



7. VDI-Tagung

Humanschwingungen 2018

VDI-BERICHTE

Herausgeber: VDI Wissensforum GmbH

7. VDI-Tagung Humanschwingungen 2018

Würzburg, 24.-25. April 2018



VDI-Berichte 2322

Bibliographische Information der Deutschen Bibliothek

Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter www.dnb.de abrufbar.

Bibliographic information published by the Deutsche Bibliothek

(German National Library)

The Deutsche Bibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie (German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at www.dnb.de.

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2018

Alle Rechte vorbehalten, auch das des Nachdruckes, der Wiedergabe (Photokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, auszugsweise oder vollständig.

Der VDI-Bericht, der die Vorträge der Tagung enthält, erscheint als nichtredigierter Manuskriptdruck. Die einzelnen Beiträge geben die auf persönlichen Erkenntnissen beruhenden Ansichten und Erfahrungen der jeweiligen Vortragenden bzw. Autoren wieder.

Printed in Germany.

ISSN 0083-5560

ISBN 978-3-18-092322-2

Inhalt

	Seite
Vorwort	1
Einführungsvorträge	
<i>D. Wittekind, P. Schnabel</i>	Schiffsschwingungen – Ein Überblick 3
<i>R. Happee</i>	Motion Comfort of Automated Driving a Biomechanical Modelling Approach 15
Arbeitsschutz	
<i>M. Köpflj Wicki</i>	Wie viele Arbeitnehmer sind in der Schweiz vibrationsgefährdet? 35
<i>U. Nigmann</i>	Hand-Arm-Vibrationen in Gießereien – Anforderungen, Problemstellungen, Gefährdungsbeurteilungen 43
<i>U. Schober, U. Kaulbars</i>	Fachbericht DIN SPEC 45674 über Kenntnisse zur Durchführung und Bewertung von Humanschwingungs- messungen 49
Hand-Arm-Schwingungen	
<i>U. Kaulbars</i>	Messunsicherheit von Arbeitsplatzmessungen – Orientierungswert für Hand-Arm-Vibration aus Ringversuch 63
<i>F. Pöhler, S. Hanußek</i>	Komfortbewertung von Griffstellenvibrationen – Entwicklung des „Komfortindex“ zur objektiven Bewertung von Einzelstoßereignissen 79
<i>S. Matthiesen, A. Lindenmann, T. Bruchmüller</i>	Anforderungen an ein Messsystem zur Ermittlung der Rotationsimpedanz von Hand-Arm Systemen 91

Gesamtkörpervibrationen in Fahrzeugen

<i>C. Freitag,</i> <i>D. Sayn</i>	Vibrationsexposition bei Aufsitzrasenmähern – Evaluation des Schwingungsmessverfahrens nach DIN EN ISO 5395-1:2014	107
<i>T. Strehlow,</i> <i>H. Oschlies,</i> <i>F. Küçükay,</i> <i>R. Henze,</i> <i>S. Schmidt</i>	Kundenoptimale Querführung beim teilautomatisierten Fahren	117
<i>A. Schwendicke,</i> <i>J. Dou,</i> <i>M. E. Altinsoy</i>	Zeitliche Maskierungseffekte von vertikalen Human- schwingungen – Kurzer Vergleich von Vor- und Nach- maskierung mit einem detaillierteren Blick auf Nachmaskierung	129

Hand-Arm-Schwingungen

<i>G. Fleury</i>	Neue Prüfmethode zur Klassifizierung von Hand- hämmern nach ihrer Schwingungsübertragung	141
<i>T. Schenk</i>	Ein Vorschlag für die Definition von diskreten Stößen, die auf das Hand-Arm-System des Menschen bei der Arbeit mit mechanisierten und nicht mechanisierten Werkzeugen einwirken	155

Gesamtkörpervibrationen in Fahrzeugen

<i>K. Zerle,</i> <i>K. Sepahvand,</i> <i>S. Marburg</i>	Bewertung des Schwingungsdosiswertes und Fahrkomfort im PKW unter Unsicherheiten	173
<i>M. Kremb,</i> <i>C. von Holst,</i> <i>C. Oberhaus</i>	Relevanz zusätzlicher Bewertungsverfahren nach ISO 2631-1 bei der Beurteilung der Schwingungsexposition in Traktoren	189

Experimentelle & numerische Verfahren

<i>A. Siefert,</i> <i>J. Hofmann</i>	Einbindung Aktiver Rumpfmuskulatur in ein FE Modell zur Analyse von Humanschwingungen	209
<i>J. Keiner,</i> <i>L. Vollmann</i>	Dynamische Druckverteilungsmessungen zur Komfortbewertung	225
<i>A. Veeraraghavan,</i> <i>Y. Lu,</i> <i>J. Hofmann,</i> <i>A. Siefert</i>	Numerische Methode zur kombinierten Analyse von Sitz- und Ridekomfort	237
<i>R. Rosenkranz,</i> <i>E. Altinsoy,</i> <i>S. Gruschwitz,</i> <i>D. Schecker</i>	Nutzung von Wahrnehmungsmerkmalen für die Beurteilung von Humanschwingungen – Wahrnehmungsmerkmale können als Grundlage für die systematische Beurteilung und Gestaltung von Ganzkörperschwingungen dienen	253
<i>S. Lück,</i> <i>R. Naumann,</i> <i>M. Hermanski</i>	Experimentelle und simulationsgestützte Komfortuntersuchungen an einem elektrischen Rollstuhl	265

Minderungsmaßnahmen

<i>C. Genau</i>	Das neue PFERD-Werkzeugsystem als Alternative zu Schruppscheiben	281
<i>K. Krivenkov, H. Wittmann</i>	Isolation von lateralen und longitudinalen Schwingungen in gefederten Fahrersitzen von Nutzfahrzeugen: Herausforderungen und Potentiale	289
<i>J. Bokemeyer</i>	Aktive Pneumatiklagerung für Fahrzeugsitze	299
<i>O. Mönnich, H. Lehr, J. Maas</i>	Aktive Vibrationsminderung für einen handgeführten Linearschwingantrieb	309

Poster

<i>D. Sayn, C. Böser</i>	Vergleich der Anregungssignale aus der Sitzprüfung für Flurförderzeuge (Gabelstapler) mit aktuellen Praxis-messungen	319
------------------------------	--	-----

Vorwort

Menschen sind im Verkehr und am Arbeitsplatz in erheblichem Maße mechanischen Schwingungen verschiedenster Art ausgesetzt. Die Auswirkungen reichen von Komfort- und Leistungseinbußen bis hin zu gesundheitlichen Beeinträchtigungen. Um die große Bandbreite der Folgen in nahezu allen Industriezweigen zu erfassen, bedarf es einer interdisziplinären Herangehensweise. Die VDI-Tagung „Humanschwingungen“ bietet hierfür seit vielen Jahren eine erstklassige Plattform für Experten, die sich seitens der Industrie, aus dem behördlichen und arbeitswissenschaftlichen wie medizinischen Umfeld mit dem Thema „Humanschwingungen“ beschäftigen und den Austausch suchen.

Um Schwingungen bzw. Vibrationen im Automotive-Umfeld, bei der Bahn, in der Luft- und Schifffahrt sowie in mobilen Arbeitsmaschinen und bei handgehaltenen Maschinen zu mindern, gibt es verschiedene Möglichkeiten wie z.B. durch die numerische Simulation und den Einsatz von Dummys. Somit lassen sich die Folgen auf den ganzen Körper des Menschen und / oder den Hand-Arm-Apparat berechnen und Lösungen ableiten. Der Gesetzgeber sieht außerdem diverse Richtlinien zum Arbeitsschutz vor, die den Arbeitgeber dabei unterstützen, die Folgen durch mechanische Schwingungen bei Mitarbeitern möglichst gering zu halten. Das Spannungsfeld bleibt dennoch gewaltig. Weiterentwicklungen tun Not wie u.a. in den Bereichen Prävention, technische Möglichkeiten zur Schwingungsminimierung, Ermittlungen der Belastungen an Arbeitsplätzen, Unterweisungen oder arbeitsmedizinische Vorsorge.

Die 7. VDI-Tagung möchte erneut zum intensiven Diskurs beitragen.

Herzliche Grüße

Im Namen des Programmausschusses



Prof. Dr.-Ing. Horst Peter Wölfel (Tagungsleitung)

Programmausschuss

Dr.-Ing. Thorsten Breittfeld, *Daimler AG, Sindelfingen*

Prof. Dr.-Ing. Ralph Bruder, *TU Darmstadt*

Peter Frener, *Berufsgenossenschaft Holz und Metall, Düsseldorf*

Dipl.-Ing. Gerald Hilpert, *VDI-Gesellschaft GPP, Düsseldorf*

Dr.-Ing. Christian von Holst, *John Deere GmbH & Co. KG, Mannheim*

Dr.-Ing. Jürgen Hoffmann, *Andreas Stihl AG & Co. KG, Waiblingen*

Prof. Dr.-Ing. Frank Janser, *FH Aachen, FB Luft und Raumfahrttechnik*

Dipl.-Ing. Uwe Kaulbars, *Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung – IFA, Sankt Augustin*

Dipl.-Ing. Lutz Meyer, *ISRINGHAUSEN GmbH & Co. KG, Lemgo*

Dr. Detlev Mohr, *Landesamt für Arbeitsschutz, Verbraucherschutz und Gesundheit des Landes Brandenburg (LAS), Potsdam*

Dr.-Ing. Hendrik Schläper, *K+S Aktiengesellschaft, Kassel*

Dr.-Ing. Alexander Siefert, *M. Sc., Wölfel Engineering GmbH + Co. KG, Höchberg*

Dipl.-Ing. Hubert Wittmann, *Grammer AG, Kümmersbruck*

Dr.-Ing. Martin Zornemann, *Volkswagen AG, Wolfsburg*

Wir bedanken uns bei den ideellen Mitträgern

- Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung – (IFA)
- Normenausschuss Akustik, Lärminderung und Schwingungstechnik (NALS) im DIN und VDI
- Verband für Sicherheit, Gesundheit und Umweltschutz bei der Arbeit e.V. (VDSI)

Schiffsschwingungen

Ein Überblick

Ship vibrations

An overview

Dr.-Ing. **Dietrich Wittekind**, Paul **Schnabel**, M.Sc.,
DW-ShipConsult GmbH, Schwentinental

Abstract

In modern ship operations the focus on comfort of passengers and crew steadily increases, raising the awareness for ship vibrations and their impact on human beings. Furthermore, when it comes to the integrity of a ships' structure, vibrations cannot be neglected.

In this paper ship vibrations are categorized and their sources and causes described. The impact of each vibration category on human beings is reviewed. Actual regulations and specifications concerning ship vibrations are presented. As a demonstrative example the impact of propeller cavitation and possible mitigation measures are presented.

Ship vibrations are important to consider in design and construction process of shipbuilding. Typically, costs and vibration minimization are counteracting factors. Requirements, standards and specifications were found to develop quite dynamically.

It is concluded, that further research is urgently required, especially concerning cost-effective vibration mitigation measures as well as minimization of propeller cavitation and its consequences.

1. Einleitung

Aktuell operieren etwa 60.000 – 70.000 Seeschiffe weltweit mit einem Personalaufkommen von ca. 1,7 Mio. Seeleuten (Stand 2015 [1]). Der überwiegende Teil der seegehenden Schiffe kann den Kategorien Tanker, Massengutfrachter und Mehrzweckschiffe zugeordnet werden. Typischerweise werden diese Schiffstypen als „Einschrauber“ konstruiert, mit einem Propeller und einer Hauptmaschine als Antriebsstrang.

Im Schiffbau verschiebt sich der Fokus in den letzten Jahren verstärkt auf Schiffsakustik und –vibrationen. Die Auswirkungen der Schiffsschwingungen auf Personen an Bord werden erkannt und evaluiert. Dadurch gewinnen bekannte und innovative Gegenmaßnahmen immer mehr an Einfluss auf das Schiffsdesign.

2. Ursachen und Schwingungsquellen

Die Hauptursachen für Schiffsschwingungen sind Seegang, durch den Propeller hervorgerufene Schub- und Druckschwankungen sowie freie Kräfte und Momente der Hauptmaschine (hauptsächlich bei langsam laufenden 2-Takt Maschinen). Häufig kommt es zu lokalen Schwingungsüberhöhungen durch Resonanzanregung der Schiffsstruktur. Auch Schwingungen des gesamten Deckshauses sowie des Abgassystems (Schornstein) sind eine übliche Herausforderung. Die typischen

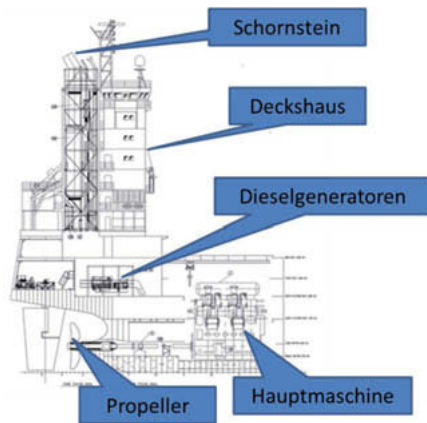


Bild 1: Schwingungskritische Elemente an Bord.

Problemquellen an Bord sind in Bild 1 dargestellt. Der Schiffbauer befindet sich dabei in einem Entwurfskonflikt, da Bemühungen um niedrige Schwingungspegel gewöhnlich einer Kostenminimierung bei Bau und Betrieb entgegen wirken.

Schiffspropeller haben in der Regel 4 – 6 Flügel, können bis etwa 10 m Durchmesser aufweisen und bis ca. 100 t (Bronze) wiegen. Bei üblichen Drehzahlen von 60 – 150 1/min können sie bis ca. 6 MN Schub aufbringen. Größere Schiffe werden über eine langsam laufende Hauptmaschine (< 500 1/min) angetrieben, welche ohne Getriebe oder Kupplung über eine Wellenanlage direkt auf den Propeller wirkt. Bei 4 – 14 Zylindern und Gesamtmassen bis ca. 3000 t können bis zu 100.000 PS Leistung abgegeben werden. Kleinere Schiffe werden über Mittelschnellläufer (< 1000 1/min) mit Getriebe angetrieben. Bei Maschinenmassen bis 150 t werden Leistungen bis ca. 20.000 PS erreicht. Dieser Typ wird unter anderem auch als Generatorantrieb eingesetzt, z.B bei diesel-elektrisch angetriebenen Kreuzfahrtschiffen oder als Generatorantrieb auf Frachtschiffen.

3. Kategorisierung

Schiffsschwingungen werden in die Kategorien Bewegungen, Vibrationen und Lärm eingeteilt. Bild 2 gibt einen Überblick über die entsprechenden Frequenzbereiche, wobei die Grenzen fließend sind. Außerdem sind Frequenzen verschiedener Schiffselemente mit den jeweiligen typischen anregenden Frequenzen oder Eigenfrequenzen dargestellt.

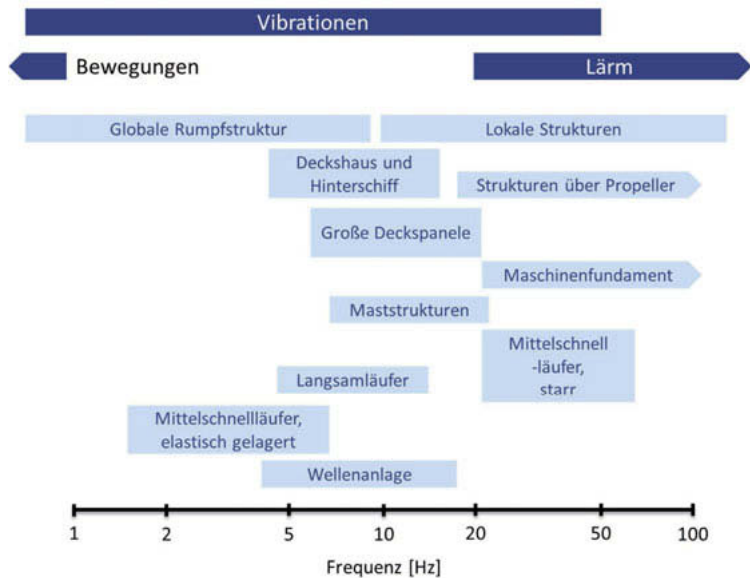


Bild 2: Einteilung der Schiffsschwingungen und typische Frequenzbereiche von Elementen an Bord [2].

4. Starrkörperschwingungen

Bei der Betrachtung von Starrkörperschwingungen wird der Schiffskörper als in sich starr angenommen. Von den 3 translatorischen und 3 rotatorischen Freiheitsgraden sind die dominantesten in Bild 3 dargestellt. Starrkörperschwingungen werden durch den Seegang angeregt. Angeregte Frequenzen reichen von etwa 0,01 Hz in ruhiger See bis etwa 1,5 Hz in schwerer

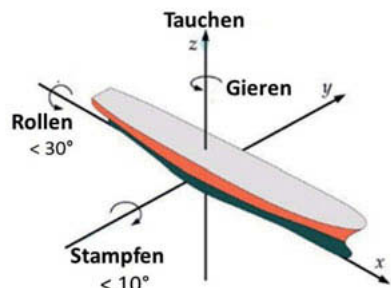


Bild 2: Dominante Freiheitsgrade der Starrkörperschwingungen von Seeschiffen [3].

