsschutz, Arbeitshygiene, Dresden 24 (1988) 4, 135-128*
- [96] Tattermusch, W.: Rechnerische und meßtechnische Untersuchungen an einem Fahrerschwingsitz mit geregelter Dämpfung.  
*unveröffentlichtes Gutachten Nr. 1-96, AVIC Gbr, 1996, Berlin.*
- [97] Tattermusch, W.: Ergebnisse erster meßtechnische Untersuchungen an einem Fahrerschwingsitz mit geregelter Dämpfung auf der Hydropulsanlage der TU Berlin *unveröffentlichter Meßbericht Nr. 2-96, AVIC Gbr, 1996, Berlin*
- [98] Trzoska, P.: Komfortabler Fahrersitz, mechanisch-hydraulisches aktives Dämpfungssystem *fluid, Dezember 1975, S.34-37*
- [99] VDI-Richtlinie 2062: Schwingungsisolierung: Begriffe und Methoden  
*Düsseldorf, VDI-Verlag 1976*
- [100] Voß H.: Das Anwendungsfeld und die Auslegung von Luftfedern im Schienen- und Straßenfahrzeugbau. *Reihe Fortschritte der Fahrzeugtechnik, Band 9 (1992), S. 99 - 143, Vieweg Verlag Braunschweig:*
- [101] Voy, C.: Die Realisierung einer frequenzmodulierten Dämpfung von Fahrwerksschwingungen. *Automobil-Industrie Nr. 6/88, S.697-708 (1988)*
- [102] Weigelt, H.: Schwingungseigenschaften vorderachsgefederter landwirtschaftlicher Traktoren *Dissertation, TU-Berlin; (1987) Fortschrittsberichte VDI, Reihe 14, Nr.33 • VDI-Verlag Düsseldorf*
- [103] Weigelt, H.: Vorderachsfederung für landwirtschaftliche Schlepper  
*Grundl. Landtechnik Bd 36 (1986) Nr. 2, S. 54-59*
- [104] Weigelt, H.; Göhlich, H.: Untersuchung des Schwingungsverhaltens von Akkerschleppern mit einer Leermasse über fünf Tonnen  
*Grundl. Landtechnik Bd.34 (1984) Nr. 3, S.143-150*

- 
- [105] Weiss, K.D.; Duclos, T.G.; et al.: High Strength Magneto- and Electrorheological Fluids *Society of Automotive Engineers, SAE Paper # 932451 (1993)*
- [106] Weiss, K.D.; Carlson, J.D.; Nixon, D.A.: Viscoelastic Properties of Magneto- and Electro-Rheological Fluids  
*J. Intell. Mater. Syst. and Struct. 5, (1994) pp. 772-775*
- [107] Weiß, R.: Grundlagen der Fahrersitzgestaltung für kleine Traktoren  
*Landtechnik 7+8 (1990), S. 307*
- [108] Wen, Y.K.: Method of Random Vibration of Hysteretic Systems *Journal of Engineering, Mechanics Division, ASCE, Vol. 102 (1976), No. 2, pp. 249-263.*
- [109] Wendeborn, J. O.: Mechanische Schwingungen auf Ackerschleppern und ihre Wirkung auf den Fahrer *Grundl. Landtechnik 19 (1969), 2, 47-55*
- [110] Wu, X.; Griffin, M.J.: A Semi-active Control Policy to Reduce the Occurrence and Severity of End-stop Impacts in a Suspension Seat with an Electrorheological Fluid Damper *Journal of Sound and Vibration (1997) 203(5), pp.781-793*

## 12 Glossar

**Koordinatenachsen und Raumrichtungen:** In derzeit gültigen Norm ISO 2631-1 [42] wird die vertikale Raumrichtung generell mit z benannt, gleichgültig ob die Schwingungen auf dem Sitz oder an der Sitzmontageplatte gemeint sind. In dieser Arbeit wird hingegen die Konvention aus der Regelungstechnik verwendet, die die Störung (Anregungsschwingung) mit z benennt, während die zu regelnde Größe (Sitzschwingung) mit x bezeichnet wird.

### Verwendete Formelzeichen:

lateinisch:

a	$m/s^2$	Beschleunigung
A	mm	Amplitude
A	$m^2$	Fläche
B	T	magn. Flußdichte
b	m	Spaltbreite
c	N/m	Federsteifigkeit
D	-	Systemdämpfung
d	m	Auslenkung
E	V/m	el. Feldstärke
f	Hz	Frequenz
F	-	Faktor
F	N	Kraft
G	$N/mm^2$	Schubmodul
G	-	Güte
H	A/m	magn. Feldstärke
h	mm	Sitzhub
h	m	Spalthöhe
I	A	Stromstärke
k	-	Regelverstärkung
l	m	Länge
m	kg	Masse
p	Pa, bar	Druck
P	W	Leistung
p	-	Exponent
Q	$m^3/s$	Volumenstrom
Q	J	Wärmeenergie
r	Ns/m	Bauteildämpfung
R	J/kg K	Gaskonstante

$r_0$	m	Rohrradius
s	-	Laplace-Operator
s	m	Weg
t	s	Zeit
T	s	Messzeit, Beobach- tungszeit
T	s	Schwingungsperiode
T	K	Temperatur
u	-	Reglerausgangsgröße
V	-	Vergrößerung, Ver- stärkung
v	m/s	Geschwindigkeit
V	$m^3$	Volumen
W	-	Bewertungsfaktor
w	-	Windungsanzahl
W	Nm	mech. Arbeit
x	m	Sitzbewegung
z	m	Anregungsbewegung

griechisch:

$\beta$	W/K	Wärmeübertragungs- koeffizient
$\gamma$	°	Scherwinkel
$\eta$	Pa s	dynamische Viskosität
$\eta$	-	Frequenzverhältnis
$\kappa$	-	Isentropenkoeffizient
$\lambda$	-	Regelverhältnis
$\varphi$	°	Phase
$\phi$	$m^2/s^3$	Leistungsdichte
$\rho$	$kg/m^3$	Dichte