See. Analog ergeben sich resultierende Beschleunigungen von etwa $0,005 \text{ m/s}^2$ in ruhiger See bis etwa 1 m/s^2 in schwerer See. Die Charakteristiken der Starrkörperschwingungen sind neben den Seegangseigenschaften abhängig von der betrachteten Position an Bord.

4.1. Auswirkungen auf den Menschen

Die Kinetose (Seekrankheit) hängt direkt mit den Starrkörperschwingungen eines Schiffes zusammen. Sie tritt überwiegend bei Frequenzen von $0,1 \text{ Hz}$ bis $0,5 \text{ Hz}$ auf. Mit steigender Frequenz sinkt die Inzidenz. Seekrankheit kann sich in Symptomen von Schwindelgefühl, Kopfschmerzen, Übelkeit, Erbrechen und allgemein einer (hohen) Beeinträchtigung der Arbeitskraft äußern. Forschung auf diesem Gebiet ist dünn gesät. Eine Einteilung der Erträglichkeit von Seekrankheit in Abhängigkeit der Schwingungscharakteristika ist in Bild 4 dargestellt.

Schwierig ist die Bewertung auch, weil die individuelle Empfindlichkeit breit streut. So gibt es Menschen, die nie seekrank werden, solche, bei denen sich die Seekrankheit schnell an Bord verliert und solchen, die immer seekrank werden.

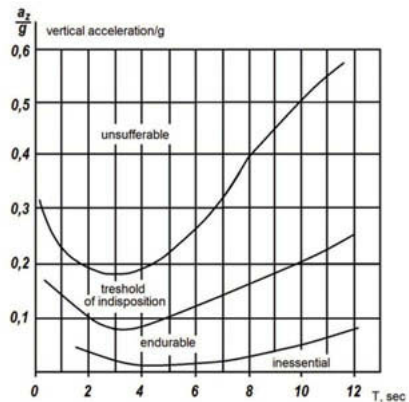


Bild 3: Diagramm von St. Denice: Bewertung der Erträglichkeit von Seekrankheit in Abhängigkeit von vertikaler Beschleunigung und Schwingungsperiode [5].

4.2. Regularien

Aktuell finden sich nur wenige Betrachtungen bezüglich Starrkörperschwingungen und Seekrankheit in nationalen und internationalen Regularien. Die internationale Norm ISO 2631 basiert statistisch auf sinus-förmiger Vertikalbewegung und gibt Richtlinien bezüglich Beschleunigung und Frequenz vor, nach denen Seekrankheit ab gewissen Einwirkzeiten zu erwarten ist. Es werden keine Grenzwerte vorgegeben. Die britische Norm BS 6841 beschreibt die Inzidenz von Seekrankheit über den Dosis-Parameter „Motion Sickness Dose Value“ (MSDV). Auch dieser Standard gibt nur Richtwerte statt Grenzwerten vor.

5. Vibrationen

Als Vibrationen werden typischerweise Schwingungen mit Frequenzen zwischen 0,5 Hz und 80 Hz bezeichnet. Hierzu lassen sich auch die Rumpfschwingungen zuordnen, deren Frequenzbereich bei etwa 0,5 Hz bis 10 Hz liegt. Bild 5 zeigt die ersten beiden Schwingungsmoden eines Schiffsrumpfes.

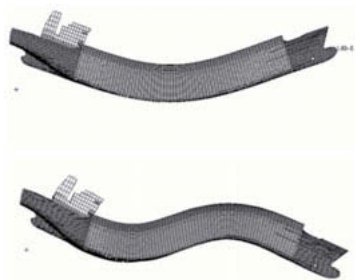


Bild 4: Überhöhte Darstellung der ersten beiden Schwingungsmoden eines FEM-Rumpfmmodels [4].

Mögliche Ursachen für solche Rumpfschwingungen sind Whipping und Springing: Whipping bezeichnet das „Aufpeitschen“ der Rumpfsenden, oftmals durch das Schlagen des Bugs in eine Welle (slamming) in schwerer See. Springing bezeichnet Rumpfbewegungen welche von durchlaufenden Wellen erregt werden. Die Maschine und der Propeller samt Wellenanlage regen sowohl Rumpfschwingungen als auch höherfrequente Vibrationen an.

5.1. Auswirkungen auf den Menschen

Die Körperposition einer Person (Stehen, Sitzen, Liegen) an Bord während einer Exposition hat einen signifikanten Einfluss auf die Auswirkung der Vibrationseinwirkung. Gesundheitliche Auswirkungen können Müdigkeit, Schlafstörungen, Rückenschmerzen, Konzentrationsstörungen und Verringerung der Reaktionszeit sein. Oftmals hängt die Auswirkung auf menschliche Organe davon ab, ob die Anregung die Resonanzfrequenzen des Organs trifft. Typische Resonanzfrequenzen sind in Tabelle 1 aufgezählt.

Tabelle 1: Resonanzfrequenzen des menschlichen Körpers bei vertikaler Anregung [3].

Resonanzfrequenz [Hz] (vertikale Vibrationen)	Körperteil
2 – 6	Wirbelsäule
3 – 7	Thorax
4 – 8	Herz
4 – 9	Becken, abdominale und thorakale Organe
20 – 30	Kopf

5.2. Regularien

Die neue internationale Norm ISO 20283 beschäftigt sich speziell mit den Vibrationen auf Schiffen und bezieht sich auf Frequenzen von 1 – 80 Hz. Sie gibt Richtwerte für Maximalwerte vor. Dabei wird der gewichtete Effektivwert der Vibrationen betrachtet und eine Bewertung von Pegelspitzen vernachlässigt. Die Gewichtung von Beschleunigungs- und Geschwindigkeitspegeln erfolgt über die Frequenz und orientiert sich nach dem menschlichen Empfinden (siehe Bild 6). Es werden unterschiedliche Richtwerte für verschiedene Bereiche an Bord, beispielsweise Büros, Kabinen oder offene Decks, aufgeführt.

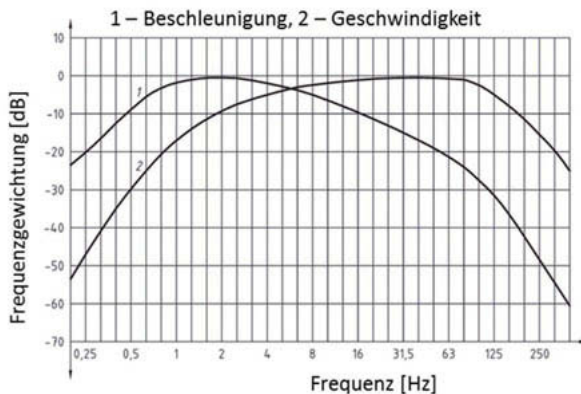


Bild 6: Gewichtungsfunktionen[4].

Die Richtwerte der ISO 20283 sind von den Klassifikationsgesellschaften in die als „Comfort Criteria“ bezeichneten Bauvorschriften übernommen und teilweise verschärft worden. Sie gelten hier als einzuhaltende Grenzwerte. Eine Übersicht von Vibrationsanforderungen verschiedener Klassifikationsvorschriften ist in Bild 7 dargestellt. Zusätzlich zu den Anforderungen der Klasse werden auf Wunsch des Eigners erheblich geringere Pegel in den Bauverträgen gefordert.

COMPARISONS OF COMFORT CRITERIA FOR VIBRATION

Class	Class notation	Vibration criteria
ABS (2001)	Maximum weighed r.m.s. acceleration level according to frequency weighing based on BS6841 (1987) in 0.5 – 80 Hz	
	COMF: for passenger comfort	$a_w = 0.315 \text{ m/s}^2$
	COMF+: for passenger comfort	$a_w = 0.2 \text{ m/s}^2$
	HAB: for crew habitability	$a_w = 0.4 \text{ m/s}^2$
	HAB+: for crew habitability	$a_w = 0.315 \text{ m/s}^2$
BV (2005)	Overall frequency-weighted r.m.s. velocity (mm/s) values from 1Hz to 80Hz	
	COMF-VIB 1 on passenger ships	$v_w = 1.7 \text{ mm/s}$ for top level cabins
	COMF-VIB 1 on cargo ships	$v_w = 3 \text{ mm/s}$ for cabins
DNV (2003)	Vibration velocity level in mm/s peak for single frequency components in 1-100Hz	
	COMF-V (1) for cabins on passenger ships	$a = 47.1 \text{ mm/s}^2$ (1-5Hz) $v = 1.5 \text{ mm/s}$ (5-100Hz)
	COMF-V (1) for cabins on cargo ships	$a = 78.5 \text{ mm/s}^2$ (1-5Hz) $v = 2.5 \text{ mm/s}$ (5-100Hz)
GL (2004)	Overall frequency-weighted r.m.s. value from 1Hz to 80Hz	
	GL-HC ($h_{c_{pass}}=E$) on passenger ships ($V \leq 25 \text{ kn}$)	$v_w = 0.8 \text{ mm/s}$ for first-class cabins $v_w = 1.2 \text{ mm/s}$ for crew cabins
LR(2004)	Overall frequency-weighted r.m.s. velocity values from 1Hz to 80Hz	
	PAC 1 on passenger ships	$v_w = 1.5 \text{ mm/s}$ for superior cabins
	CAC on cargo ships	$v_w = 3.5 \text{ mm/s}$ for crew accommodation
RINA (2004)	0 - peak value of harmonic components of structural velocity from 1 to 100Hz	
	COMF-VIB A	$v = 1.0 \text{ mm/s}$ for suite in passenger spaces $v = 2.0 \text{ mm/s}$ for crew cabins

Bild 7: Vibrationsanforderungen der "Comfort Classes" verschiedener Klassifikationsgesellschaften [5].

Auch die ISO 2631 behandelt Vibrationen und die Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen, jedoch nicht ausschließlich auf den Schiffbau bezogen. Bezogen auf das menschliche Befinden und die Expositionsdauer gibt sie Richtwerte für die Beschleunigung vor (siehe Tabelle 2).

Tabelle 2: Abschätzung des menschlichen Befindens durch ISO 2631.

Beschleunigung [m/s ²]	Befinden
< 0,315	nicht unbequem
0,315 – 0,63	ein bisschen unbequem
0,5 – 1	ziemlich unbequem
0,8 – 1,6	unbequem
1,25 – 2,5	sehr unbequem
> 2	äußerst unbequem

6. Beispiel Propeller

Als eine typische Ursache für Vibrationsprobleme an Schiffen wird der Propeller näher betrachtet. Eine zentrale Ursache für propellererregte Vibrationen ist Kavitation (Dampfbildung bei Unterschreitung des Dampfdrucks des Wassers in Unterdruckgebieten). Sie lässt sich unter anderen in Blattspitzen-, Schicht- und Nabenkavitation untergliedern (Bild 9). Dominierend bei der Anregung von Vibrationen im Schiffsrumpf ist die Schichtkavitation: Die Geschwindigkeitsverteilung des Nachstroms hinter dem Totholz (vor dem Propeller) begünstigt die Bildung von Kavitation im oberen Quadranten des Propellerkreises. In diesem Bereich kann Schichtkavitation schlagartig über große Bereiche der Saugseite eines Propellerflügels auftreten. Die entstehenden Druckimpulse können Kräfte von mehreren Tonnen auf die Schiffshaut eintragen. Kavitation wirkt zusätzlich zu den Druckschwankungen, welche durch das Wasser infolge der Druckdifferenz von Saug- und Druckseite der Propellerblätter mit der Blattfrequenz auf die darüber liegende Schiffshaut übertragen wird (Bild 8).

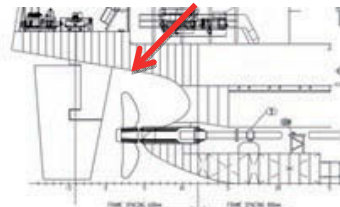


Bild 5: Eintragung von Druckimpulsen durch den Propeller auf die Schiffshaut im Bereich der Gillung.

Mögliche Abhilfe kann durch eine Manipulation des Nachstromfelds erreicht werden: Eine Homogenisierung der Geschwindigkeitsverteilung verringert das Potential für Schichtkavitation und reduziert somit Propeller-erregte Vibrationen erheblich. Als positiver Nebeneffekt kann dadurch teilweise auch eine erhöhte Propulsionsgüte erreicht werden. Bild 10 zeigt vier verschiedene Technologien zur Manipulation des Nachstroms. Die Vortex-Generator-Fins können zwar das Potential zur Kavitation verringern, erhöhen aber gleichzeitig den Strö-

mungswiderstand des Rumpfes. Mewis-Duct, Schneekluth-Düse und Pre-Swirl Stator haben das Potential, sowohl Vibrationen am Rumpf als auch die Antriebsverluste zu verringern. Für eine quantifizierte Einschätzung besteht hier weiterer Forschungsbedarf.

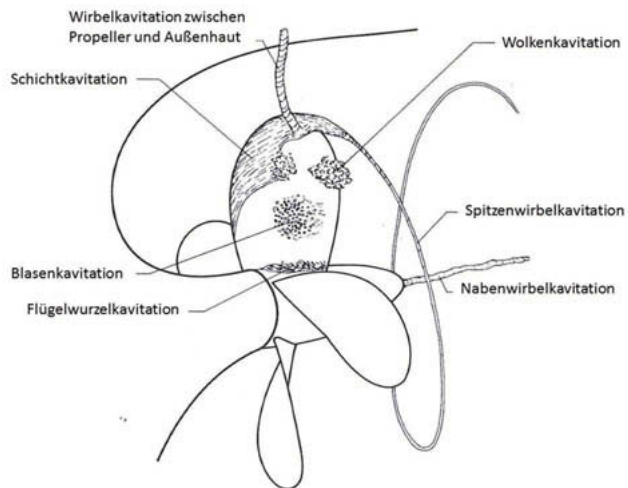


Bild 9: Kavitationstypen am Schiffspropeller [6].

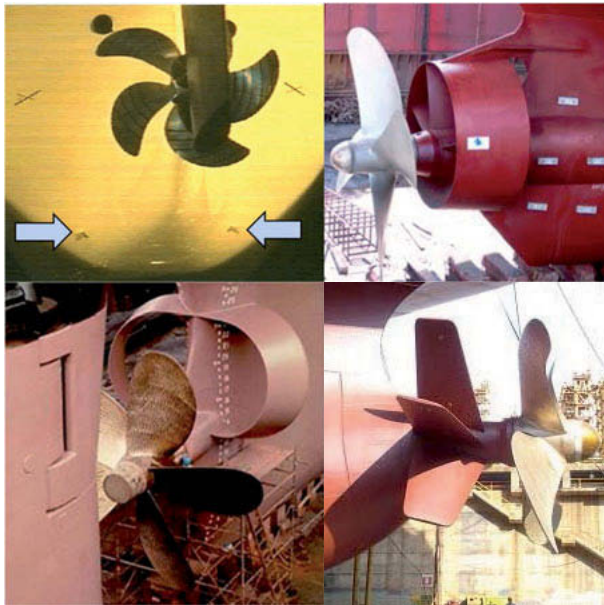


Bild 10: Technologien zur Kaviationsreduktion: Vortex-Generator-Fins, Mewis-Duct, Schneekluth-Düse, Pre-Swirl Stator (von links oben nach rechts unten).

7. Zusammenfassung und Ausblick

Schiffsschwingungen sind immer ein entwurfs- und konstruktionsbegleitendes Thema. Regulierungen finden überwiegend durch Vorgaben im Bauvertrag, die ISO 20283 und Klassifikationsvorschriften statt. Dabei stehen Kostenaspekte oft im Konflikt mit minimalen Vibrationspegeln. Die Anforderungen steigen zusammen mit den Forderungen nach mehr Komfort. Normungen zu Anforderungen, Nachweismethodik und Bewertung entwickeln sich recht dynamisch. Weiterhin bestehen noch nicht ausgelotete Ansätze zur kosteneffektiven Pegelminderung. Seit Jahren besteht chronischer Forschungsbedarf, insbesondere bei der Minimierung der Propellerkavitation und der Folgen davon.

8. Literaturverzeichnis

- [1] BIMCO, ICS, „Manpower report - The global supply and demand for seafarers in 2015,“ 2015.
- [2] GL Technology, „Ship Vibration,“ 2001.
- [3] Norwegian Centre for Maritime Medicine, „Textbook of Maritime Medicine,“ 2014. [Online]. Available: <http://textbook.ncmm.no/index.php/49-textbook-of-maritime-medicine/18-vibration/730-effects-of-ship-vibration-on-humans>. [Zugriff am 05 February 2018].
- [4] ISO 20283-5:2016-12, „Mechanical vibration - Measurement of vibration on ships; Part 5: Guidelines for measurement, evaluation and reporting of vibration with regard to habitability on passenger and merchant ships,“ 2016.
- [5] ISSC, „Committee II.2 - Dynamic Response,“ Southampton, UK, 2006.
- [6] J. Buiten, Shipboard Acoustics Proceedings ISSA '86, Martinus Nijhoff Publishers, 1987.
- [7] J. Brix, „Manoeuvring, technical manual,“ Seehafen Verlag, 1993.
- [8] ABS, „Guidance Notes on Ship Vibrations,“ 2006.
- [9] M. St. Denis, „On the Environmental Operability of Seagoing Systems,“ The Society of Naval Architects and Marine Engineers, New York, 1976.