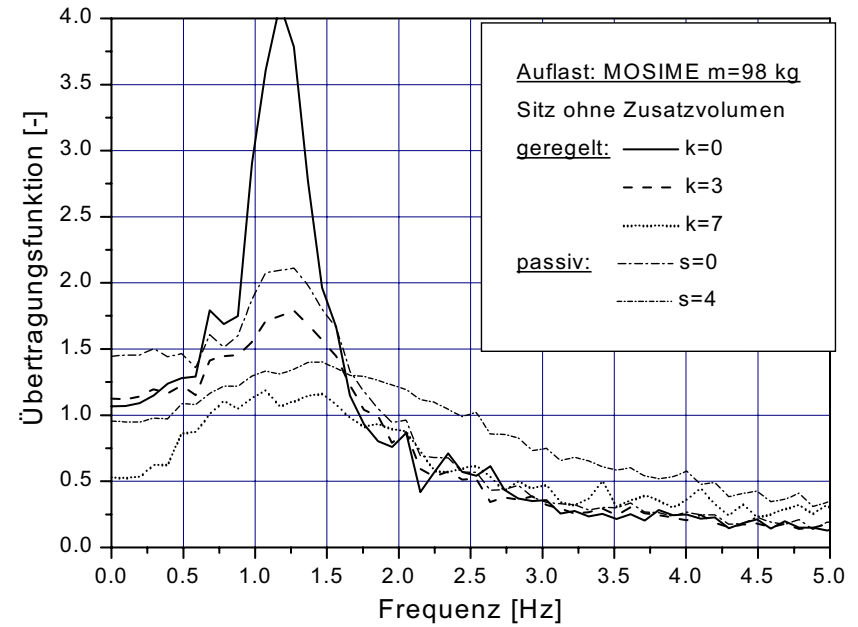
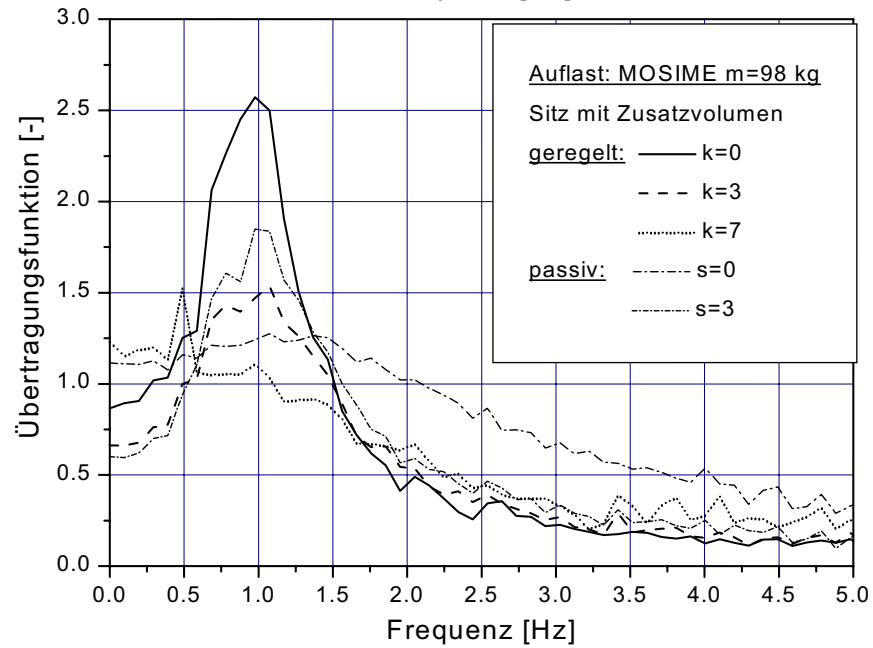
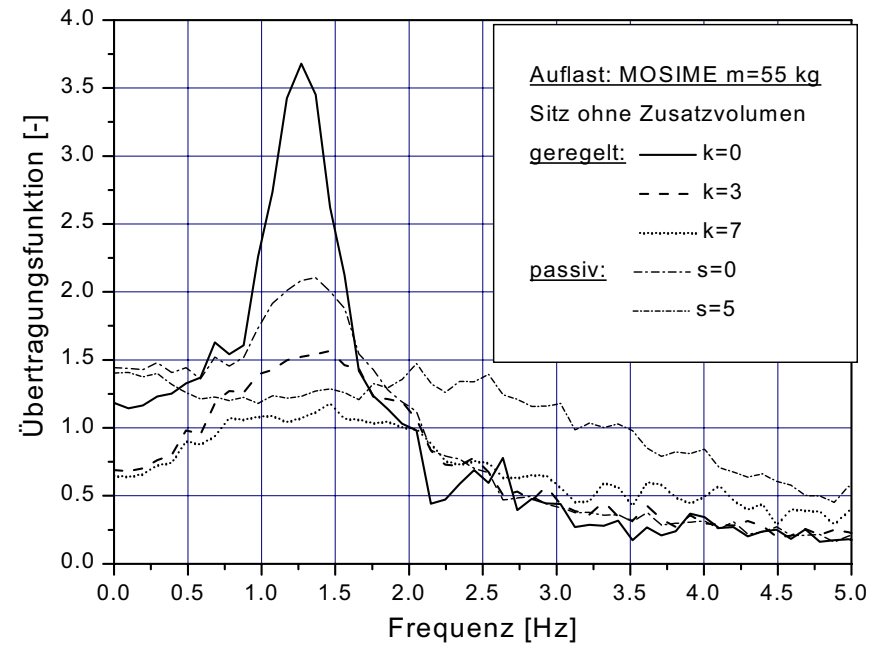
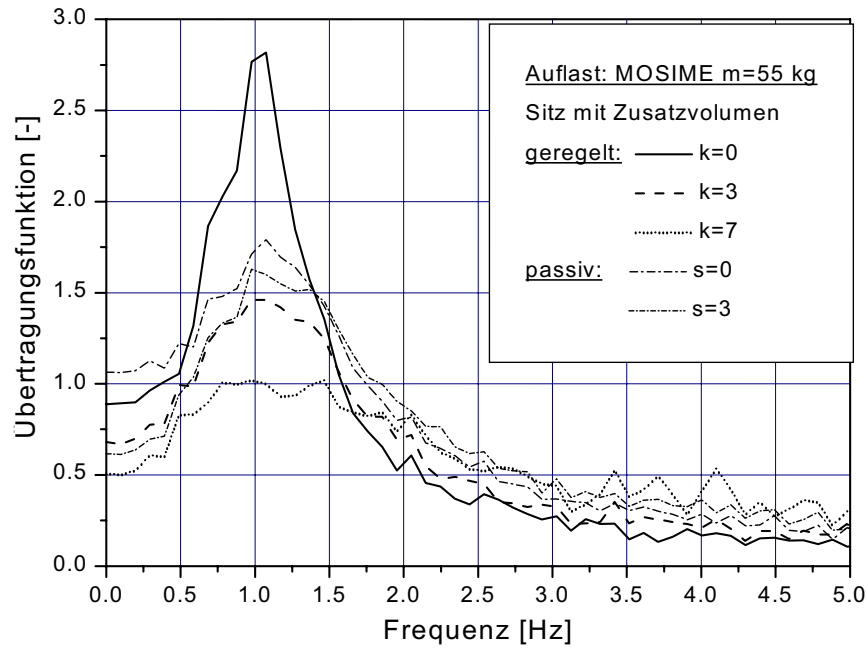


$\sigma$	-	Standardabweichung		
$\tau$	N/mm <sup>2</sup>	Schubspannung	lin	linear
$\omega$	s <sup>-1</sup>	Kreisfrequenz	LuFe, LF	Luftfeder
$\Omega$	s <sup>-1</sup>	Anregungsfrequenz	max	maximal
Indices			mess	Messung
0	Eigen-; Grund-		min	minimal
a	Anstieg-		Ny	Nyquist
adapt	adaptiv		opt	optimal, optimiert
BW	Bouc-Wen		p	isobar
C	Crest		r, rel	Relativ-
D	Dämpfer		Rel	Relative-geregelt
ES	Endstopp (Endanschlag)		S	Spalt, Schalt-
F	Fließ-, Fluid		schwell	Schwellwert
F	Feder		sim	Simulation
Fe	Eisen		Sky	Skyhook-geregelt
G	Gleit-		stat	statisch
H	Haft-		T	tod-
K	Kolben		V	Ventil
L	Lauf-		V	isochor
L	Luft		w	nach ISO2631 bewertet
			W	wirksam

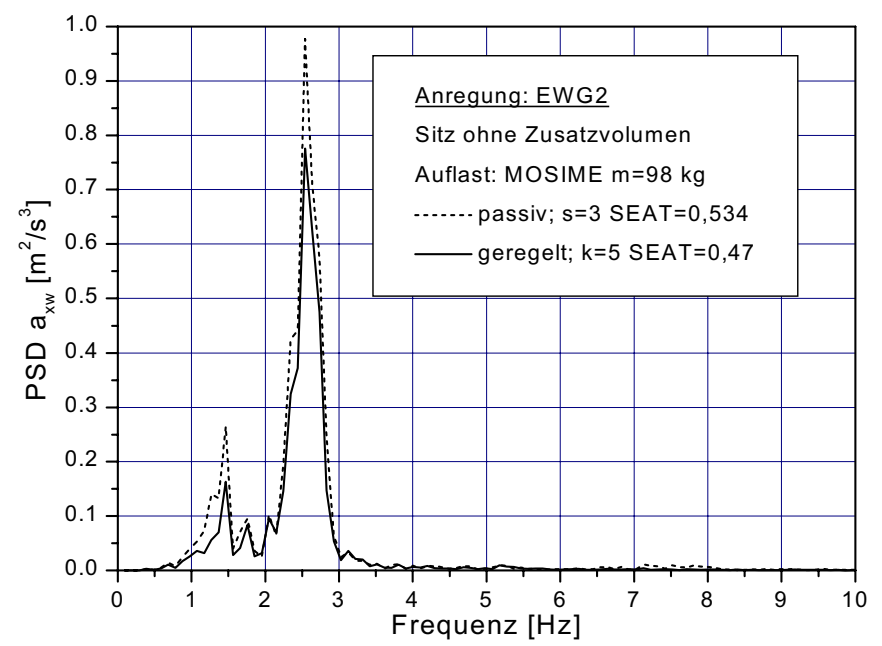
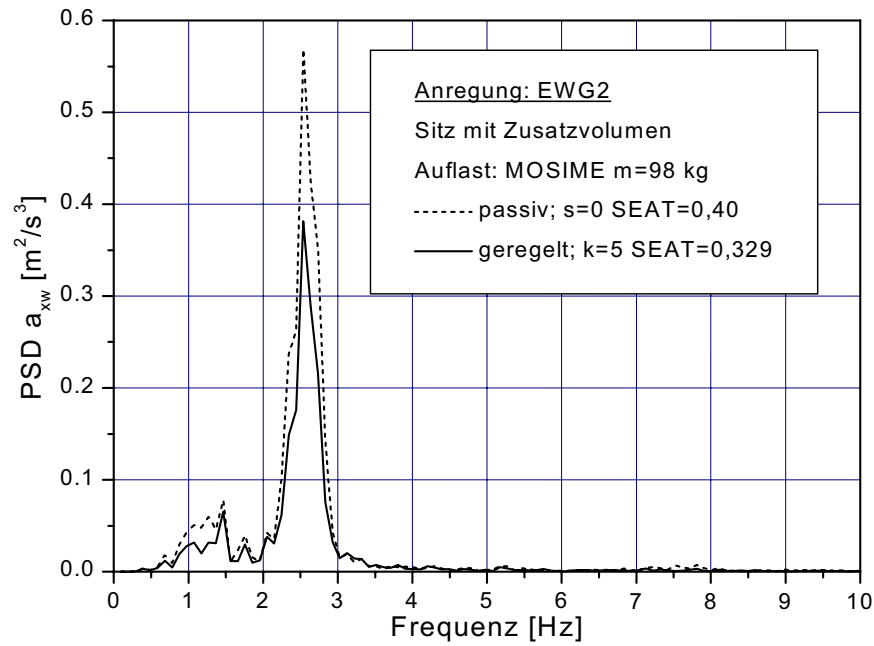
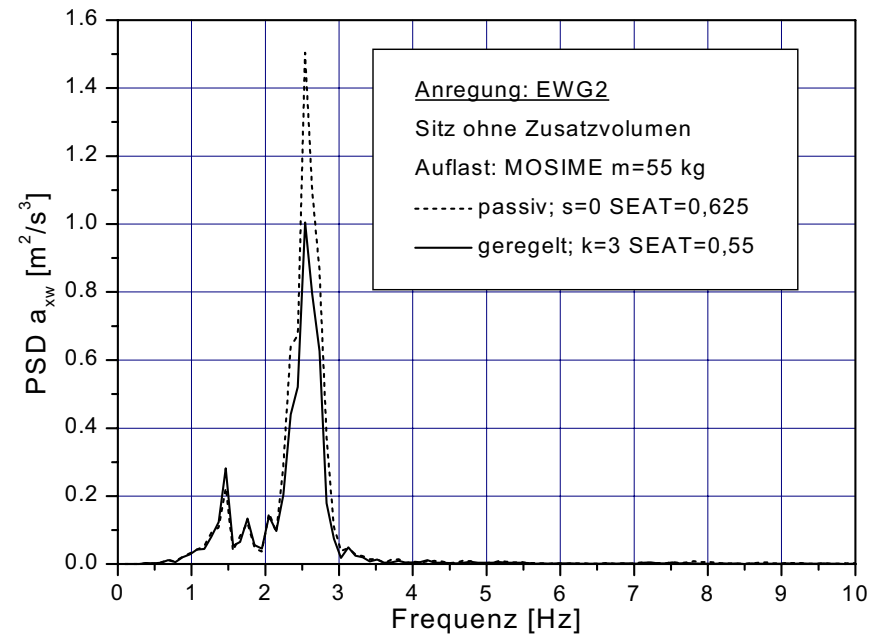
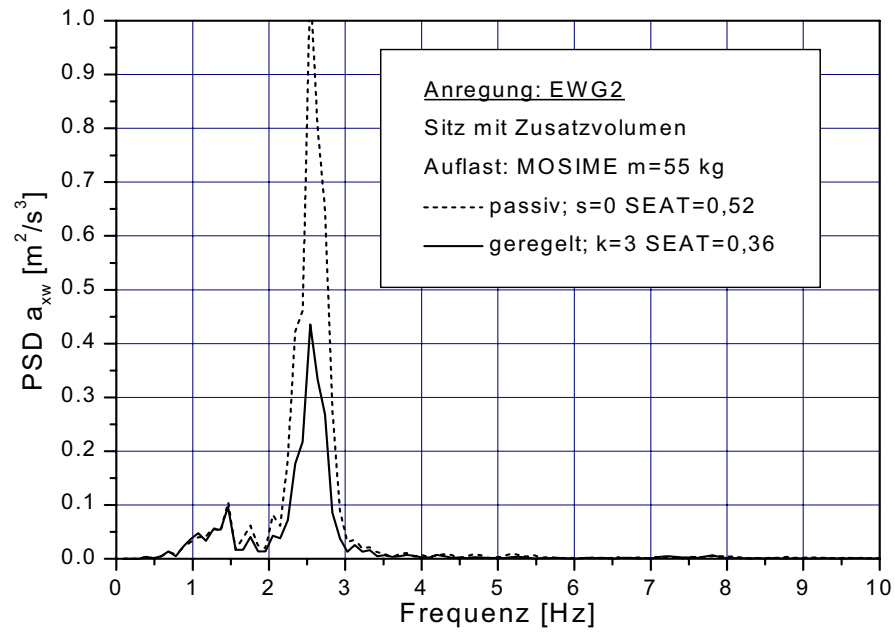
### Allgemeine Abkürzungen

BK	Berufskrankheit
CFD	computerized fluid dynamics
DE	differenzielle Evolutionsstrategie
ER, ERF	elektro-rheologisch, elektro-rheologisches Fluid
GD	geregelte Dämpfung
GKS	Ganzkörperschwingung
HP	Hochpass
JTFA	Joint Time Frequency Analysis
LKW	Lastkraftwagen
MIMO	Multiple Input Multiple Output
MOSIME	Schwingungsdummy - Modell des sitzenden Menschen
MR, MRF	magneto-rheologisch, magneto-rheologisches Fluid
PWM	Pulsweitenmodulation
RMS	Root-Mean-Square, Effektivwert
SEAT	seat effective amplitude transmissibility
SISO	Single-Input Single-Output
SV	Schwingungsverhältnis
TP, LP	Tiefpass
VDV	vibration dose value