Motion Comfort of Automated Driving a Biomechanical Modelling Approach

Dr. **Riender Happee**, Delft University of Technology, the Netherlands

Abstract

In automated vehicles we may use the travel time for work or leisure activities, but this requires high comfort levels preventing self-driving car sickness. Head motion as perceived by the vestibular organ and vision is a key determinant of (dis)comfort and motion sickness. Thus we need to take into account the “seat-to-head transmissibility” (STHT) to assess vestibular and visual contributions to motion perception and comfort. This paper presents experimental and modelling efforts to investigate and predict STHT, applying mechanical perturbations to seated subjects, and measuring trunk and head motion to investigate postural stabilization.

Lumbar stabilization has been captured using a simplified model assuming a virtual pivot around L4/L5. The model uniquely separates stabilizing contributions of intrinsic stiffness & damping (muscle cocontraction), and muscle feedback (length, velocity and acceleration). The model parameters allowed us to estimate the relative contributions of intrinsic and reflexive stabilization and showed intrinsic contributions, similar or larger than reflexive contributions in lumbar stabilization with horizontal perturbations. Experiments with a rotating platform showed relevant contributions of vestibular and visual feedback on trunk and head stabilization, which are more effective to minimize head than trunk rotation.

A detailed multi-segment neck model has been developed including vestibular/visual and muscular feedback loops and cocontraction. Vestibular/visual feedback loops stabilize the head-in-space and thereby reduce STHT. Muscular feedback loops stabilize the head on the torso and thereby lead to STHT approximating one. The neck model has been validated in all 6 motion directions, and predicts primary motion responses as well as interaction terms such as head rotation in response to seat translation. Results show major contributions of vestibular/visual feedback stabilizing the head in space while muscular feedback is essential to stabilize the individual vertebral joints and prevent neck buckling. Contrary to the lumbar spine, cocontraction is estimated to be minor in the neck.

A full body human model with multisegment spine was previously validated for impact and vertical vibration. Integrating the new detailed neck model in the full body human model will enable simulation of STHT with realistic compliant seat models. With this model comfort and motion sickness can be evaluated using established norms (BritishStandardsInstitution 1987; ISO-2631-1 1997) and physiological motion sickness models. Further experiments and modelling efforts will aim to capture sensory integration of visual and vestibular motion perception in particular for the perceived subjective vertical and motion sickness.

1 Introduction

In automated vehicles we may use the travel time for work or leisure activities (Kyriakidis et al. 2015), but this requires high comfort levels preventing self-driving car sickness (Diels and Bos 2016). Hence we need to carefully design the “driving style” of automated vehicles (Bellem et al. 2016). An aggressive driving style adopted by the automation will result in excessive body motion, leading to discomfort and hampered performance in the operation of personal devices. A short track study indicated that in automated driving with eyes off road, drivers preferred lower acceleration levels in an automated lane change compared to manual driving (Lange et al., 2014). Festner (2016) showed significantly improved comfort, perceived safety and general wellbeing when reducing jerk from 2.9 to 1.3 m/s³ while maintaining accelerations up to 1.8 m/s² in braking from 120 km/h to 80 km/h in an automated vehicle on a test track. In this study no effect of task was found comparing road monitoring, reading and writing numbers. Passive and active suspension systems shall be designed to attenuate road induced disturbances (Shyrokau et al. 2015), and active roll suspension control can attenuate horizontal body forces and reduce postural disturbances (Bär 2014).

Motion sickness and (dis)comfort relate to mechanical and visual motion cues and their disparity. Sickness relates most to frequencies from 0.1-0.5 Hz, and comfort relates most to frequencies above 0.5 Hz (ISO-2631-1 1997). Users of automation will engage in other tasks for instance operating personal devices which will affect the requirements on comfort in particular for manual operation while being subjected to vibration. The act of driving makes drivers virtually insensitive to motion sickness, while passive passengers typically suffer most, especially when deprived from visual information about self-motion obtained from out of the window views. Current standards assess the overall vibration discomfort of seated people by summation of frequency weighted accelerations at the seat, the back, and the feet (BritishStandardsInstitution 1987; ISO-2631-1 1997). While accelerations at seat, back and feet have been shown to relate to comfort, it is widely accepted that head motion as per-

ceived by the vestibular organ and vision is a key determinant of (dis)comfort and motion sickness (Bertolini and Straumann 2016). Thus we need to take into account the “seat-to-head transmissibility (STHT) to assess vestibular and visual contributions to motion perception and comfort.

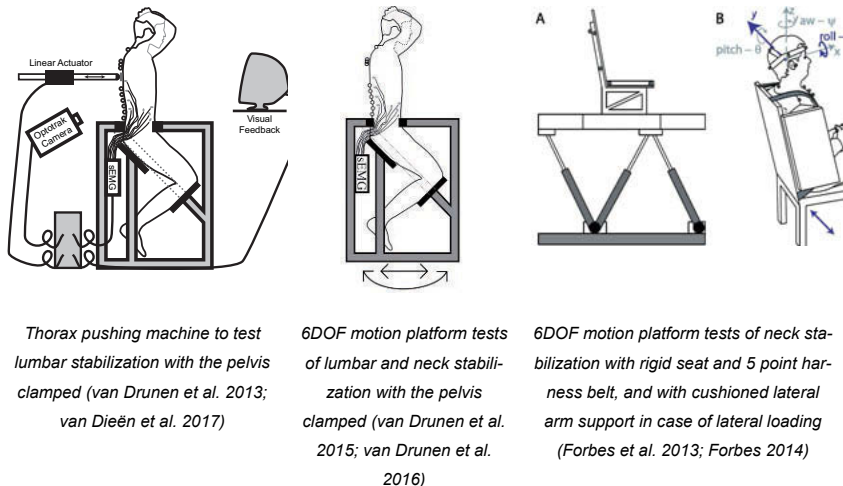


Fig. 1. Experimental setups investigating stabilization of the lumbar and cervical spine; in all studies 3D motion was recorded using passive optical markers.

This paper presents experimental and modelling efforts to investigate and predict STHT. Laboratory experiments will be described applying mechanical perturbations to seated subjects, and measuring trunk and head motion to investigate spinal postural stabilization (Fig. 1). A model of lumbar stabilization will be presented separating reflexive and co-contraction contributions, and a detailed neck model will be presented including vestibular/visual and muscular feedback loops. Results include analysis of the contribution of feedback and co-contraction in spinal stabilization, in relation to seating condition, instruction and presence of vision. Finally an outlook will be given on using biomechanical modelling to investigate and enhance motion comfort of automated driving.

2 Lumbar spine modelling

Full body human models including multi-segment models of the complete spine have been developed for impact loading (Happee et al. 1998; Happee et al. 2000; Meijer et al. 2013; Östh et al. 2014; Östh et al. 2015; Östh et al. 2016). Such models have also been validated

for vertical vibration transmission on rigid and compliant seats (Happee et al. 2000; Verver et al. 2005) but remain to be validated for vibration transmission in other loading directions. Lumped mass and finite element models of the pelvis region have been developed as well but require further integration and validation for the simulation of vibration loading in full body seat to human interaction. Therefore, this paragraph focuses on simplified models of lumbar bending and presents experimental results including trunk and head motion.

Two experimental setups have been used to assess lumbar stabilisation in the fore/aft direction (Fig. 1). In both setups, subjects assumed a kneeling-seated posture supported at feet and knees. The pelvis was clamped between cushioned plates. While we extensively varied clamping mechanisms to minimise pelvic rotation and translation, markers at the sacrum showed some remaining pelvic motion.

The thorax pushing machine applied time varying forces at the back at the height of T10 with a 60 N preload. Due to its minimal inertia, the actuator could apply perturbations up to 15 Hz. Trunk kinematics were described in terms of translation (Fig. 2), since kinematic analysis indicated that an effective low-back bending rotation point, necessary to define rotations, was not well defined and inconsistent over subjects and tasks. Varying the instructions from relax to resist showed a 61% reduced displacement with a 73% increased feedback gain derived from the EMG. Using the displacement and EMG a lumbar stabilisation model was developed uniquely separating stabilising contributions of intrinsic stiffness & damping (cocontraction), and muscle feedback (length and velocity). This model adequately captured the trunk kinematic response (Fig. 2) and captured the EMG well up to around 4 Hz (van Drunen et al. 2014). Using a larger dataset it was found that including muscle acceleration feedback enhanced the fit in particular for the EMG (van Dieën et al. 2017). The model parameters allowed us to estimate the relative contributions of intrinsic and reflexive stabilisation and showed that intrinsic contributions dominate over reflexive contributions in lumbar stabilisation.

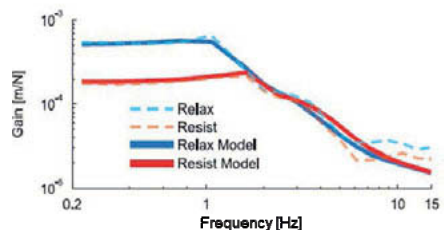


Fig. 2. Lumbar spine model validation with anterior-posterior translation loading with thorax pushing machine; the gain describes torso displacement as a function of applied force at the back.

Using the displacement and EMG a lumbar stabilisation model was developed uniquely separating stabilising contributions of intrinsic stiffness & damping (cocontraction), and muscle feedback (length and velocity). This model adequately captured the trunk kinematic response (Fig. 2) and captured the EMG well up to around 4 Hz (van Drunen et al. 2014). Using a larger dataset it was found that including muscle acceleration feedback enhanced the fit in particular for the EMG (van Dieën et al. 2017). The model parameters allowed us to estimate the relative contributions of intrinsic and reflexive stabilisation and showed that intrinsic contributions dominate over reflexive contributions in lumbar stabilisation.

Tests on the 6DOF moving platform allowed further exploration of spinal stabilisation applying platform translation and rotation, and showed a modest reduction of trunk and head rotation with vision compared to blindfolded conditions (van Drunen et al. 2015; van Drunen et al. 2016). With platform anterior-posterior translation, global head translations (X_{GH}) exceeded global trunk translations (X_{GT}) up to 3 Hz, while head rotations were only ~2% of torso rotations (Fig. 3). Kinematic analysis of trunk motion illustrated that a rotation point between the lumbar vertebrae L4 and L5 adequately captured lumbar bending up to 5 Hz. Response dynamics were similar to responses with the thorax pushing machine and a one-pivot model was developed describing lumbar anterior-posterior bending in terms of angles and torques (van Drunen et al. 2015) whereas the earlier model (van Drunen et al. 2014) described torso translation as function of torso perturbation force. An exploratory visual feedback loop was included in the model with long-latency (250 ms) torso angular feedback, somewhat improving the fit of kinematics and EMG.

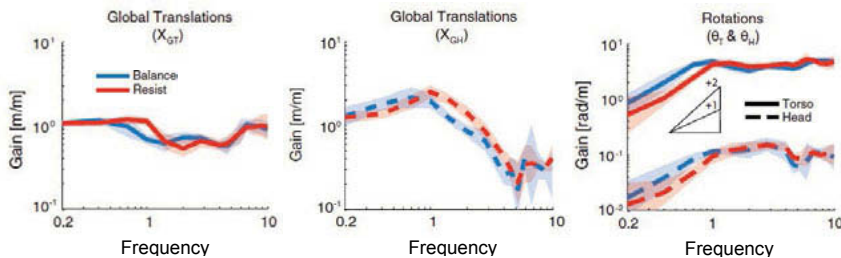


Fig. 3: Torso anterior/posterior translation (left) head translation (mid) and torso and head rotation (right) in response to platform AP translation with a neutral instruction (balance naturally) or minimize flexion/extension excursions (resist) with eyes closed.

Platform anterior-posterior (pitch) rotation experiments elicited new insights into lumbar and cervical stabilisation (van Drunen et al. 2016). Rotating the platform around the estimated lumbar rotation centre between L4 and L5 we expected a vestibular and visual control strategy stabilising the trunk in space. However with a neutral instruction (balance naturally) torso rotations exceeded the platform rotations at the entire tested range of 0.2-10 Hz. With an explicit instruction to “minimise sway” substantial torso rotations remained (~50% of platform rotations below 0.8 Hz, see Fig. 4).

In contrast to the large torso rotations found, head rotations were only ~2% of platform rotations. Apparently, in this configuration with a clamped pelvis on a rotating platform, subjects were not well able to dynamically counteract the destabilising effect of gravity on the trunk but could well stabilise head orientation in space. These results prove that there is a vestibular contribution to trunk stabilisation as otherwise due to the destabilizing effects of gravity gains would have exceeded 1 with eyes closed. The modest effects of vision prove a visual contribution. However the joined vestibular and visual feedback loops are apparently more effective to minimize head rotation than trunk rotation. This rotational dataset has not yet been modelled and would be suitable to identify vestibular and visual contributions to stabilisation of the entire spine capturing both torso and head stabilisation in space.

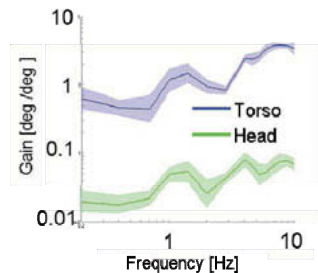


Fig. 4. Torso and head anterior rotation in response to platform rotation with an explicit instruction to “minimise sway” with eyes open.

3 Neck modelling

3.1 Biomechanical head-neck model

Happee et al. (2017) developed a multisegment cervical spine model with postural stabilisation through vestibulocollic reflex (VCR) and cervicocollic reflex (CCR) loops and cocontraction (CC). A three-dimensional (3D) multisegment nonlinear neck model (de Jager 1996; van der Horst 2002; de Bruijn et al. 2015) was extended with postural control (Fig.1) stabilizing the head neck system in the presence of gravity and trunk motion, and realistically capturing head translation and rotation. The model contains nine rigid bodies representing the head, seven cervical vertebrae (C1-C7), and the first thoracic vertebra (T1). The 8 intervertebral joints allow 3D rotational and translational motion, resulting in a total of 48 degrees of freedom (DOF). Muscles (34 muscles, totalling 129 elements per body side) were implemented as line elements based on dissection of a single specimen (Borst et al. 2011) with intermediate ‘via points’ connecting muscles to adjacent vertebrae to ensure the muscles took on a curved path during head-neck displacement, and with non-linear Hill type Contractile Elastic and Series Elastic dynamics. Gravity is simulated as a 9.81 m/s^2 gravitational field acting on the skull and the vertebrae. Further information on the biomechanical model as well as its isometric and passive validation can be found in de Bruijn et al. (2015), while the control model, parameter estimation, and validation in anterior-posterior loading can be found in

Happee et al. (2017). For the current paper equivalent VCR feedback loops were added for head lateral rotation and twist.

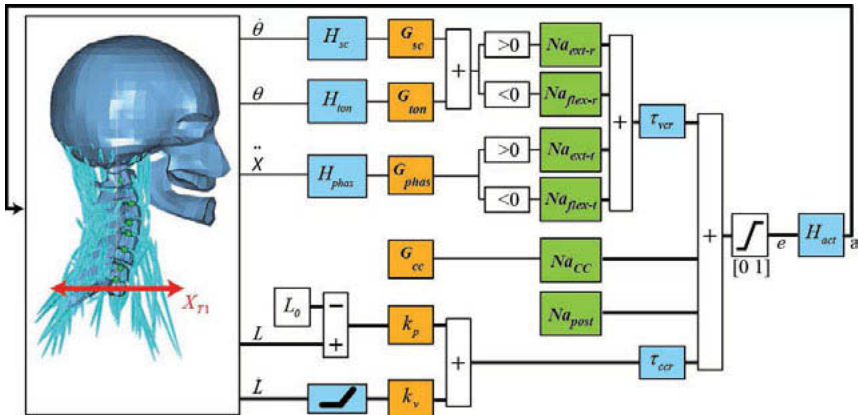


Fig. 5: Neural control model. Blue blocks contain sensory and muscle activation dynamics and delays, orange blocks contain the feedback sensitivity (gain) and co-contraction parameters. Green blocks are muscle synergy vectors converting scalar control signals to an appropriate activation of multiple muscle segments for flexion (Na_{flex-r} for rotation, Na_{flex-t} for translation), extension (Na_{ext-r} for rotation, Na_{ext-t} for translation), co-contraction (Na_{cc}) and postural activity counteracting gravity (Na_{post}). The VCR provides feedback of head angular velocity $\dot{\theta}$, angle θ , and acceleration \ddot{X} with sensor dynamics H_{sc} , H_{ton} , H_{phas} , and feedback sensitivity parameters G_{sc} , G_{ton} , G_{phas} . The CCR provides feedback of muscle contractile element (CE) length L with sensitivity parameter k_p and velocity L' with sensitivity parameter k_v where muscle CE reference length L_0 represents the desired posture. Neural pathway delays are defined for VCR (τ_{vcr}) and CCR (τ_{ccr}). H_{act} captures muscular activation dynamics transforming neural excitation (e) into muscle active state (a). X_{T1} is the applied mechanical perturbation being translation of the base of the neck. Thick lines indicate multiple signals for all 258 muscle segments.