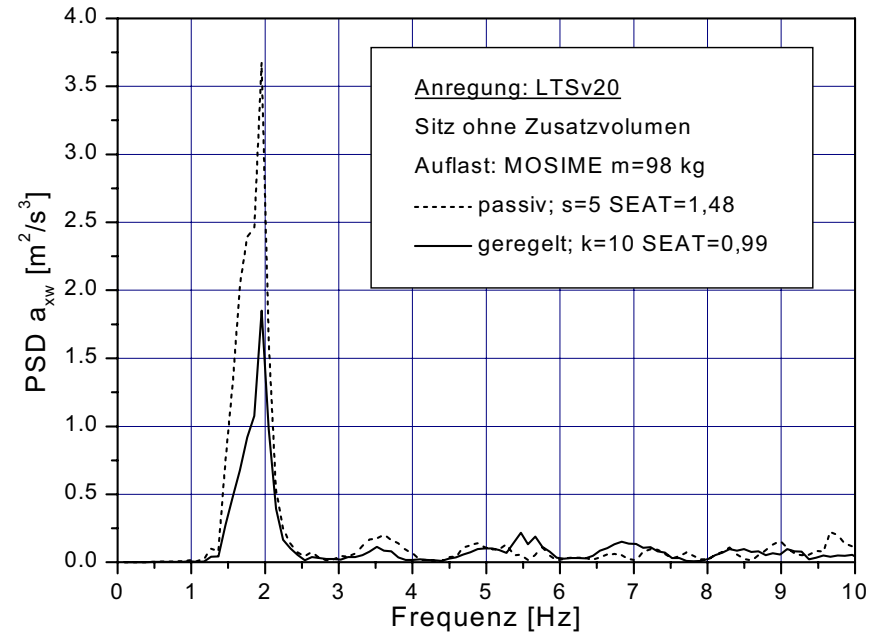
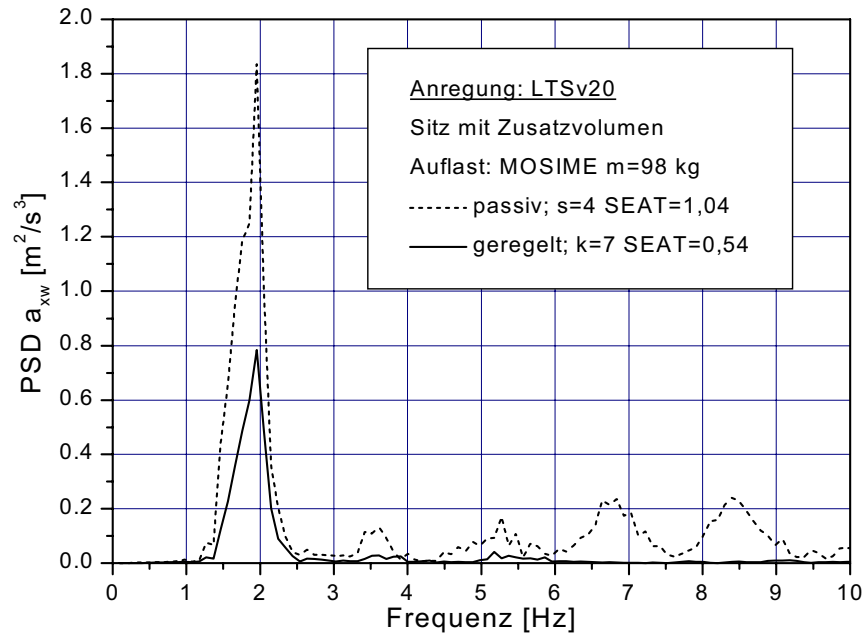
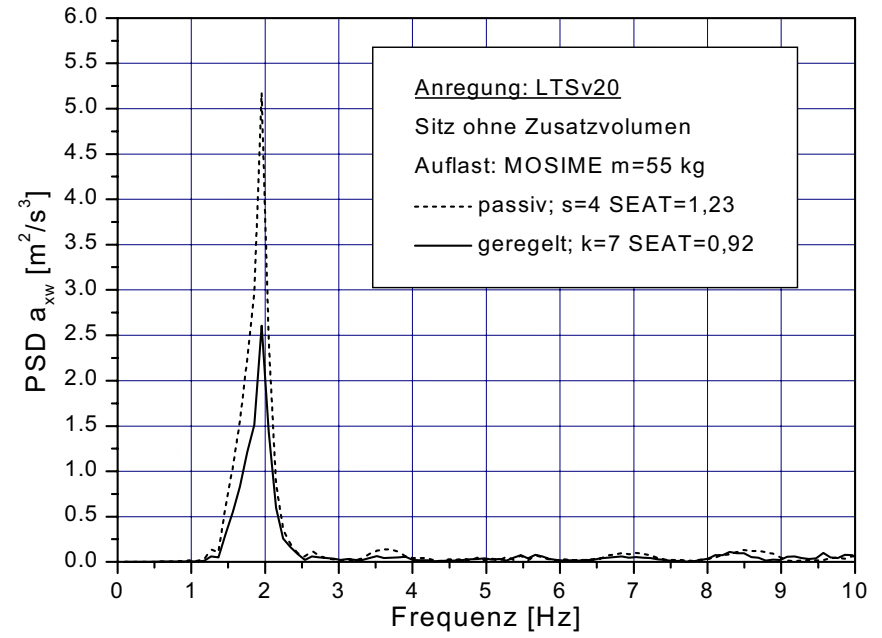
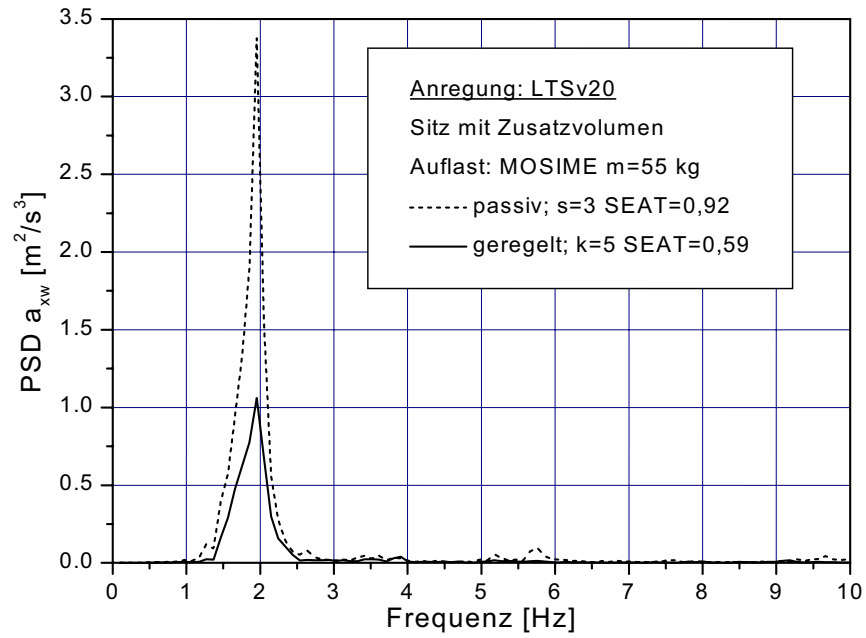
# Übertragungsfunktionen



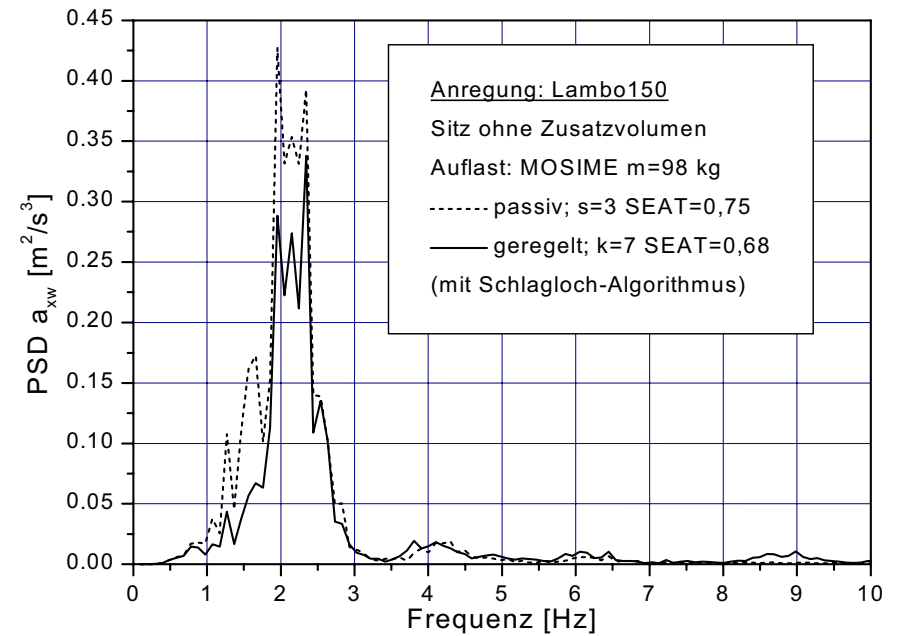
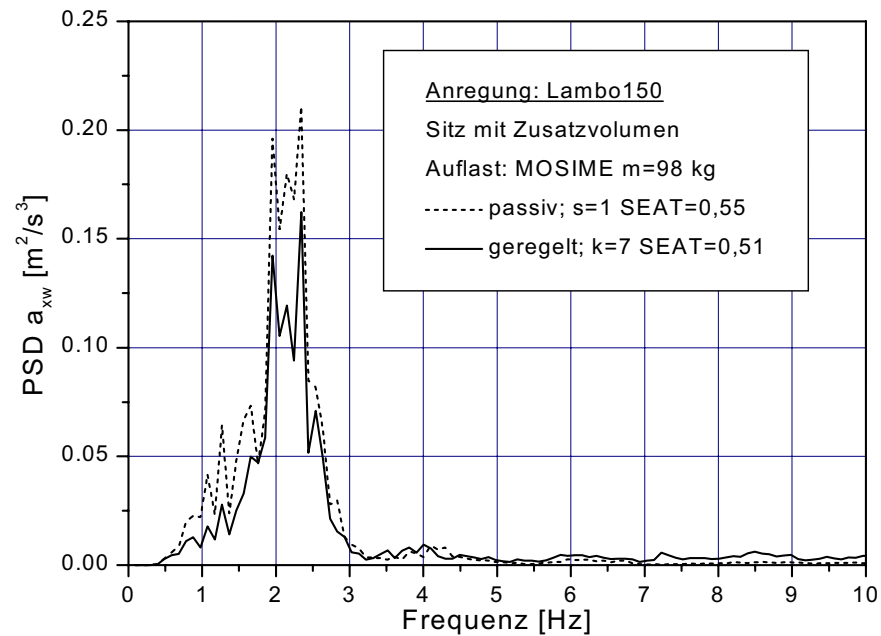
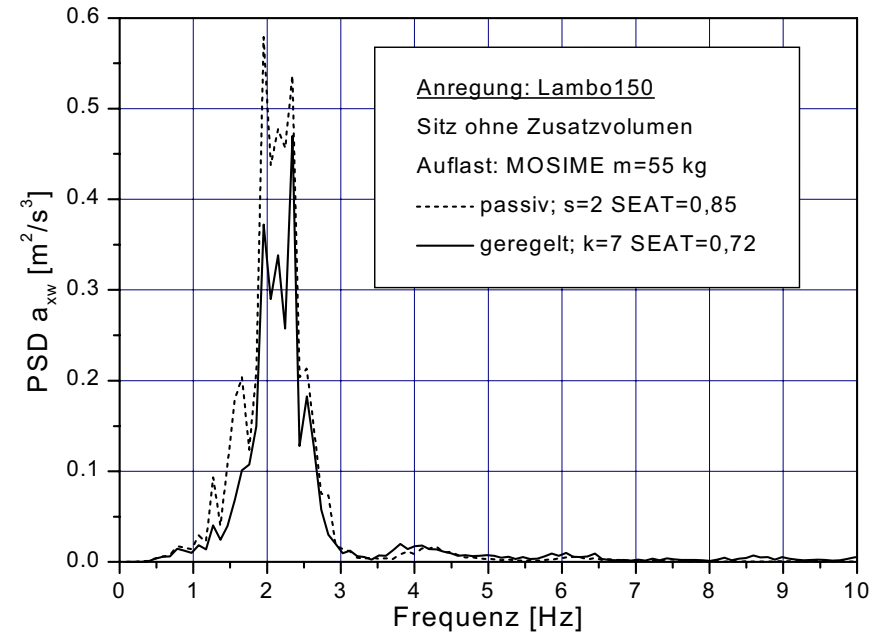
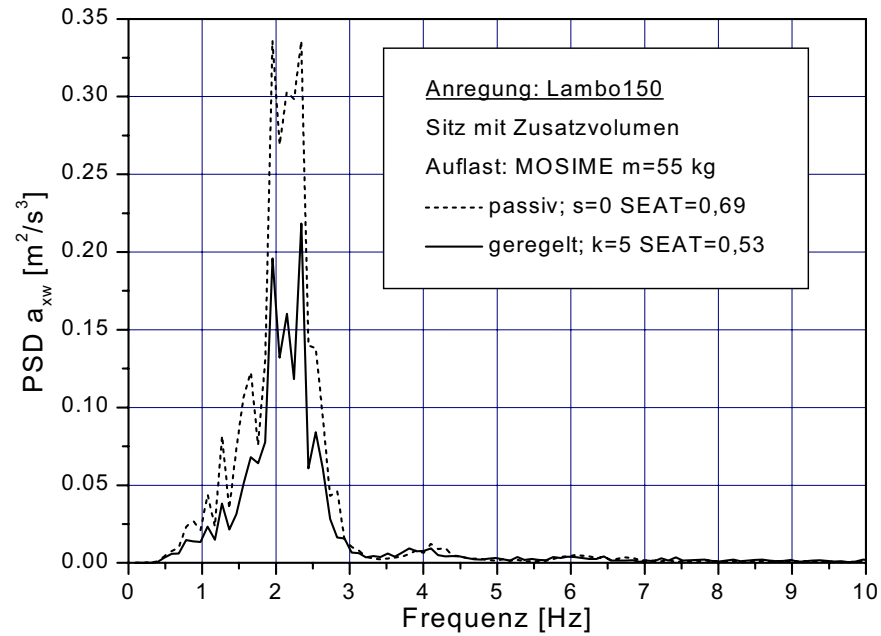
## Anregung EWG2