The lateral loops are equivalent to the anterior-posterior loops and provide feedback of head roll angular velocity (G_{sclat}), roll angle (G_{tonlat}), and lateral acceleration ($G_{phaslat}$). The head twist feedback loops provide feedback of head twist angular velocity ($G_{sctwist}$) and twist angle ($G_{tontwist}$) in space. Here it shall be noted that the VCR can detect static head pitch and roll

from graviception, while static twist can only be estimated through integration of perceived rotational velocity and will hence be imprecise. However, head rotation in all directions can be perceived visually. The current model integrates vestibular and visual feedback of head rotation in space in one loop, which will be detailed in future model versions. The biomechanical neck model was implemented in the simulation software MADYMO 7.5 (MADYMO 2012). Sensor dynamics, neuromuscular control, delays and muscle dynamics were implemented in Matlab R2012b (Mathworks 2012). Euler integration was applied with a fixed time step of 10 μ s, resulting in a computation time of roughly 240 times real time on a 2.8 G Hz processor.

3.2 Neck experimental data

Biomechanical data was adopted from 6 studies as summarized in Table 1. In all experiments healthy adult human subjects were restrained by a harness on a rigid seat mounted on a motion platform. In the lateral tests the subjects were laterally supported with adaptable cushioned plates (Forbes 2014) see Fig. 1. In the AP tests the T1 translation (base of the neck) was adequately recorded and applied as input to the neck model, and used to derive transfer functions from trunk to head. For the twist conditions we used data from Stensdotter et al. (2016) who repeated experiments by Keshner and Peterson (1995). The new dataset was selected as it describes head global motion as a function of torso motion recorded at T2. For the other tests trunk motion was reported to be close to the seat motion and the seat motion was applied to T1 in the neck model. In our own data we indeed found gains close to one for torso horizontal translation and for torso roll but we also found some phase shifts and therefore do not report phase in the figures below. To extend the validation to higher frequencies, data for seat translation in 3 directions was adopted from a survey on STHT (Paddan and Griffin 1998). One dataset for vertical loading (Paddan and Griffin 1988) contained in this review was adopted as it includes relevant interaction terms for head AP and pitch motion.

3.3 Neck model validation results

For each condition the reflex gain parameters were estimated fitting the model to the experimental data. Only for vertical loading the data was not very informative and three parameter sets estimated for other conditions were applied. Parameters and time history fits for APEO & APEC up to 8Hz can be found in Happee et al. (2017). The vestibular loops were needed to fit the experimental results in particular with rotational perturbations. Muscle feedback was needed to stabilize the individual neck joints and prevent neck buckling. Fig. 6 to Fig. 11 show STHT validation results in the frequency domain for the 6 seat motion directions. To extrapolate and interpolate results the same parameter sets were simulated with a 0.1-40 Hz

multisine perturbation with similar power. In each plot the STHT response is shown for the perturbed motion direction as well as the main interaction terms. Fig. 6 for instance shows relevant head pitch motion in response to seat AP translation. Fig. 7 shows head roll and twist in response to lateral seat translation.

Table 1: Experimental conditions testing the neck with subjects restrained on rigid seats

Short name	Loading direction	Bandwidth [Hz]	Vision and instruction sets	Reference
APEO APEC	Anterior-posterior translation	0.2 - 4	EO=Eyes open, instructed to focus at a marker in front EC=Blindfolded, instructed to maintain a comfortable upright seating position. Subjects listened to a science-based radio program to distract them from the stabilization process and minimize voluntary responses.	Forbes et al. (2013)
LatEC	Lateral translation	0.15 - 4	EC=Blindfolded, instructed to maintain a comfortable upright seating position. Subjects listened to a science-based radio program to distract them from the stabilization process and minimize voluntary responses.	Forbes (2014)
RollEC	Roll lateral bending	0.15 - 4		
PitchVS PitchNV PitchMA	Pitch anterior/posterior bending	0.185 - 4.11	VS=Voluntary Stabilisation "required that the subject keep the head-referenced light signal coincident with a stationary target spot" (using a head mounted light spot)	Keshner et al. (1995)
TwistVS TwistNV TwistMA	Twist left/right neck axial rotation	0.35 - 3.05	NV=No Vision "in the dark subject was given the task of stabilizing the head by imagining the stationary target spot and the head-referenced light signal" MA=Mental Arithmetic "a mental calculation task was provided so that the subject's attention was removed from the task of stabilization while rotation in the dark was ongoing.	Stensdotter et al. (2016)
	Anterior-posterior translation	1 - 16	Corridors derived from multiple studies with various conditions with rigid seats with back support	Paddan and Griffin (1998)
	Lateral translation	1 - 14		
	Vertical translation	1 - 30		
	Vertical translation	0 - 25	Rigid seat with back, subjects looked horizontally at a cross approximately 1.3 m away on a wall moving with the vibration table	Paddan and Griffin (1988)

Results are generally good taking into account the spread in data found between and within experiments. The vertical model response (Fig. 8) shows amplification above 8 Hz where the experimental corridors peak between 3-8 Hz. This is presumably due to the dynamic response of the lumbar and thoracic spine, and can be addressed integrating the neck model in a full body human model. In the roll experiment the model overestimated head lateral motion above 2 Hz but the actual motion at these frequencies is fairly small. The conditions VS and NV where subjects actively control head rotation with visual feedback (VS) and without visual feedback (NV) required high feedback gains for head orientation in space. This resulted in a reasonable fit at the lowest frequency but the model needs further improvement in particular for the head pitch experiment.

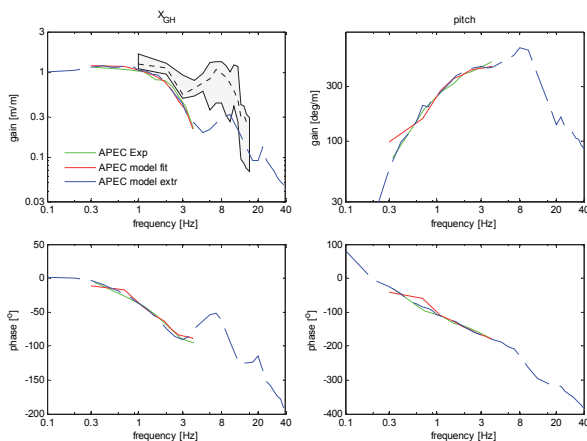


Fig. 6: Neck model validation for anterior-posterior seat translation with eyes closed (APEC). The red line describes the model fit, and the blue line extrapolates this simulating a 0.1-40 Hz perturbation with similar power. The grey corridor shows mean and interquartile ranges over studies reviewed by Paddan and Griffin (1998).

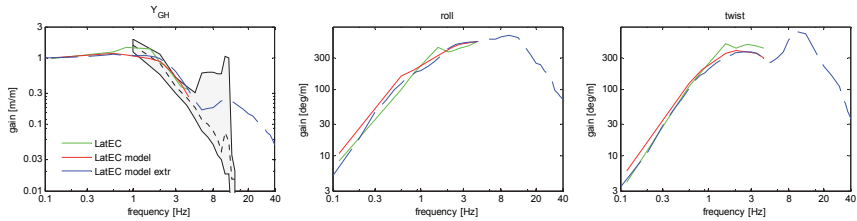


Fig. 7: Neck model validation for lateral seat translation with eyes closed (LatEC). The red line describes the model fit, and the blue line extrapolates this simulating a 0.1-40 Hz perturbation with similar power. The grey corridor shows mean and interquartile ranges over studies reviewed by Paddan and Griffin (1998).

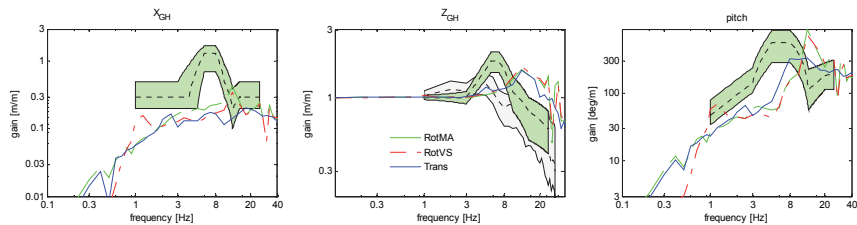


Fig. 8: Neck model validation for vertical seat translation. *The three lines describe the response using parameters estimated for AP and lateral translational perturbations (Trans), for pitch and twist with visual voluntary stabilisation (RotVS), and for pitch and twist in the dark with mental arithmetic (RotMA).* The grey corridor shows mean and interquartile ranges over studies reviewed by Paddan and Griffin (1998). The green corridor is based on Paddan and Griffin (1998).

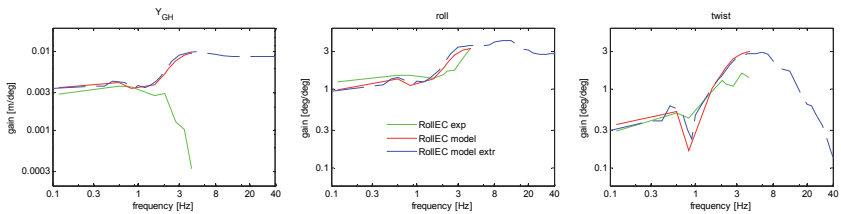


Fig. 9: Neck model validation for lateral seat rotation with eyes closed (RollEC). The red line describes the model fit, and the blue line extrapolates this simulating a 0.1-40 Hz perturbation with similar power.

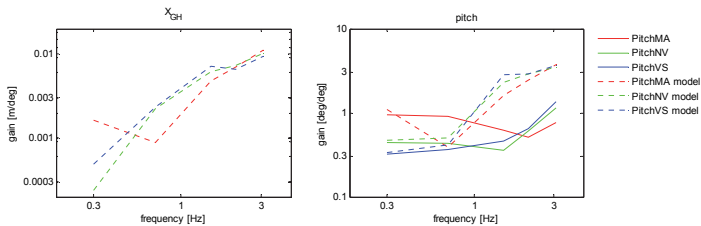


Fig. 10: Neck model validation for anterior-posterior seat rotation (PitchMA, PitchNV, PitchVS).

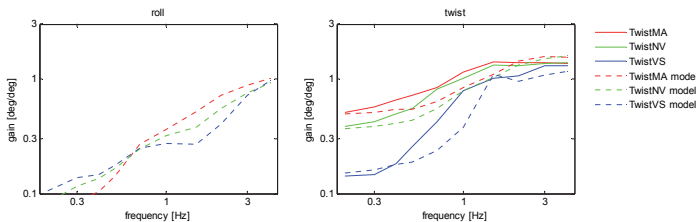


Fig. 11: Neck model validation for left/right axial seat rotation (TwistMA, TwistNV, TwistVS).

3.4 Six Degree of Freedom Neck Dynamics

The above results show good model fits for head motion in the loading directions, as well as interacting degrees of freedom. The available data was limited in bandwidth, but the model allows us to extrapolate the human response to a larger frequency range. Fig. 12 shows such results for all six perturbation and response directions. Three parameter sets have been simulated combining *parameters estimated for AP and lateral translational perturbations (Trans)*, for *pitch and twist with visual voluntary stabilisation (RotVS)*, and for *pitch and twist*

in the dark with mental arithmetic (RotMA). In the RotMA set we used the TwistMA condition from Keshner and Peterson (1995) which showed an even larger effect of instruction as compared to Stensdotter et al. (2016). Trunk translation results in head motion in the corresponding direction with low pass characteristics. Some amplification (head toss) is shown for all three translation motion directions in particular with the more active control sets Trans and RotVS. The control strategy Trans more effectively reduces head translation and the strategy RotVS very strongly reduces head rotations up to around 1 Hz. These head rotations will be particularly relevant in their effect on motion comfort and sickness. Thus it will be important to assess actual postural control strategies in real vehicles in realistic driving conditions, with and without automation and eyes on road as well as eyes off road performing non driving tasks.

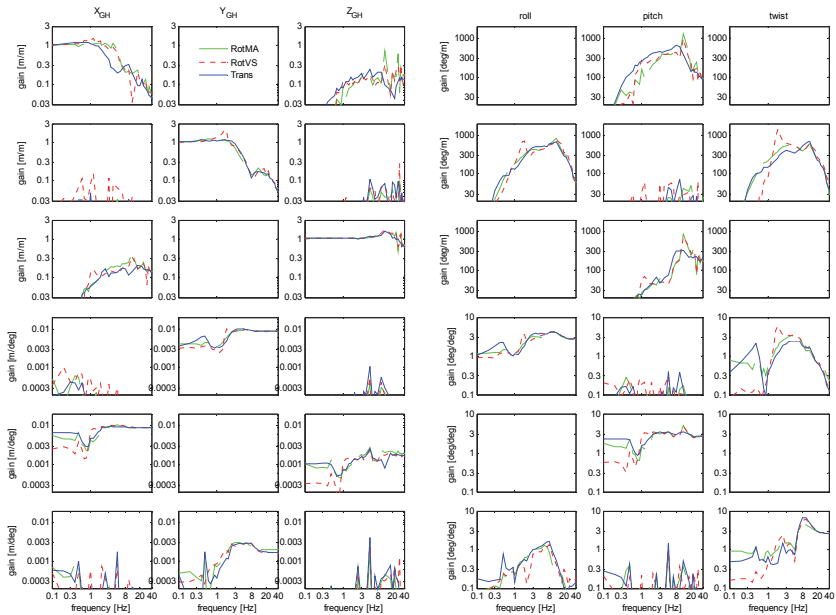


Fig. 12: Six Degree of Freedom head neck model response. Rows describe conditions with from top to bottom: seat AP, lateral and vertical translations, roll, pitch and twist rotations. Columns describe the corresponding head motions. The three lines describe the response using parameters estimated for AP and lateral translational perturbations (Trans), for pitch and twist with visual voluntary stabilisation (RotVS), and for pitch and twist in the dark with mental arithmetic (RotMA).

4 Discussion

This paper presents experimental and modelling efforts to investigate and predict STHT, applying mechanical perturbations to seated subjects, and measuring trunk and head motion to investigate postural stabilization. Experiments and models provided insight in the reflexive stabilization of the lumbar and cervical spine. To use such models in the vehicle and seat design process a full body human model is desired. An early passive version of the neck model as presented in this paper, was integrated in a full body model (Happee et al. 1998; Happee and Loczi 1999), see Fig. 13, and validated for vertical vibration transmission on rigid and compliant seats (Happee et al. 2000; Verver et al. 2005). Integrating the new neck model with new lumbar, hip and arm stabilizing models (Meijer et al. 2013; Broos and Meijer

2016) will provide a full body model with stabilizing controllers at the essential joints. With such a model comfort and motion sickness can be evaluated using established norms (British Standards Institution 1987; ISO-2631-1 1997) and physiological motion sickness (MS) models.

The model predicts 6DOF head motion, and includes vestibular sensitivity functions (Fernandez et al. 1972; Schneider et al. 2015), which can serve as input to MS models capturing conflicts among different sensory signals of the vestibular system. Further experiments and modelling efforts will aim to capture sensory integration of visual and vestibular motion perception in particular for the perceived subjective vertical and motion sickness (Bles et al. 1998). Here we aim to measure and model SHT and comfort in particular for users of automated vehicles performing non-driving tasks with eyes off road. Where active drivers typically stabilize head and eyes in space, users of automated vehicles may choose to stabilize body and head relative to the vehicle and personal devices. Hence vestibular feedback will be less effective and visual and muscular feedback may dominate. Such changes in control strategy can be effectively investigated and explained using postural models. As mentioned in the results section the available validation data displayed substantial variations between studies, between subjects and even within subjects. Within subject variations may derive from instruction sets, as evidenced comparing the instructions MA and NV (both without vision) in Fig. 10 and Fig. 11. Experiments can further quantify the range of postural responses in automotive applications, and capture these in recommendations to design for realistic sets of postural control strategies.

As suggested above a full body human model can be used to design the seat such that SHT is reduced in regard to frequencies and modes associated with motion sickness and discomfort. However to design the control strategies of automated vehicles, detailed seat and human models may not be needed. Instead descriptive models can be developed, for instance approximating the 6DOF transfer functions in Fig. 12 by generic transfer functions. Detailed postural models can be used to estimate the human postural control strategies and feedback parameters for specific driving conditions and seats. 6DOF transfer functions can then extrapolate SHT to similar conditions for a wider range of frequencies and motion di-



Fig. 13. Full body human model interacting with a car seat, where seat and soft tissue compliance is modelled using stress-penetration curves.

rections. 6DOF MS models including the sickening effects of cross-coupled rotations and (dis)comfort models capturing generic vibration effects can be used to optimize vehicle control in terms of path planning, path following and active suspension.

5 Acknowledgements

The current research has been performed as part of the German-Dutch Interreg project Inter-regional Automated Transport (I-AT) [http://www.euregio.org/action/projects/item/126/i-at---](http://www.euregio.org/action/projects/item/126/i-at---interregional-automated-transport) interregional-automated-transport. Earlier research reviewed in this paper has been performed as part of the NWO projects 10732 (QDISC) and 10736 (Torticollis).