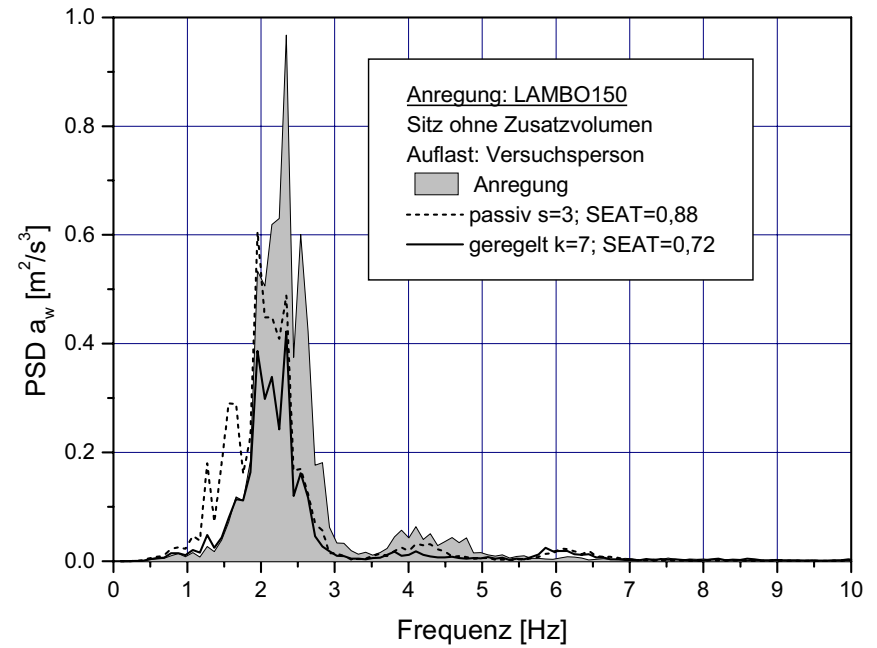
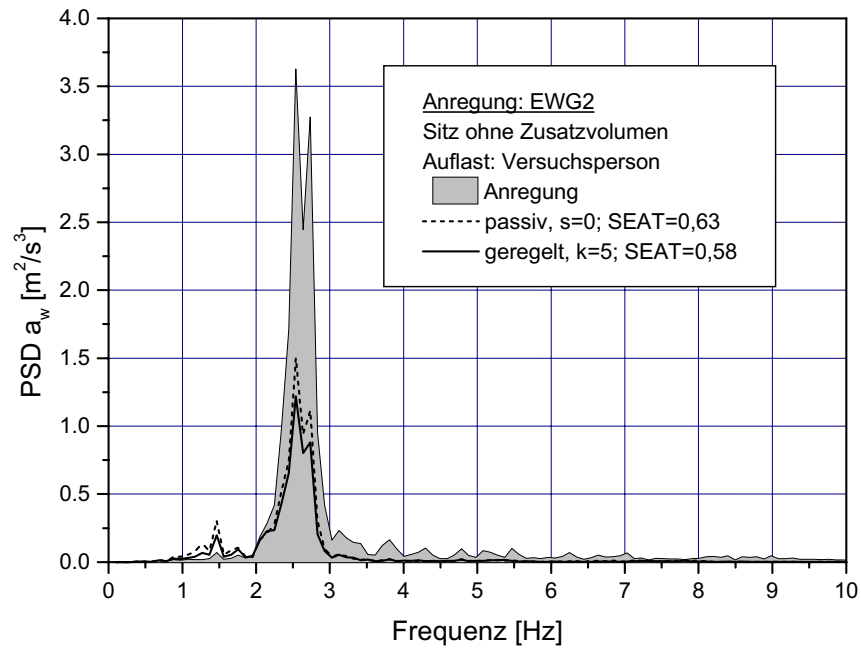
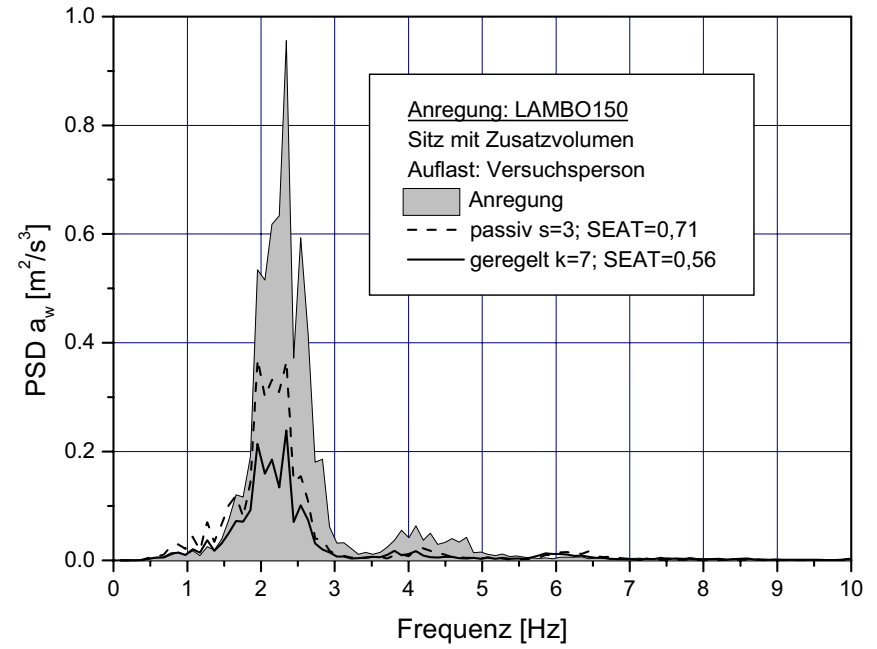
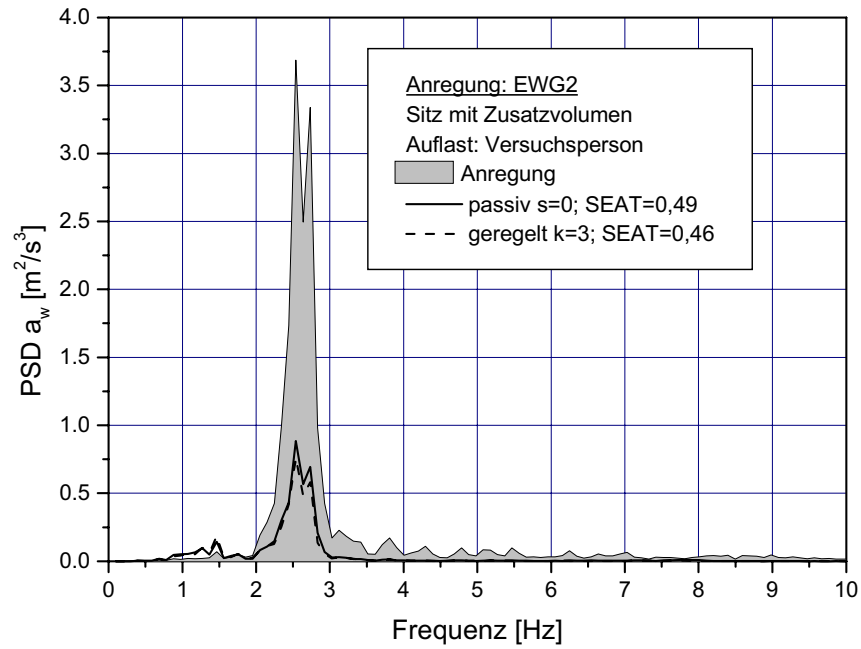
## Anregung LTSv20

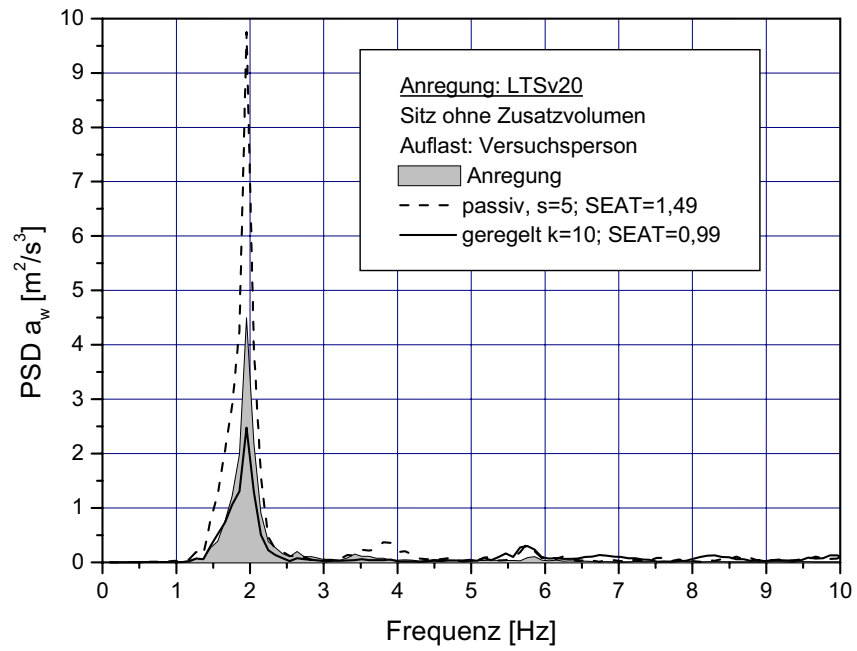
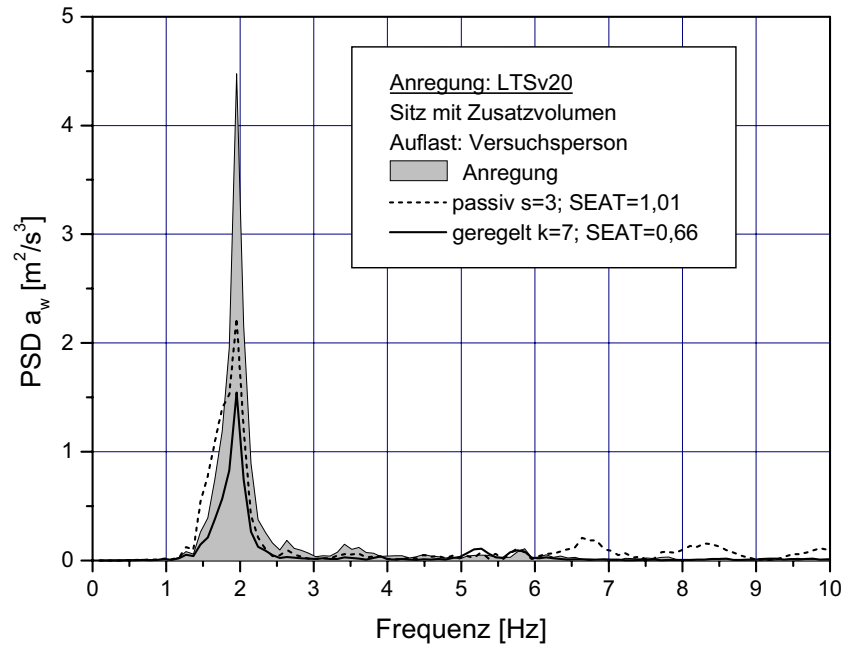


# Anregung: LAMBO150

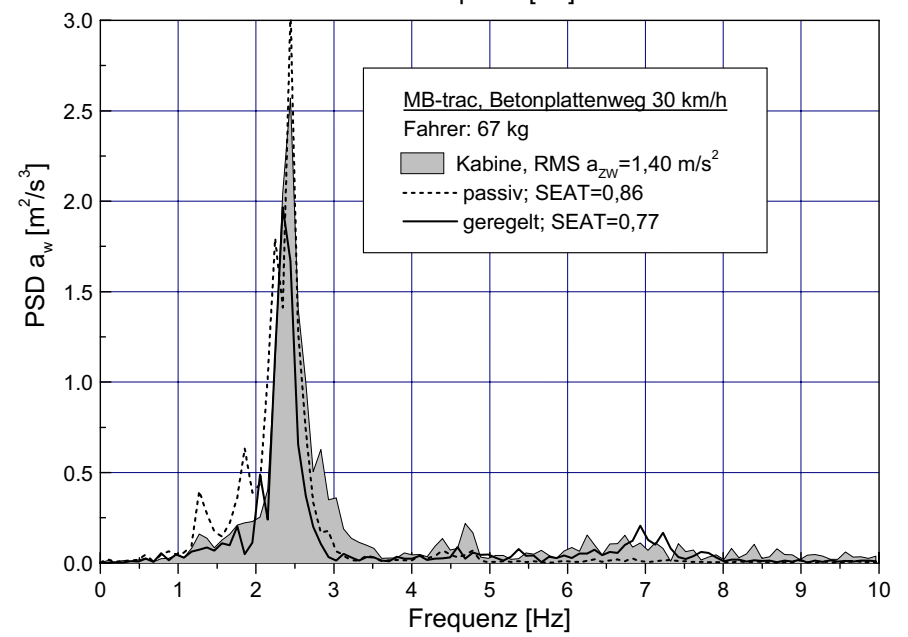
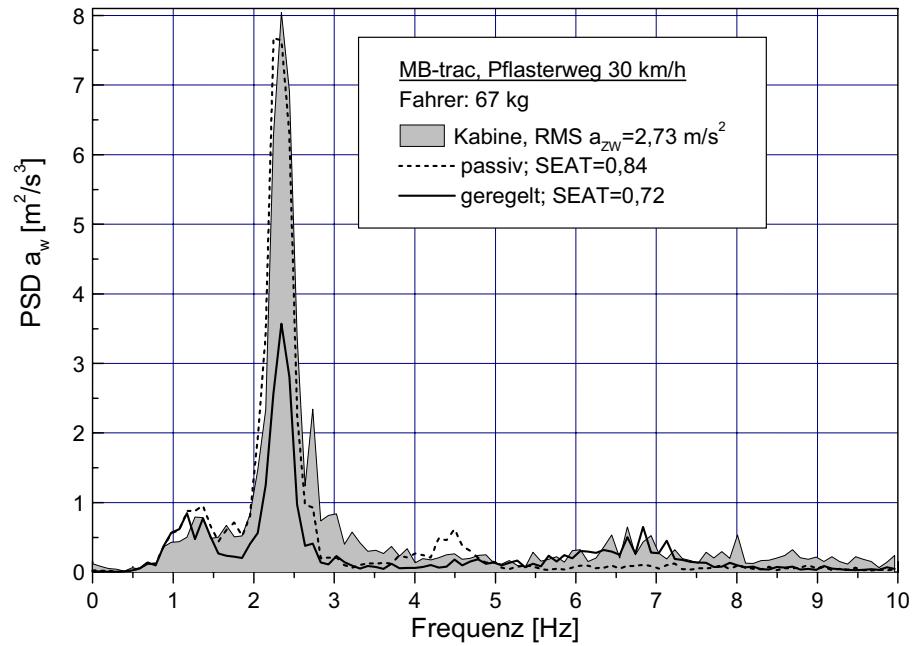
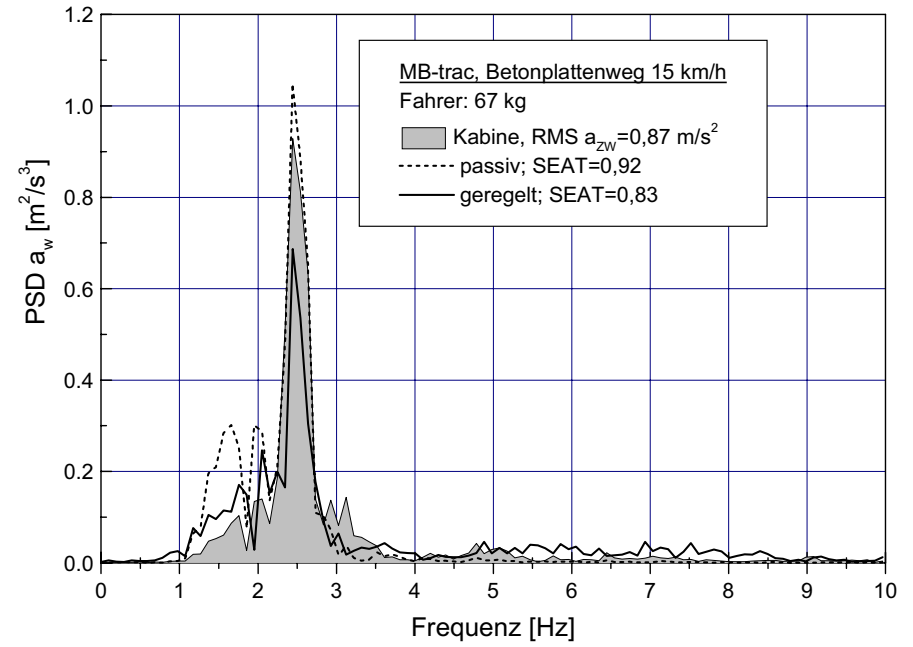
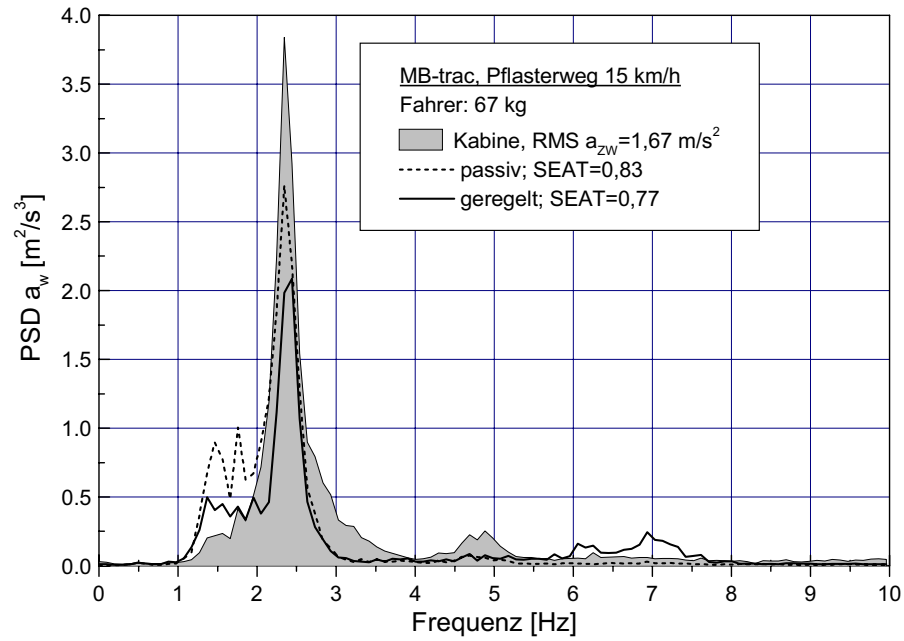