6 References

- Bär M (2014) Vorausschauende Fahrwerk Regelung zur Reduktion der auf die Insassen wirkende Querschleunigung. In, vol PhD. RWTH Aachen
- Bellem H, Schönenberg T, Krems JF, Schrauf M (2016) Objective metrics of comfort: Developing a driving style for highly automated vehicles. *Transportation Research Part F: Traffic Psychology and Behaviour* 41:45-54 doi: 10.1016/j.trf.2016.05.005
- Bertolini G, Straumann D (2016) Moving in a moving world: A review on vestibular motion sickness. *Frontiers in Neurology* 7 doi: 10.3389/fneur.2016.00014
- Bles W, Bos JE, De Graaf B, Groen E, Wertheim AH (1998) Motion sickness: Only one provocative conflict? *Brain Research Bulletin* 47:481-487 doi: 10.1016/S0361-9230(98)00115-4
- Borst J, Forbes PA, Happee R, Veeger HEJ (2011) Muscle parameters for musculoskeletal modelling of the human neck. *Clin Biomech (Bristol, Avon)* 26:343-351 doi: S0268-0033(10)00313-X [pii], 10.1016/j.clinbiomech.2010.11.019
- BritishStandardsInstitution (1987) BS 6841. Guide to Measurement and Evaluation of Human Exposure to Whole-body Mechanical Vibration and Repeated Shock. In, London
- Broos J, Meijer R (2016) Simulation method for whiplash injury prediction using an active human model. In: 2016 IRCOBI Conference Proceedings - International Research Council on the Biomechanics of Injury, pp 390-408
- de Bruijn E, van der Helm FCT, Happee R (2015) Analysis of isometric cervical strength with a nonlinear musculoskeletal model with 48 degrees of freedom. *Multibody System Dynamics* 36:339-362 doi: 10.1007/s11044-015-9461-z
- de Jager MKJ (1996) Mathematical Head-Neck Models for Acceleration Impacts. PhD thesis. In. University of Eindhoven, p 143
- Diels C, Bos JE (2016) Self-driving carsickness. *Applied Ergonomics* 53:374-382 doi: 10.1016/j.apergo.2015.09.009
- Fernandez C, Goldberg JM, Abend WK (1972) Response to static tilts of peripheral neurons innervating otolith organs of the squirrel monkey. *Journal of Neurophysiology* 35:978-987
- Festner MB, H. Schram, D. (2016) Der Einfluss fahrfremder Tätigkeiten und Manöverlangsdynamik auf die Komfort- und Sicherheitswahrnehmung beim hochautomatisierten Fahren. Ein Argument für die Adaptivität automatischer Fahrfunktionen. In: VDI Conference
- Forbes PA (2014) Heads Up - Sensorimotor Control of the Head-Neck System. PhD thesis. In. Delft University of Technology

- Forbes PA, de Bruijn E, Schouten AC, van der Helm FCT, Happee R (2013) Dependency of human neck reflex responses on the bandwidth of pseudorandom anterior-posterior torso perturbations. *Experimental Brain Research* 226:1-14 doi: 10.1007/s00221-012-3388-x
- Happee R, de Bruijn E, Forbes PA, van der Helm FCT (2017) Dynamic head-neck stabilization and modulation with perturbation bandwidth investigated using a multisegment neuromuscular model. *Journal of Biomechanics* 58:203-211 doi: 10.1016/j.jbiomech.2017.05.005
- Happee R, Hoofman M, Van Den Kroonenberg AJ, Morsink P, Wismans J (1998) A mathematical human body model for frontal and rearward seated automotive impact loading. *SAE Technical Papers* doi: 10.4271/983150
- Happee R, Loczi J (1999) Human seat interaction simulation using RAMSIS and the dynamic simulation program MADYMO. *SAE Technical Papers* doi: 10.4271/1999-01-3737
- Happee R, Verver MM, De Lange R (2000) Simulation of human seated postures and dynamic seat interaction in impact conditions. In: *Proceedings of the XIVth Triennial Congress of the International Ergonomics Association and 44th Annual Meeting of the Human Factors and Ergonomics Association, 'Ergonomics for the New Millennium'*, pp 861-864
- ISO-2631-1 (1997) *Mechanical Vibration and Shock: Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration*.
- Keshner EA, Cromwell RL, Peterson BW (1995) Mechanisms controlling human head stabilization. II. Head-neck dynamics during random rotations in the vertical plane. *Journal of Neurophysiology* 73:2302-2312
- Keshner EA, Peterson BW (1995) Mechanisms controlling human head stabilization. I. Head-neck dynamics during random rotations in the horizontal plane. *Journal of Neurophysiology* 73:2293-2301
- Kyriakidis M, Happee R, De Winter JCF (2015) Public opinion on automated driving: Results of an international questionnaire among 5000 respondents. *Transportation Research Part F: Traffic Psychology and Behaviour* 32:127-140 doi: 10.1016/j.trf.2015.04.014
- MADYMO (2012) *Human Body Models Manual*. In: www.tassinternational.com, Rijswijk, The Netherlands
- Mathworks (2012) *Matlab R2012b* In, Natick, USA
- Meijer R, Broos J, Elrofai H, De Bruijn E, Forbes P, Happee R (2013) Modelling of bracing in a multi-body active human model. In: *2013 IRCOBI Conference Proceedings - International Research Council on the Biomechanics of Injury*, pp 576-587

- Östh J, Brolin K, Bråse D (2015) A Human Body Model With Active Muscles for Simulation of Pretensioned Restraints in Autonomous Braking Interventions. *Traffic Injury Prevention* 16:304-313 doi: 10.1080/15389588.2014.931949
- Östh J, Eliasson E, Happee R, Brolin K (2014) A method to model anticipatory postural control in driver braking events. *Gait and Posture* 40:664-669 doi: 10.1016/j.gaitpost.2014.07.021
- Östh J, Mendoza-Vazquez M, Svensson MY, Linder A, Brolin K (2016) Development of a 50th percentile female human body model. In: 2016 IRCOBI Conference Proceedings - International Research Council on the Biomechanics of Injury, pp 573-575
- Paddan GS, Griffin MJ (1988) The transmission of translational seat vibration to the head-I. Vertical seat vibration. *Journal of Biomechanics* 21:191-197 doi: 10.1016/0021-9290(88)90169-8
- Paddan GS, Griffin MJ (1998) A review of the transmission of translational seat vibration to the head. *Journal of Sound and Vibration* 215:863-882
- Schneider AD, Jamali M, Carriot J, Chacron MJ, Cullen KE (2015) The increased sensitivity of irregular peripheral canal and otolith vestibular afferents optimizes their encoding of natural stimuli. *Journal of Neuroscience* 35:5522-5536 doi: 10.1523/JNEUROSCI.3841-14.2015
- Shyrokau B, Wang D, Savitski D, Hoepping K, Ivanov V (2015) Vehicle motion control with subsystem prioritization. *Mechatronics* 30:297-315 doi: 10.1016/j.mechatronics.2014.11.004
- Stensdotter AK, Dinhoffpedersen M, Meisingset I, Vasseljen O, Stavdahl Ø (2016) Mechanisms controlling human head stabilization during random rotational perturbations in the horizontal plane revisited. *Physiological Reports* 4 doi: 10.14814/phy2.12745
- van der Horst MJ (2002) Human head and neck response in frontal, lateral, and impact loading. PhD thesis. In: Technical University of Eindhoven, Eindhoven, p 218
- van Dieën JH, van Drunen P, Happee R (2017) Sensory contributions to stabilization of trunk posture in the sagittal plane. *Journal of Biomechanics* doi: 10.1016/j.jbiomech.2017.07.016
- van Drunen P, Koumans Y, van der Helm FCT, van Dieën JH, Happee R (2015) Modulation of intrinsic and reflexive contributions to low-back stabilization due to vision, task instruction and perturbation bandwidth. *Exp Brain Res* 233 doi: 10.1007/s00221-014-4151-2

- van Drunen P, Maaswinkel E, van der Helm FCT, van Dieën JH, Happee R (2013) Identifying intrinsic and reflexive contributions to low-back stabilization. *J Biomechanics* 46:1440-1446 doi: 10.1016/j.jbiomech.2013.03.007
- van Drunen P, Maaswinkel E, van der Helm FCT, van Dieën JH, Happee R (2014) Corrigendum to "Identifying intrinsic and reflexive contributions to low-back stabilization" [*J. Biomech.* 46(8) (2013) 1440-1446]. *Journal of Biomechanics* 47:1928-1929 doi: 10.1016/j.jbiomech.2014.03.013
- van Drunen P, van der Helm FCT, van Dieën JH, Happee R (2016) Trunk stabilization during sagittal pelvic tilt: From trunk-on-pelvis to trunk-in-space due to vestibular and visual feedback. *Journal of Neurophysiology* 115:1381-1388 doi: 10.1152/jn.00867.2015
- Verver MM, Dalenoort AM, Mooi HG (2005) Spinal muscle modelling for prediction of human resonance behaviour in vertical vibrations by numerical simulations. *SAE Technical Papers*

Wie viele Arbeitnehmer sind in der Schweiz vibrationsgefährdet?

What is the number of employees with vibration hazard in Switzerland?

Ing. **Magnus Köpfl Wicki**, Suva, Luzern, Schweiz

Abstract

The Suva is the biggest accident insurance of Switzerland. 100 years ago, Suva was founded to decrease sufferings on employees. Therefore Suva does also a lot of work in prevention against occupational disease. Within an occupational-disease-strategy, Suva defined the subjects which brings most benefit to Swiss workers and to decrease occupational disease. For this strategy, it was necessary to estimate the number of employees with vibration hazard.

Within the widespread hearing-damage-prevention-program, Suva knows which machines are used by how many workers. Most of the hazard machines, in case of human vibrations, creates also hazard noise. Therefore an estimation of endangered workers can be done.

Out of the occupational-disease-strategy the following hot spots results: Skin cancer caused by UV-radiation, physical injury through hard work (ergonomics) and hazardous noise.

For the limited work in the subject of human vibrations, Suva will do prevention in "vehicle industry => car body work" and "forestry". Those two branches are chosen, since there is a big concentration of vibration workers and Suva counted there several occupational disease. For longer periods further fields shall be opened.

1. Suva

Die Suva (Schweizerische Unfallversicherungsanstalt) ist der größte Unfallversicherer der Schweiz. Betriebe aus Risiko-Branchen sind verpflichtet, sich bei der Suva gegen Unfälle und Berufskrankheiten zu versichern.

Seit der Gründung der Suva vor 100 Jahren gilt der Grundsatz, Leid aus Unfällen und Berufskrankheiten zu verhindern und zu vermindern.

Darum engagiert sich die Suva außer als Unfall-Versicherer auch stark in Prävention und Rehabilitation.

2. Präventions-Strategie Berufskrankheiten

Die Abteilung „Gesundheitsschutz am Arbeitsplatz“, deren Aufgabe die Verhütung von Berufskrankheiten (BK) ist, entwickelte eine BK-Strategie. Die verschiedenen Berufskrankheiten sind darin nach den Kriterien „Anzahl gefährdete Arbeiter“ und „Schadensausmaß“ eingeordnet.

Das Resultat soll zeigen, auf welche Themen sich die Suva bei der Prävention von Berufskrankheiten fokussieren soll, um mit den vorhandenen personellen und finanziellen Ressourcen den höchsten Präventionsnutzen zu erzielen.

Bezüglich der Vibrationsbelastung galt es abzuschätzen, wie viele Personen aktuell bei ihrer Arbeit einer gesundheitsgefährdenden Belastung ausgesetzt sind.

3. Vorgehen

Dank dem umfassenden Gehörschadenprophylaxe-Programm der Suva liegen umfangreiche Daten vor, wie viele Personen gehörgefährdenden Schallpegeln ausgesetzt sind, und welche Maschinen und Geräte sie verwenden. Diese Daten wurden verwendet, um das BK-Risiko durch Hand-Arm-Vibrationen abzuschätzen. Denn die meisten Maschinen, die gesundheits-schädliche Hand-Arm-Vibrationen verursachen, gefährden auch das Gehör der Benutzer (vgl. Bild 1). Der Körperschall der Maschine erzeugt Humanschwingungen aber auch Luftschall.

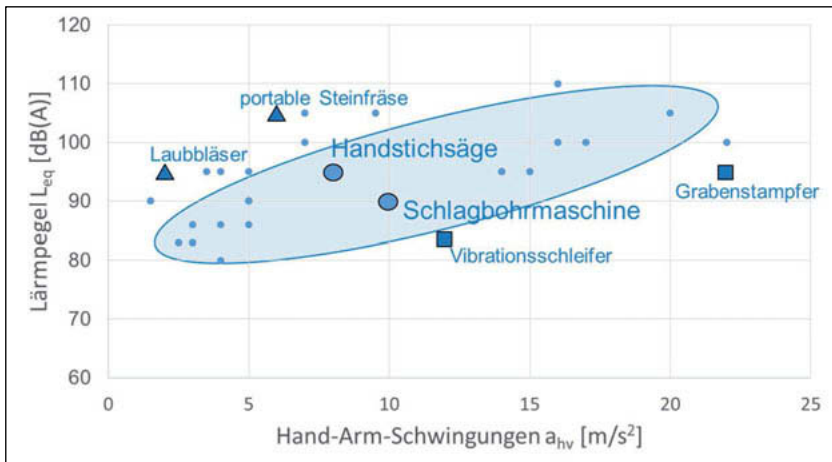


Bild 1: Lärm vs. Vibrationen für verschiedene Maschinen

Für die unterschiedlichen Maschinen ergibt sich im xy-Diagramm „Lärm vs. Vibrationen“ eine Wolke. Für viele Maschinen und Geräte gilt: Je grösser die Lärmemissionen umso grösser die Vibrationsbelastungen. Am Rande der Wolke erscheinen eher die Ausnahmen: z.B. Laubbläser mit überdurchschnittlichen Lärmbelastungen, Grabenstampfer mit überdurchschnittlichen Vibrationsbelastungen.

Die Gefährdung durch Ganzkörperschwingungen spielt eine untergeordnete Rolle. Die Zahl der ständigen Führer von lauten Maschinen wie Vibrationswalzen, Rückefahrzeuge, Traktoren, Vibrationstische, ist jedoch auch bekannt.

4. Anzahl Vibrationsarbeiter

Tabelle 1: Anzahl Vibrationsarbeiter resultierend aus den präzis erfassten Lärmarbeitern

	Anzahl Vibrationsarbeiter				Anzahl Lärmarbeiter
	Hand-Arm		Ganzkörper		
Vollbeschäftigte	M1	M2	M1	M2	L _{EX} ≥ 85dB(A)
1'892'800	86'400	19'040	5'440	620	119'770
100%	5%	1%	0.3%	0.03%	6%

Auslösewert / A(8)_{ms} ≥ 2.5 ms⁻²

Expositionsgrenzwert / A(8)_{ms} ≥ 5 ms⁻²

Auslösewert / A(8)_W ≥ 0.8 ms⁻²

Expositionsgrenzwert / A(8)_W ≥ 1.15 ms⁻²

Auslösewert Lärm / L_{EX,8h} ≥ 85 dB(A)

Tabelle 2: Anzahl Vibrationsarbeiter branchenbezogen

Branche	Anzahl Vibrationsarbeiter	
	absolut	relativ bezogen auf Branche
	M2	M2
Baugewerbe, Gartenbau	10'460	6.9%
Forst	3'500	61.4%
Elementefertigung, Handformerei, Steinbearbeitung	960	5.1%
Giessereien und Schmiedebetriebe	720	1.6%
Verkehrs- und Transportbetriebe, Fahrzeugindustrie	800	0.5%
Regiebetriebe der öffentlichen Verwaltung	1'520	0.2%
Eisenbahnen	800	1.0%
Hilfsbetriebe	100	0.0%
Baunebengewerbe	100	0.1%
Stahlbau, Schlossereien, Maschinenbau, Uhrenindustrie	80	0.0%
Zimmereien und Holz	80	0.2%

5. Integration in BK-Strategie

In Anlehnung an das Verfahren der Risikomatrix wurden pro Berufskrankheit die Anzahl potenzieller Schadenfälle und das Schadensausmaß aufgelistet.

Von der Anzahl Vibrationsarbeiter bis hin zu den potentiellen Schadenfällen gelten Kriterien wie:

- Exposition: Ab wie vielen Jahren kann eine Kausalität zur Krankheit nachgewiesen werden (wird beschrieben in [1] in Anlehnung an [2]).
- Maßnahme Potential: Gibt es wirksame und finanziell verhältnismäßige Maßnahmen (technischer Art, persönliche Schutzausrüstung, ...)?
- Aktuelle Zahlen: Anzahl anerkannter Schadenfälle sowie das Verhältnis angemeldeter zu anerkannter Schadenfälle.

Das Schadensausmaß ist nach folgender Steigerung gelistet:

- Reversible Schädigung
- Einschränkung der Freiheit (z.B. eine Allergie welche zu einer Verfügung führen kann => Berufswechsel oder Einschränkungen im Beruf)
- Irreversible Schädigung mit kleinerem Ausmaß
- Irreversible Schädigung mit größerem Ausmaß
- Tod

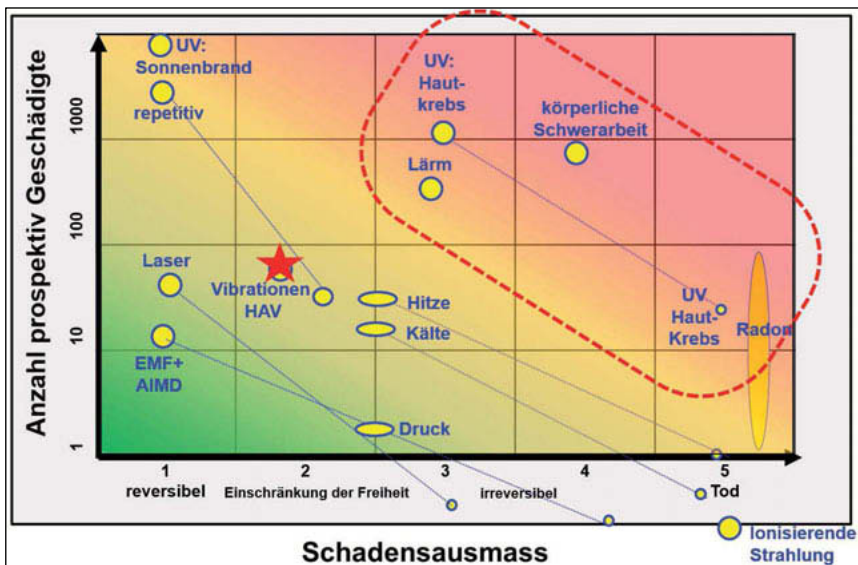


Bild 2: Risiko-Matrix Berufskrankheiten

6. Schwerpunkte der Prävention von Berufskrankheiten

Aus der Risiko-Matrix Berufskrankheiten resultieren die Schwerpunkte „Hautkrebs verursacht durch UV-Strahlung“, „körperliche Schädigungen durch Schwerarbeit (Ergonomie)“ und „gehörgefährdender Lärm“. Die Suva will vermehrt ihre Präventions-Bestrebungen diesen Themen widmen.

Für Präventionsarbeit im Bereich „Humanschwingungen“ bleibt ein bescheidener Personalaufwand zur Verfügung. Dieser soll vor allem in die Branchen „Transportbetriebe, Fahrzeugindustrie => Karosseriewerke und Autospenglereien“ sowie „Forst“ einfließen. Die beiden Branchen wurden anhand der großen Dichte an Vibrationsarbeitern (trifft für den Forst zu) sowie der Anzahl Schadenfälle der letzten 10 Jahre gewählt. Längerfristig sollen weitere Felder geöffnet werden.

Tabelle 3: Berufskrankheiten durch Vibrationen: Anzahl Schadenfälle

Branche	Anzahl Vibrationsarbeiter		Anzahl BK pro Dekade
	absolut	relativ bezogen auf Branche	
	M2	M2	
Baugewerbe, Gartenbau	10'460	6.9%	41
Forst	3'500	61.4%	8
Elementefertigung, Handformerei, Steinbearbeitung	960	5.1%	1
Giessereien und Schmiedebetriebe	720	1.6%	2
Verkehrs- und Transportbetriebe, Fahrzeugindustrie	800	0.5%	10
Regiebetriebe der öffentlichen Verwaltung	1'520	0.2%	18
Eisenbahnen	800	1.0%	0
Hilfsbetriebe	100	0.0%	0
Baunebengewerbe	100	0.1%	16
Stahlbau, Schlossereien, Maschinenbau, Uhrenindustrie	80	0.0%	1
Zimmereien und Holz	80	0.2%	8

rote Felder: Schwerpunkte => gewählte Branchen

orange Felder:

- Baugewerbe: Das unmittelbarere Risiko von Unfällen wird intensiv bearbeitet; unsere Ressourcen sind zurzeit zu gering.
- Regiebetriebe: Es gelten dieselben Themen wie für „Bau“ und „Forst“.
- Baunebengewerbe, Zimmereien und Holz: Schadenfälle rückläufig.

- [1] ISO 5349-1:2001 „Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen“
- [2] ISO 5349-1:1986 „Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen“.

Hand-Arm-Vibrationen in Gießereien

Anforderungen, Problemstellungen, Gefährdungsbeurteilungen

Uwe Nigmann, Berufsgenossenschaft Holz und Metall, Düsseldorf

Kurzfassung

Die seit 2007 geltende Lärm-Vibrations-Arbeitsschutz-Verordnung regelt die erforderlichen Aufgaben zur Verhinderung von gesundheitlichen Schäden bei Vibrationsbelastung. In Gießereien treten auf Grund des hohen Nutzungsanteils von handgehaltenen oder -geführten Werkzeugmaschinen bei der Bearbeitung von Gussteilen, Formmassen und Gusspfannen Vibrationsbelastungen auf, die mit Hilfe von Gefährdungsbeurteilungen systematisch erfasst und durch geeignete Schutzmaßnahmen verhindert/vermindert werden können.

Gesetzliche Anforderungen bez. der Vibrationsprävention

Arbeitgeber/innen haben gemäß § 3 Arbeitsschutzgesetz die Verpflichtung, für die Sicherheit und Gesundheit ihrer Beschäftigten Sorge zu tragen. Die Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung regelt in Abschnitt 4 mit Angabe von Expositionsgrenz- und Auslösewerten die Anforderungen hinsichtlich der Bewertung (z. B. § 9 (1): „Für Hand-Arm-Vibrationen beträgt 1. der Expositionsgrenzwert $A(8) = 5 \text{ m/s}$ (hoch) 2 und 2. der Auslösewert $A(8) = 2,5 \text{ m/s}$ (hoch) 2.“), sowie - im Weiteren - die Vermeidung oder Verminderung möglicher Vibrationsgefährdungen.

Konkretisierende Ergänzungen findet diese Verordnung in den Technischen Regeln Lärm und Vibration (TRLV Vibrationen), die als Informationsquellen für die Gefährdungsermittlung und -beurteilung sowie für die Ableitung von Schutzmaßnahmen dienen können. Mit Einhaltung der in der TRLV Vibrationen genannten Schutzmaßnahmen kann von der Erfüllung der Verordnungsanforderungen ausgegangen werden. Die Auswahl anderer Lösungsalternativen ist möglich, jedoch muss dabei mindestens das gleiche Schutzniveau wie in den TRLV Vibrationen erreicht werden.

Neben den Vorschriften des staatlichen Rechtes, gibt es Regeln, Grundsätze und Informationsschriften der Unfallversicherungsträger, in denen der Gefährdungsfaktor Vibration thematisiert wird und Forderungen und Empfehlungen hinsichtlich des sicherheitssgerechten Umgangs mit Vibrationsexpositionen genannt werden. In über einhundert Normen und einigen VDI-Richtlinien werden darüber hinaus standardisierte Vibrationsermittlungs- und Bewertungsverfahren beschrieben, die den Stand der Technik und arbeitswissenschaftliche Erkenntnisse berücksichtigen. Allen o. g. Schriften ist gemein, dass sie, in unterschiedlicher Detaillierung, sicheres und rechtskonformes Handeln der Beteiligten bez. der Vibrationsprävention einfordern, um eine gesundheitliche Schädigung der Beschäftigten zu verhindern.

Spezielle Problemstellungen in Gießereien

In Gießereibetrieben werden in den Betriebsbereichen Formerei, Pfannen- und Ofenwirtschaft, Gußnachbehandlung, Modellbau, sowie in der Wartung und Instandhaltung handgehaltene oder handgeführte Werkzeugmaschinen eingesetzt.

Dieses sind vorwiegend

- Druckluftstamper, mit denen Formmassen verdichtet werden,
- Meißelhämmer, die für das Abschlagen von Gussanhaftungen und Ausmauerungen von Öfen und Rinnen verwendet werden,
- Gerade-/Winkelschleifer, Schleifböcke und Druckluftmeißel, die für das Schleifen und Abschlagen von Graten benutzt werden und
- Exzenter-/Schwingschleifer und Handkreis-/Stichsägen zur Oberflächenbearbeitung und zum Zuschnitt von Modellen.

Beim Einsatz von Druckluftstampfern in der Pfannenwirtschaft werden die Werkzeugmaschinen beidhändig und mit ihrer Längsachse senkrecht gehalten. Die Stampfer arbeiten hierbei - wegen der für die Materialverdichtung erforderlichen hohen Schlagenergie - mit sehr hohen Vektorbeschleunigungswerten (a_{nv}), die bei Werten zwischen 20 und 30 m/s^2 liegen und, ohne eine vibrationsmindernden Entkopplung, auf die Maschinengriffe übertragen werden. Bei diesen Emissionsbeschleunigungswerten sind gemäß TRLV Vibrationen Schutzmaßnahmen bereits ab einer Einwirkungszeit von 4 - 8 Minuten pro Arbeitstag erforderlich.

Meißelhämmer mit einem Maschinengewicht zwischen 10 und 18 kg haben, bezogen auf die vorgenannten Druckluftmeißel, erfahrungsgemäß zwar niedrigere Vibrationsbeschleunigungs-

werte (a_{hv} ca. 10 - 15 m/s²), jedoch wirkt die maßgebliche Vektorkomponente der Schlagenergie von Druckluftmeißeln in der besonders schädigungswirksamen Unterarmrichtung auf die Gelenke des Maschinenbedieners ein.

Die für Schleifarbeiten in der Gußnachbearbeitung eingesetzten Gerade-/Winkelschleifer werden auf Grund ihres Gewichtes von ca. 2 - 4 kg und der dynamischen Haltearbeit mit hohen Ankopplungskräften festgehalten. Die hierbei auftretenden Vektorbeschleunigungen betragen durchschnittlich 7 - 10 m/s².

Die Beschäftigten der genannten Betriebsbereiche benutzen die o. g. handgehaltenen Werkzeugmaschinen in der Klein- und Großserienfertigung mit einem erheblichen Zeitanteil, was den wesentlichen Unterschied zu den in der Wartung und Instandhaltung verwendeten Werkzeugmaschinen ausmacht; diese werden, je nach erforderlicher Arbeitsaufgabe, nach Bedarf und meist nicht regelmäßig oder dauerhaft bedient.

Obwohl die handgehaltenen Werkzeugmaschinen in der organisiert geplanten Serienfertigung benutzt werden, ist es bei der Durchführung der Gefährdungsbeurteilung an den jeweiligen Arbeitsplätzen häufig für den Verantwortlichen schwierig, auf Grund der unterschiedlichen Produkte/Werkstücke und der Ausrüstungsvariation der Werkzeugmaschinen zu einer klaren Aussage bez. der zutreffenden Vibrationsbelastung zu kommen.

Als ebenso schwierig erweist sich die Festlegung von für die Expositionsermittlung erforderlichen Einwirkzeiten bei der Benutzung von handgehaltenen Werkzeugmaschinen, da der Bearbeitungsaufwand an einzelnen Werkstücken durchaus unterschiedlich sein kann.

Die verwendeten Werkzeugmaschinen unterliegen einem einsatzabhängigen Verschleiß (z. B. Lager-/Getriebe-schäden, stumpfe Werkzeuge), der neben einer Verschlechterung der Produktivität und Produktqualität meist auch zu einer Erhöhung der Vibrationsexposition führt.

Alle genannten Aspekte üben negative Einflüsse auf die Arbeitsqualität und die Gesundheit der Beschäftigten aus. Daher macht die Verwendung von handgehaltenen Werkzeugmaschinen in Produktionsbereichen von Gießereibetrieben die fachkundige Durchführung von Gefährdungsbeurteilungen erforderlich, welche die Vibrationsgefährdungen durch die Auswahl geeigneter Schutzmaßnahmen angemessen berücksichtigt und dadurch vermindern kann.

Gefährdungsbeurteilungen als Instrument der betrieblichen Vibrationsminderung

Mit der Durchführung von Gefährdungsbeurteilungen erfüllen Vorgesetzte die gesetzliche Anforderung, Beschäftigte vor schädlichen, durch die Arbeit hervorgerufenen Einwirkungen zu schützen. Das hierfür geeignete Werkzeug ist ein Management-Regelkreis, der im Arbeitsschutz allgemein als Verfahren der sieben Handlungsschritte bezeichnet wird und sich in die Einzelschritte Planung, Analyse, Beurteilung, Maßnahmenfestlegung, Maßnahmendurchführung, Wirksamkeitskontrolle und Fortschreibung/Review unterteilen lässt.

Zum Erfolg einer wirksamen Gefährdungsbeurteilung trägt maßgeblich bei, während der Planungs- und Analysephase alle relevanten Gefährdungsfaktoren (z. B. mechanische, elektrische, physikalische Gefährdungen) an einzelnen oder vergleichbaren Arbeitsplätzen zu berücksichtigen. Bezogen auf den Gefährdungsfaktor Vibrationen heißt das, dass, sobald handgehaltene oder geführte Werkzeugmaschinen eingesetzt werden, mit Vibrationsgefährdungen zu rechnen ist. Das Vorhandensein eines aktuellen Bestandsregisters solcher Maschinen, das in Abstimmung mit den Betriebsbereichen Beschaffung und Instandhaltung gepflegt wird, erleichtert diese Aufgabe. Des Weiteren sind bei der Analyse von möglichen Vibrationsgefährdungen das Ausmaß und die Expositionsdauer zu bestimmen. Dieses kann mit Arbeitsplatzmessungen der auftretenden Vibrationsbeschleunigungen, unter Verwendung von Emissionsdaten der Maschinenhersteller oder mit Angaben aus Fachdatenbanken erfolgen. Bei der Festlegung der Expositionsdauer können sowohl Zeitmessungen als auch Angaben der mittleren Bearbeitungszeit für z. B. Schleif-, Fräs- Bohrtätigkeiten von Produkt-Laufkarten verwendet werden. Wichtig ist hierbei die Ermittlung der Einwirkzeit, die definitionsgemäß die Zeit darstellt, in der das Werkzeug und das Werkstück miteinander in Kontakt treten.

Nach der Ermittlung der Vibrationsbeschleunigungs- und Einwirkzeitwerte sind die Tages-Vibrationsexpositionswerte $A(8)$ gem. TRLV, Kap. 6 zu berechnen und mit den in der LärmvibrationsArbSchV angegebenen Auslöse- ($A(8) \geq 2,5 \text{ m/s}^2$) und Grenzwerten ($A(8) \geq 5 \text{ m/s}^2$) zu vergleichen.

Mit der Beurteilung durch den Vergleich mit Auslöse- und Grenzwerten sind, bei Erreichen oder Überschreiten dieser Werte, gesetzlich festgelegte Schutzmaßnahmen umzusetzen, die auf Eignung und Wirksamkeit hin zu prüfen sind. Das Ziel der Gefährdungsbeurteilung muss sein, Vibrationsbelastungen durch technische, organisatorische oder personanbezogene Maßnahmen zu vermeiden oder zu vermindern.

- [1] Gesetz über die Durchführung von Maßnahmen des Arbeitsschutzes (...) bei der Arbeit (ArbSchG), 08-1996, BGBl I 1996, 1246
- [2] Verordnung zum Schutz der Beschäftigten vor Gefährdungen durch Lärm und Vibrationen (...) (LärmVibrationsArbSchV), 03-2007, BGBl I 2007, 261
- [3] Technische Regel zur Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung (TRLV Vibrationen), 03-2015, GMBI Nr. 25/26 06-2015, S. 485

Fachbericht DIN SPEC 45674 über Kenntnisse zur Durchführung und Bewertung von Humanschwingungsmessungen

Technical report DIN SPEC 45674 about knowledge for performing and evaluation of measurements on human exposure to mechanical vibration

Dipl.-Ing. **Ulrich Schober**, DIN/VDI-Normenausschuss
Akustik, Lärminderung und Schwingungstechnik (NALS) –
DIN Deutsches Institut für Normung e. V., Berlin;

Dipl.-Ing. **Uwe Kaulbars**, Institut für Arbeitsschutz der Deutschen
Gesetzlichen Unfallversicherung – (IFA), Sankt Augustin

Kurzfassung

Es wird über die Stellung und die Organisation von DIN, der nationalen deutschen Normungsorganisation informiert. Die verschiedenen Publikationsformen von DIN werden beschrieben sowie die Bedeutung von DIN-Normen innerhalb des Rechtssystems. Die Arbeit des DIN/VDI-Normenausschusses Akustik, Lärminderung und Schwingungstechnik (NALS) wird beleuchtet. Der vor kurzem neu veröffentlichte Fachbericht DIN SPEC 45674 und die Hintergründe seiner Entstehung werden vorgestellt. Dieser Fachbericht gibt Leitlinien für die erforderliche Kompetenz derjenigen, die Schwingungsmessungen bei Schwingungseinwirkung auf den Menschen durchführen.

Abstract

Information on status and structure of the German national standards institution DIN is given. The various DIN deliverables are described, as well as the function of DIN standards in the regulatory system. The work of DIN/VDI Standards Committee Acoustics, Noise Control and Vibration Engineering (NALS) is highlighted. The recently published DIN technical report DIN SPEC 45674 is introduced, including its background. This technical report provides guiding principles for the necessary competence of those performing vibration measurements in the presence of human exposure to mechanical vibration.

1. Überblick über die Normungs- und Standardisierungsarbeit bei DIN

1.1 Vorstellung von DIN

DIN Deutsches Institut für Normung e. V. ist ein gemeinnütziger eingetragener technisch-wissenschaftlicher Verein mit Sitz in Berlin und wird privatwirtschaftlich getragen.

1917 erfolgte die Gründung als Normenausschuss der deutschen Industrie (NADI).

1918 erschien die erste Deutsche Industrie-Norm DIN 1 „Kegelstifte“.

1926 wurde DIN in Deutscher Normenausschuss (DNA) umbenannt.

1975 erfolgte die Namensänderung in DIN Deutsches Institut für Normung e. V. und die Arbeitsergebnisse heißen nun „Deutsche Normen“ oder „DIN-Normen“.

Ebenfalls 1975 unterzeichneten DIN und die Bundesrepublik Deutschland den „Normenvertrag“ mit dem DIN als die zuständige deutsche Normungsorganisation für die europäischen und internationalen Normungsaktivitäten anerkannt wird. Damit ist DIN die deutsche Normungsorganisation in der Internationalen Organisation für Normung (ISO) und im Europäischen Komitee für Normung (CEN). DIN verpflichtet sich, bei seinen Normungsarbeiten das öffentliche Interesse zu berücksichtigen.