## Sitzbelastung mit Versuchsperson



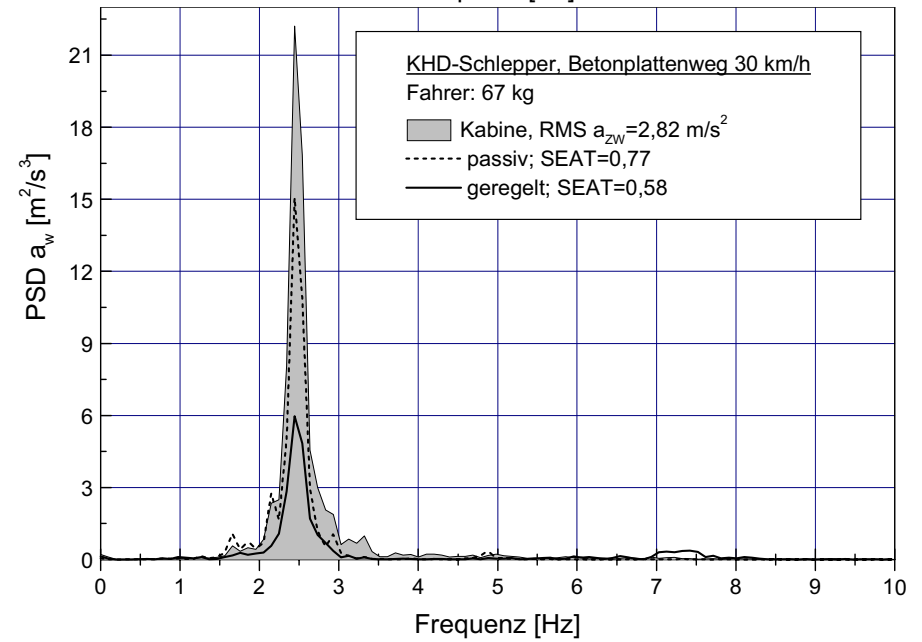
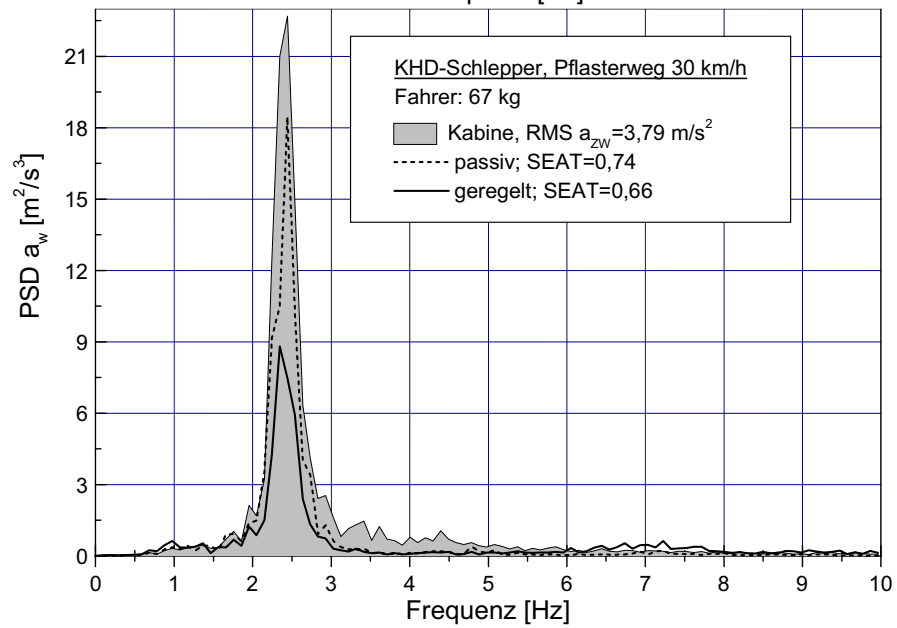
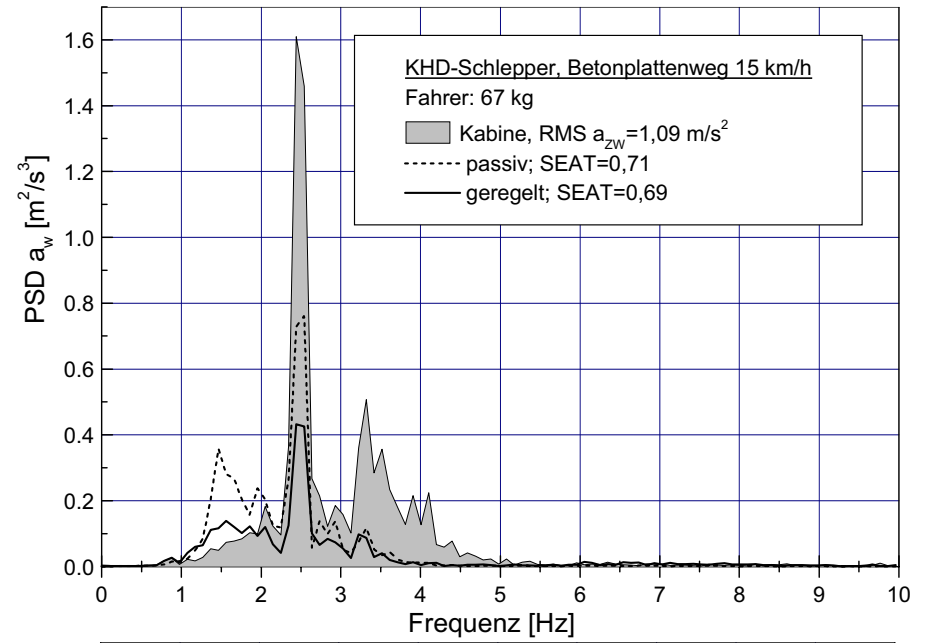
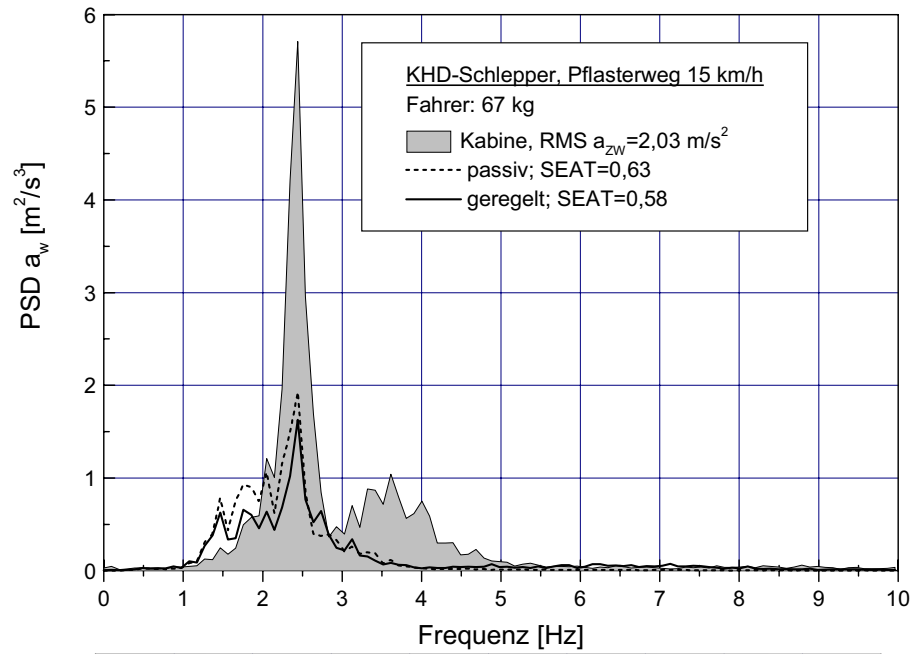


## Fahrversuche - MB-trac





# Fahrversuche - KHD-Schlepper



## Lebenslauf

### Persönliche Daten:

Name: Hauck, Matthias  
Geburtstag: 16. 3.1967  
Geburtsort: München  
Staatsangehörigkeit: deutsch

**Ausbildung:** 1973-1977 Grundschule Icking  
1977-1986 Gymnasium Icking  
1988 Studienbeginn im Fach Soziologie an der Ludwig-Maximilian-Universität, München  
1988-1995 Studium im Fach Maschinenbau/Landtechnik und Baumaschinen an der Technischen Universität Berlin

**Zivildienst:** 10/1986-5/1988 Im Sozialwaisenheim 'Inselhaus', Eurasburg

**Praktika:** 06/1988-08/1988 Grundpraktikum bei Firma Kainz, Geretsried  
04/1991-06/1991 Grundpraktikum bei Firma Speck-Kolbenpumpen, Geretsried  
12/1991-01/1992 Fachpraktikum bei Fa. Vaishu Engg. Industries, Hyderabad-Indien  
08/1994-10/1994 Fachpraktikum bei Fa. Burgmann-Dichtungstechnik, Wolfratshausen

### Berufliche Tätigkeiten:

08/1992-07/1994 Studentische Hilfskraft am Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigungstechnik der TU Berlin  
02/1996-05/2001 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenkonstruktion der TU Berlin

Berlin, Mai 2001