Heute behandelt DIN als Dienstleister für Normung und Standardisierung in 69 Normenausschüssen verschiedenste Themen aus den Bereichen Technik und Dienstleistung. DIN hat 430 Mitarbeiter, 2.100 Vereinsmitglieder und 32.000 Experten, die die Facharbeit in den Normungsgremien leisten.

DIN finanziert seine satzungsgemäß gemeinnützige Arbeit zu einem maßgeblichen Teil (ca. 60 %) aus dem Verkauf seiner Produkte, Normen und anderer Publikationen, die vom Beuth Verlag GmbH vertrieben werden. Des Weiteren aus Projektmitteln der Wirtschaft (ca. 20 %) und der öffentlichen Hand (ca. 12 %) sowie aus Mitgliedsbeiträgen an den DIN e. V.

Die öffentliche Hand fördert Normprojekte, die in öffentlichem Interesse liegen, wie solche zu Umweltschutz, Arbeitsschutz und Verbraucherschutz.

1.2 Publikationsformen bei DIN

Neben den konsensbasierten (in ausgewogen zusammengesetzten Arbeitsausschüssen erstellten), als Gemeinschaftswerk erarbeiteten DIN-Normen, die Festlegungen für die allgemeine und wiederkehrende Anwendung auf den gesicherten Ergebnissen von Wissenschaft und Technik treffen, gibt es als weitere Publikationsformen die folgenden Spezifikationen (DIN SPEC), d. h. vom DIN als Ergebnis einer Standardisierung herausgegebene Dokumente:

a) DIN SPEC (Vornorm): Das Ergebnis einer Normungsarbeit, das wegen bestimmter Vorbehalte zum Inhalt, wegen des gegenüber einer Norm abweichenden Erarbeitungsverfahrens oder mit Rücksicht auf die europäischen Rahmenbedingungen von DIN nicht als Norm herausgegeben wird.

b) DIN SPEC (Fachbericht): Das Ergebnis eines DIN-Arbeitsgremiums oder die Übernahme eines europäischen oder internationalen Arbeitsergebnisses, wie z. B. eines europäischen oder internationalen Technischen Berichtes.

c) DIN SPEC (PAS): Ein Dokument („Publicly Available Specification“), das, nach einem eigenständigen Verfahren, in temporär zusammengestellten Gremien (außerhalb der bestehenden Arbeitsausschüsse) unter Beratung von DIN entwickelt wurde. Die fehlende Konsenspflicht und kleinere agile Arbeitsgruppen ermöglichen es, eine DIN SPEC (PAS) innerhalb weniger Monate zu erarbeiten, um damit eine Idee schnell im Markt verbreiten zu können. Damit werden Innovationen gefördert und oft eine Basis für spätere Normungsarbeiten gelegt. DIN SPEC (PAS) ergänzen dabei ideal die Normung Diese neueste Publikationsform wurde als Angebot für die schnelle Standardisierung aktueller Themen gut angenommen. Um die Verbreitung und damit Entfaltung innovativen Wissens noch weiter zu beschleunigen, sind alle DIN SPEC (PAS) neuerdings kostenfrei erhältlich.

1.3 Normen in der Rechtsordnung – Regelungshierarchie

Die Anwendung von Normen ist freiwillig. Bindend werden Normen nur dann, wenn sie Gegenstand von Verträgen zwischen Parteien sind oder wenn der Gesetzgeber ihre Einhaltung vorschreibt.

Normen sind eindeutige (anerkannte) Regeln, daher bietet der Bezug auf Normen in Verträgen Rechtssicherheit. Im Rechtsstreit billigt ein Richter der DIN-Norm den "Beweis des ersten Anscheins" zu. Eine anerkannte Regel der Technik ist eine technische Festlegung, die von einer Mehrheit repräsentative Fachleute als Wiedergabe des Standes der Technik angesehen wird.

Normen wirken deregulierend, d. h. DIN-Normen entlasten den Staat in seiner Gesetzgebungstätigkeit. Der Staat verweist zur Erfüllung grundlegender Anforderungen in Gesetzestexten auf überbetriebliche Normen, d. h. Gesetze schaffen den rechtlichen Rahmen und geben Schutzziele vor und Normen konkretisieren den Stand der Technik und schreiben ihn flexibel fort, z. B. im Arbeitsschutz, Gesundheitsschutz, Umweltschutz und Bauwesen.

2. DIN-Normen und VDI-Richtlinien im NALS Fachbereich Schwingungstechnik

Die Arbeit im DIN-VDI Normenausschuss Akustik, Lärminderung und Schwingungstechnik, (NALS) findet in zahlreichen Arbeitsausschüssen statt, die in die drei Fachbereiche 1 - Akustik, 2 - Lärminderung und 3 - Schwingungstechnik gruppiert sind.

Der Fachbereich Schwingungstechnik besteht aus acht Arbeitsausschüssen zu Themen wie Schwingungsmesstechnik, Maschinenschwingungen, Auswuchten, Schwingungsimmissionen und Schwingungseinwirkung auf den Menschen.

In seinen Fachbereichen 1 und 2 erstellt der NALS neben DIN-Normen und -Spezifikationen auch VDI-Richtlinien.

Im Fachbereich 3 Schwingungstechnik besteht eine enge Zusammenarbeit mit der VDI-Gesellschaft Produkt- und Prozessgestaltung (GPP) – Fachbereich Schwingungstechnik, die VDI-Richtlinien auf dem Gebiet der Schwingungstechnik erstellt.

3. Standardisierung auf dem Gebiet der Personalqualifizierung für Schwingungsmessungen

3.1 Entstehung des Fachberichts DIN SPEC 45674 und seine Einordnung bezüglich anderer technischer Regeln

Für erfolgreiche, d. h. fehlerfreie Messungen nach dem Stand der Technik, mit geringer Messunsicherheit und hoher Reproduzierbarkeit bedarf es neben geeigneter Messgeräte und einheitlicher Messverfahren, eines ausreichend kompetenten Messpersonals. Wenn diejenigen, die eine Messung ausführen, nicht über genügend Erfahrung und Wissen verfügen, sind Fehler und Messungenauigkeiten zu erwarten. Im Bereich der Messung von Schwingungseinwirkungen auf den Menschen gab es zwar genormte Anforderungen an Schwingungsmesseinrichtungen und an die Durchführung von Schwingungsmessungen, aber bislang keine genormten Anforderungen an das Messpersonal.

In anderen Fachgebieten waren dagegen Anforderungen an die Personalqualifizierung schon länger Gegenstand der Normung. Im Folgenden seien drei aktuelle Beispiele genannt:

- 1) DIN 35226:2016-09, Kunststoffschweißaufsicht – Aufgaben, Verantwortungen, Wissen, Fähigkeiten und Kompetenz; Deutsche Fassung CEN/TR 16862:2015
- 2) DIN EN 16775:2016-02, Sachverständigentätigkeiten – Allgemeine Anforderungen an Sachverständigenleistungen; Deutsche Fassung EN 16775:2015
- 3) Fachbericht DIN SPEC 31060:2012-12, Seilgärten – Qualifizierung von Personal mit sicherheitsrelevanten Tätigkeiten in Hochseilgärten

Die Bedeutung des Themas Personalqualifizierung wurde auch im Bereich der Schwingungsmessung an Maschinen früh erkannt. Bereits 1997 wurde im ISO/TC 108 "Mechanical vibration, shock and condition monitoring" über ein Norm-Projekt *Training and certification in the field of monitoring and diagnostics of machines* diskutiert. Die Arbeiten an diesem ISO-Norm-Projekt begannen im Jahr 2000 und führten 2004 zur Herausgabe der Internationalen Norm ISO 18436-1, Condition monitoring and diagnostics of machines – Requirements for training and certification of personnel – Part 1: Requirements for certifying bodies and the certification process" (die inzwischen überarbeitet wurde).

Aktuell existiert hierzu die dreiteilige Deutsche Normen-Reihe

DIN ISO 18436 Zustandsüberwachung und -diagnostik von Maschinen – Anforderungen an die Qualifizierung und Bewertung von Personal –

Teil 1: Anforderungen an Bewertungsstellen und den Bewertungsvorgang,

Teil 2: Schwingungszustandsüberwachung und -diagnostik,

Teil 3: Anforderungen an Schulungsstellen und den Schulungsvorgang.

Im Zusammenhang mit der Normen-Reihe ISO 18436 wurde das Thema Qualifizierung und Bewertung von Messpersonal im NALS-Fachbeirat 3 "Schwingungstechnik" schließlich ab 2007 auch mit Blick auf den Bereich der Messungen von Humanschwingungen erörtert.

Mit diesem neuen Norm-Projekt sollte die Lücke geschlossen werden, die im Normenwerk auf dem Gebiet der Messung von Schwingungseinwirkungen auf den Menschen noch bestand, nachdem die anderen Themen ausreichend durch Normen abgedeckt waren, wie die folgende Auflistung zeigt.

Basis-Normen:

- a) Reihe DIN 1311, Schwingungen und schwingungsfähige Systeme
- b) ISO 5805, Mechanische Schwingungen und Stöße – Schwingungseinwirkung auf den Menschen – Begriffe
- c) ISO 8727, Mechanische Schwingungen und Stöße – Einwirkung auf den Menschen – Biodynamische Koordinatensysteme

Normen mit Anforderungen an die Messeinrichtung:

- a) DIN 45662, Schwingungsmesseinrichtungen – Allgemeine Anforderungen und Prüfung
- b) DIN EN ISO 8041-1, Schwingungseinwirkung auf den Menschen – Messeinrichtung – Teil 1: Schwingungsmesser für allgemeine Anwendungen
- c) DIN ISO 5348, Mechanische Schwingungen und Stöße – Mechanische Ankopplung von Beschleunigungsaufnehmern

Normen mit grundlegenden Anforderungen an die Durchführung der Schwingungsmessung:

- a) DIN EN 1032, Mechanische Schwingungen – Prüfverfahren für bewegliche Maschinen zum Zwecke der Bestimmung des Schwingungsemissionswertes
- b) DIN EN 12096, Mechanische Schwingungen – Angabe und Nachprüfung von Schwingungskennwerten
- c) DIN EN 14253, Mechanische Schwingungen – Messung und rechnerische Ermittlung der Einwirkung von Ganzkörper-Schwingungen auf den Menschen am Arbeitsplatz im Hinblick auf seine Gesundheit – Praxisgerechte Anleitung
- d) DIN EN ISO 10326-1, Mechanische Schwingungen – Laborverfahren zur Bewertung der Schwingungen von Fahrzeugsitzen – Teil 1: Grundlegende Anforderungen
- e) Reihe DIN EN ISO 5349, Mechanische Schwingungen – Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen
- f) DIN EN ISO 20643, Mechanische Schwingungen – Handgehaltene und handgeführte Maschinen – Grundsätzliches Vorgehen bei der Ermittlung der Schwingungsemission
- g) Reihe VDI 2057, Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen

Spezifikationen zur Schwingungsminderung:

- a) DIN V 45696-1, Ganzkörper-Schwingungen – Leitfaden zur Verringerung der Gefährdung durch Schwingungen
- b) DIN CEN/TR 1032-2 (DIN SPEC 45695-2), Hand-Arm-Schwingungen – Leitfaden zur Verringerung der Gefährdung durch Schwingungen – Teil 2: Maßnahmen am Arbeitsplatz

Ende 2011 wurde das neue Thema vom Fachbeirat Schwingungstechnik genehmigt und nach einiger Vorbereitung fand im September 2012 die Gründungssitzung des NALS-Unterausschusses NA 001-03-07-04 UA "Qualifizierung und Bewertung von Messpersonal" statt, der dem Arbeitsausschuss NA 001-03-07 AA "Schwingungseinwirkung auf den Menschen" zugeordnet ist.

Im neuen Unterausschuss arbeiten Experten von Berufsgenossenschaften, Landesbehörden, Forschungseinrichtungen, Energiewirtschaftsunternehmen, Ingenieurbüros und Prüfinstitutionen sowie Vertreter der KAN Kommission Arbeitsschutz und Normung mit.

Eine erste Diskussionsgrundlage bildete ein Textvorschlag auf Basis der oben näher beschriebenen Normen-Reihe DIN ISO 18436. Nach einem Stadium vorläufiger Arbeiten wurde das Norm-Projekt im Januar 2015 gestartet. In insgesamt acht Sitzungen wurden verschiedene Norm-Vorlagen erstellt, bis im Mai 2016 der Norm-Entwurf E DIN 45674 "Einwirkungen mechanischer Schwingungen auf den Menschen – Anforderungen an die Qualifizierung von Personen – Fachkunde zur Durchführung und Beurteilung von Messungen am Arbeitsplatz" erschien.

In diesem mittlerweile zurückgezogenen Entwurf wurde noch auf die Lärm-Vibrations-Arbeitsschutzverordnung [1] und die TRLV [2][3][4][5] Bezug genommen.

Im Rahmen des Einspruchsverfahrens wurden verschiedene Einsprüche und Stellungnahmen eingereicht, die auch von den an der Erarbeitung beteiligten interessierten Kreisen stammten.

Es wurde z. B. geltend gemacht, dass die Festlegung dessen, was Fachkunde ausmacht, den Regelungen von Staat und gesetzlicher Unfallversicherung vorbehalten sei, wie einem neuen DGUV-Grundsatz [6]. (Siehe dazu auch [7]).

In der Einspruchssitzung zum Entwurf, zu der die Einsprecher geladen waren, wurde darüber Konsens erzielt, das Thema nicht mehr als Norm, sondern als Fachbericht (DIN SPEC) zu veröffentlichen, in dem außerdem die folgenden Inhalte nicht mehr behandelt werden: Festlegungen zu den Themen Zulassung, Prüfungsinhalte und Kriterien für das Bestehen (einschl. Abschlusszeugnisse), Schulung, Schulungsträger (samt Anforderungen an die technischen Voraussetzungen und die Qualifikation des Lehrpersonals sowie Mindest-Schulungs-Zeitaufwänden).

3.2 Inhalte von DIN SPEC 45674

Nach Umsetzung der in der Einspruchssitzung beschlossenen Änderungen erschien im Mai 2017 der DIN-Fachberichts-Entwurf, zu dem keine fachlichen Stellungnahmen mehr eingingen, und schließlich im **März 2018** der DIN-Fachbericht **DIN SPEC 45674, *Einwirkungen mechanischer Schwingungen auf den Menschen – Kenntnisse zur Durchführung und Bewertung von Messungen*** [8].

DIN SPEC 45674 gibt nunmehr Leitlinien für die erforderliche Kompetenz derjenigen, die Schwingungsmessungen bei Schwingungseinwirkung auf den Menschen an Einwirkungs-orten (d. h. nicht mehr, wie beim ersten Norm-Entwurf vom Mai 2016, nur an Arbeitsplätzen) durchführen. Dabei ist „Kompetenz“ nach DIN SPEC 45674, für das Fachgebiet der Schwingungseinwirkung auf den Menschen, die „Fähigkeit, Kenntnisse und Fertigkeiten anzuwenden, um angestrebte Ergebnisse zu erreichen, die zur Durchführung und Bewertung von Messungen nötig sind“. Die Kompetenz betrifft danach z. B. Humanschwingungen, Messtechnik, Messverfahren, Dokumentation und Nachweisführung.

DIN SPEC 45674 enthält keine Angaben zu Erlangung, Nachweis und Bestätigung dieser Befähigung.

Die Kompetenz für die einzelnen Themenbereiche ist nach dem in Bild 1 dargestellten Schema gegliedert.

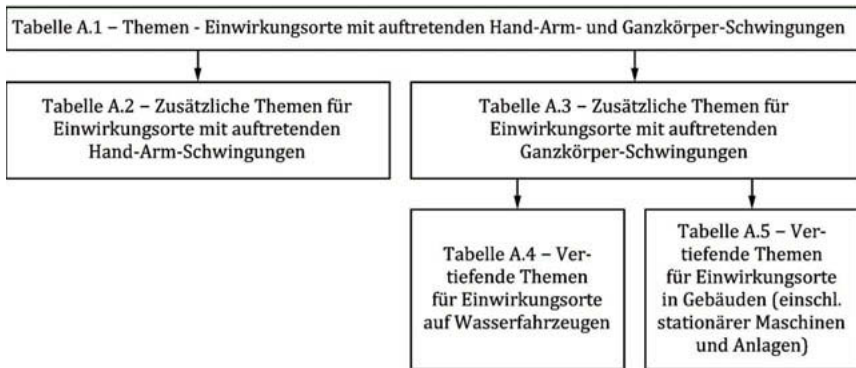


Bild 1: Gliederung der Kompetenz

Die Kenntnisse über Schwingungsmessungen sind in DIN SPEC 45674 in drei Stufen eingeordnet. Damit können Schwingungsmessungen mit normgerechten Schwingungsmesseinrichtungen und Analysen zur Beurteilung für die Bereiche Ganzkörper-Schwingungen und Hand-Arm-Schwingungen durchgeführt und gemäß der Zielsetzung der Messaufgabe bewertet werden.

In Anhängen werden die Themen der jeweiligen Stufen und die zugehörigen Normen und Richtlinien inhaltlich beschrieben. Die Themen sind in den höheren Stufen komplexer. Außerdem wird dort die Gewichtung der wichtigsten Kenntnisse und Fertigkeiten für die jeweilige Stufe aufgeführt und es werden weiterführende Literaturangaben gemacht. Siehe dazu Tabelle 1, die einen kurzen Auszug einer in DIN SPEC 45674 im Anhang enthaltenen Tabelle wiedergibt.

Tabelle 1: Themen für Einwirkungsorte mit auftretenden Hand-Arm- und Ganzkörper-Schwingungen (Auszug einer Tabelle aus DIN SPEC 45674)

Thema	Stufe			Erläuterungen und empfohlene Teilaspekte	Zusätzliche Teilaspekte für Hand-Arm-Schwingungen und Ganzkörper-Schwingungen
	I	II	III		
1. Grundlagen der Hand-Arm- und Ganzkörper-Schwingungen					
Physikalische Grundlagen	X	X	X	Physikalische Grundlagen, wie Schwingweg, -geschwindigkeit, -beschleunigung, Zeit, Resonanzfrequenz, Dämpfung	(keine)
Frequenzbewertung	X	X	X	Grundlagen der Bewertung, physikalische Zusammenhänge	(keine)
Schwingungsquellen/Messobjekte	X	X	X	Einteilung und Unterschiede der Messobjekte	(keine)
Einleitung der Schwingungen	X	X	X	Einleitungsorte und Übertragung	(keine)
Grundlagen von Immissionsmessung	X	X	X	Unterschied Emission/Immission,	(keine)
Auswirkungen von Schwingungen auf die Gesundheit	X	X	X	Gefährdungspotential, Unterschiede der Anregung, mittelbare Gefährdung, BK-Einteilung	Kinetose, insbesondere auf/in Fahrzeugen
Anregungsarten (periodisch, harmonisch, stochastisch, Stoß)	—	X	X	Grundlagen von Schwingungsarten, Relevanz für Messung	(keine)
2. Schwingungsmesseinrichtung (Signalverarbeitung und Wahl geeigneter Aufnehmer)					
Anforderungen an die Messeinrichtung	—	X	X	Abhängig von der Messaufgabe	(keine)
Messgrößen	X	X	X	Abhängig von der Messaufgabe	(keine)
Relevanter Frequenzbereich	X	X	X	Bandbegrenzung und Aussagegrenzen (z. B. Stoß)	(keine)
Relevanter Messbereich	X	X	X	Dynamikbereich der Aufnehmer und Messkette, Übersteuerung, DC-Shift	(keine)

Zusammenfassung

DIN-Normen sind in der Anwendung grundsätzlich freiwillig, können aber bindend werden, wenn sie Gegenstand von Verträgen sind oder der Gesetzgeber ihre Einhaltung vorschreibt. Der DIN-VDI Normenausschuss Akustik, Lärminderung und Schwingungstechnik (NALS) arbeitet auf dem Gebiet der Schwingungstechnik eng mit der VDI-Gesellschaft Produkt- und Prozessgestaltung (GPP) zusammen.

Der im NALS neu erstellte Fachbericht DIN SPEC 45674 beschreibt die notwendigen Kenntnisse und Fertigkeiten von Personen, die Schwingungsmessungen zur Bewertung der Schwingungseinwirkungen auf den Menschen durchführen. Dies umfasst die Vorbereitung der Messung, die Auswahl der Messtechnik, die Durchführung der Messung und die Auswertung und Beurteilung der Messergebnisse, einschließlich der Anwendung der entsprechenden Regeln der Technik, wie ISO- und DIN-Normen.

Damit dient DIN SPEC 45674 dazu, die erforderliche Qualität von Messungen sicherzustellen, indem Fehler bei den in ihrer Planung, Ausführung und Bewertung oftmals sehr komplexen Schwingungsmessungen vermieden und die Unsicherheit der Messergebnisse minimiert werden.

Dieser DIN-Fachbericht trägt somit, neben den Normen für Schwingungsmessgeräte und denen zur Messdurchführung, maßgeblich dazu bei, die Auswirkungen zu beurteilen, die von auf den menschlichen Körper übertragene mechanischen Schwingungen verursacht werden können, wie Beeinträchtigungen des Wohlbefindens und der Leistung, bis hin zu möglichen gesundheitlichen Schäden.

Literaturhinweise

- [1] Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung vom 6. März 2007, BGBl. I S. 261
- [2] TRLV Vibration Allgemeines, 2015-03, Technische Regeln zur Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung - TRLV Vibrationen - Teil : Allgemeines, GMBI, 2015, Nr. 26/26, S. 482-485
- [3] TRLV Vibration Teil 1, 2015-03, Technische Regeln zur Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung - TRLV Vibrationen - Teil 1 : Beurteilung der Gefährdung durch Vibrationen, GMBI, 2015, Nr. 25/26, S. 485-521
- [4] TRLV Vibration Teil 2, 2015-03, Technische Regeln zur Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung - TRLV Vibrationen - Teil 2: Messung von Vibrationen, GMBI, 2015, Nr. 25/26, S. 522-524
- [5] TRLV Vibration Teil 3, 2015-03, Technische Regeln zur Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung - TRLV Vibrationen - Teil 3: Vibrationsschutzmaßnahmen, GMBI, 2015, Nr. 25/26, S. 524-535
- [6] DGUV Grundsatz 309-013, Oktober 2017, Anforderungen an Fachkundige für die Durchführung der Gefährdungsbeurteilung und für die Messung bei Vibrationsexposition nach § 5 der Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung
- [7] KAN-Brief 4/16, Kommission Arbeitsschutz und Normung, Hrsg. Verein zur Förderung der Arbeitssicherheit in Europa e.V. (VFA), Sankt Augustin
- [8] DIN SPEC 45674:2018-03, Einwirkungen mechanischer Schwingungen auf den Menschen – Kenntnisse zur Durchführung und Bewertung von Messungen

Messunsicherheit von Arbeitsplatzmessungen – Orientierungswert für Hand-Arm-Vibration aus Ringversuch

Uncertainty in workplace measurements – guideline value for hand-arm vibration from round-robin testing

Dipl.-Ing. **Uwe Kaulbars**, Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung – (IFA), Sankt Augustin

Kurzfassung

Um die Zuverlässigkeit von Messergebnissen einschätzen zu können, ist die Angabe der Messunsicherheit erforderlich. Sie grenzt den Wertebereich ein, innerhalb dessen die wahren Messwerte mit einer bestimmten Wahrscheinlichkeit überdeckt werden. Für unterschiedliche Messgrößen steht seit über 25 Jahren der GUM „Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement“ als Leitfaden zur Verfügung. Auf dieser Grundlage gibt die Norm DIN SPEC 45660-2 für schwingungstechnische Größen ein spezifisches Verfahren zur Ermittlung der Unsicherheit an. Für die Anwendung dieser Verfahren fehlen die zum Teil experimentell zu bestimmenden Messunsicherheitsbeiträge. Der Vortrag zeigt die Ergebnisse und die Vorgehensweise des vom Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung (IFA) organisierten Ringversuchs, an dem sich sieben Messstellen beteiligten, auf. Exemplarisch wird für die Messungen an einem Bohrhammer, einer Stichsäge und einem Schleifer die relative Messunsicherheit ermittelt und die Unsicherheitsbilanz mit weiteren Kennwerten nach DIN SPEC 45660-2 verglichen und validiert. Darüber hinaus wird an einem Beispiel die Ermittlung der Messunsicherheit der Vibrationsexposition bei tätigkeitsbezogenen Messungen nach DIN EN ISO 5349-2 aufgezeigt.

Abstract

In order for the reliability of measurement results to be estimated, the measurement uncertainty must be stated. The measurement uncertainty constrains the range of values that covers, with a certain probability, the true measured values. The "Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement" (GUM) has provided guidance for a number of different measured variables for over 25 years. Based upon it, DIN SPEC 45660-2 states a specific method for determining the measurement uncertainty for vibration quantities. Measurement uncertainty contributions required for application of these methods are not available, and must be determined in some

cases by experimentation. The paper describes the procedure followed in the round-robin test organized by the IFA, in which seven test bodies participated, and the results. By way of example, the relative measurement uncertainty is determined for measurements on a hammer drill, a jig saw and a grinder, and the uncertainty budget compared with further parameters to DIN SPEC 45660-2, and validated. In addition, determining of the measurement uncertainty of vibration exposure for task-specific measurements to EN ISO 5349-2 is described with reference to an example.

1. Einleitung

Zur Beurteilung der Zuverlässigkeit von Messergebnissen ist neben der sachgerechten Durchführung der Messung die Kenntnis der Messunsicherheit notwendig. Um eine Aussage über die Qualität der Messergebnisse von unterschiedlichen Messstellen zu erlangen, ist auch bei normgerechten und „fehlerfreien“ Messungen die Angabe der Messunsicherheit erforderlich. Dies gewinnt mit der Einspeisung von Messdaten in Datenbanken aus verschiedenen Quellen zunehmend an Bedeutung. Ebenso werden genauere Ermittlungen der Messunsicherheit für die Validierung von Gefährdungsanalysen sowie für Vibrationsminderungsprognosen und -programme benötigt.

Arbeitsplatzmessung für Vibrationseinwirkungen auf das Hand-Arm-System werden nach DIN EN ISO 5349-2 [1] durchgeführt. Das dort beschriebene Verfahren zeigt in erster Linie auf eine einheitliche Vorgehensweise und Vermeidung von Messfehlern z. B. beim Einsatz der Messgeräte oder Auswahl der Messstrategie ab. Zwar werden die wesentlichen Faktoren, die die Messunsicherheit beeinflussen, genannt, jedoch werden keine Hinweise zur Berechnung oder Abschätzung der Messunsicherheit gegeben. Die Lärm-Vibrations-Arbeitsschutzverordnung gibt auch nur den allgemeinen Hinweis, dass die Messungen nach dem Stand der Technik durchzuführen sind.

Mit dem GUM ("Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement"), der auch in Deutsch als DIN V ENV 13005 [3] veröffentlicht wurde, steht seit 25 Jahren ein einheitlicher Leitfaden für die unterschiedlichen Messgrößen zur Verfügung. Da die Anwendung für das Gebiet der Schwingungseinwirkungen auf den Menschen aufgrund des nicht vertretbar hohen Aufwandes bisher nicht erfolgte, wurde in Deutschland die DIN SPEC 45660-2 [4] erarbeitet. Diese Norm gibt informativ Orientierungswerte der Messunsicherheitsbeiträge, die empirisch im nachfolgend beschriebenen Ringversuch ermittelt wurden, sowie andere Datenquellen an.

2. Methode – Konzeption des Ringversuches

Um über den Zeitraum des Ringversuches gleiche Bedingungen sicherzustellen, wurde ein fiktiver Arbeitsplatz in Praxisfeld des Institutes für Arbeit und Gesundheit der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung (IAG) in Dresden, mit drei Arbeitsaufgaben für zwei erfahrene Arbeitspersonen eingerichtet.

Die Arbeitsaufgaben (Bild 1) bestanden aus Abtrennen von Kantröhren mit pneumatischen Winkelschleifer, Bohren von Dübellöchern mit elektrischem Bohrhammer und Konturenschneiden aus Leimholzplatte mit einer elektrischen Stichsäge.



Bild 1: Arbeitsplätze mit Schleifer, Bohrhammer und Stichsäge im Ringversuch

Zum Vergleich der unterschiedlichen und von der jeweiligen Messstelle benutzten Messketten, die den Anforderungen der DIN EN ISO 8041 [5] entsprachen, wurden zusätzliche Kontrollaufgaben mit einem Kalibrator für drei festgelegte Frequenzen und Amplituden durchgeführt. Um eine mögliche Änderung der Eigenschaften der Arbeitsgeräte festzustellen, wurden die Messungen der ersten Messstelle am Ende des Ringversuches wiederholt.

Die nach dem einheitlichen Messverfahren nach DIN EN ISO 5349-2 von jeder Messstelle freigeählte Messpunkte und Befestigungsarten sind exemplarisch für den Winkelschleifer in Bild 2 dargestellt.

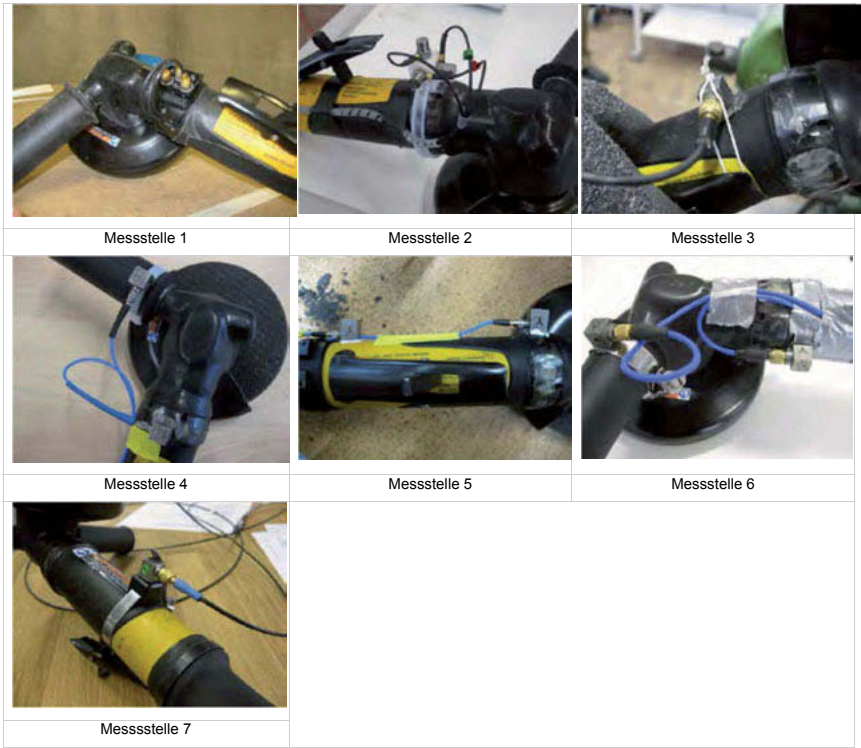


Bild 2: Unterschiedliche Beschleunigungsaufnehmer Messpunkte und Ankoppelung.

Am Ringversuch nahmen sieben Messstellen aus Deutschland teil, von denen drei nach DIN EN ISO / IEC 17025 [6] akkreditiert waren

Jede Messstelle führte die Messungen an einem getrennten Tag unabhängig voneinander durch. Zur Sicherstellung der Homogenität wurden an jedem Tag neue Einsatzwerkzeuge und Materialien verwendet und die Leistungseinstellungen der Arbeitsgeräte konstant gehalten.

Der Ablauf wurde über die gesamte Dauer des Ringversuches von zweimal einer Woche durch einen unabhängigen Beobachter des Instituts für Eignungsprüfung überwacht.

3. Ergebnisse

3.1 Auswertung der Messungen

Die Einzelauswertungen erfolgten bei den jeweiligen Messstellen. Die zusammenfassende statistische Auswertung erfolgte durch das Institut für Eignungsprüfung auf den Grundlagen der DIN EN ISO / IEC 17043, DIN ISO 13528 und DIN EN ISO 5725 Teil 2 [7 bis 9].

In den Bildern 3 bis 5 sind für jedes Arbeitsgerät und jede Messstelle exemplarisch für eine Versuchsperson die Mittelwerte MW_{LAB} sowie Medianwert als Konsenswert X aus allen Ergebnissen dargestellt. Zur Einordnung der jeweiligen Messstellen sind die Bewertungsstufen Z-Score, die nach folgender Gleichung gebildet werden, angegeben:

$$Z = \frac{MW_{LAB} - X}{\hat{\sigma}}$$

Weitere Einzelheiten enthält der IFA-Report (derzeit noch in Vorbereitung).

$|Z| \leq 2$ bedeutet eine erfolgreiche Teilnahme; jedoch stand im Ringversuch nicht die Bewertung der Messstelle, sondern die Ermittlung der Messstellenstreuung im Vordergrund.

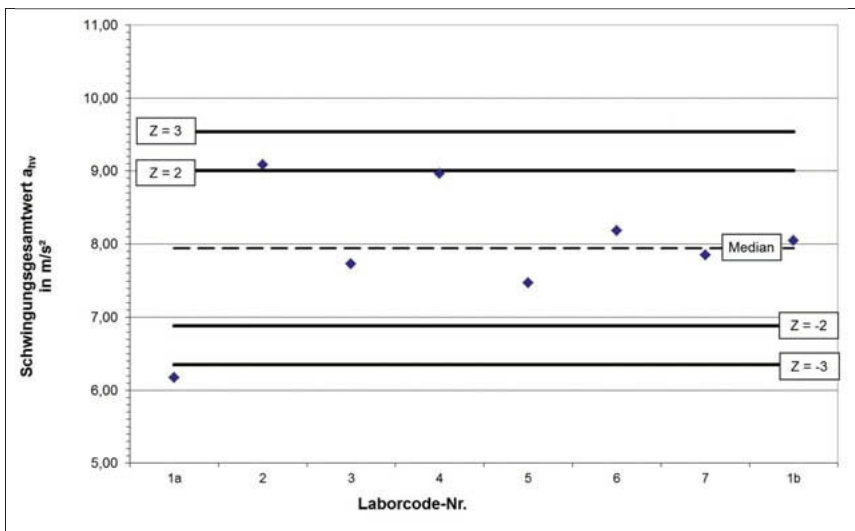


Bild 3: Mittelwerte aller Messstellen, Stichsäge, Versuchsperson 1

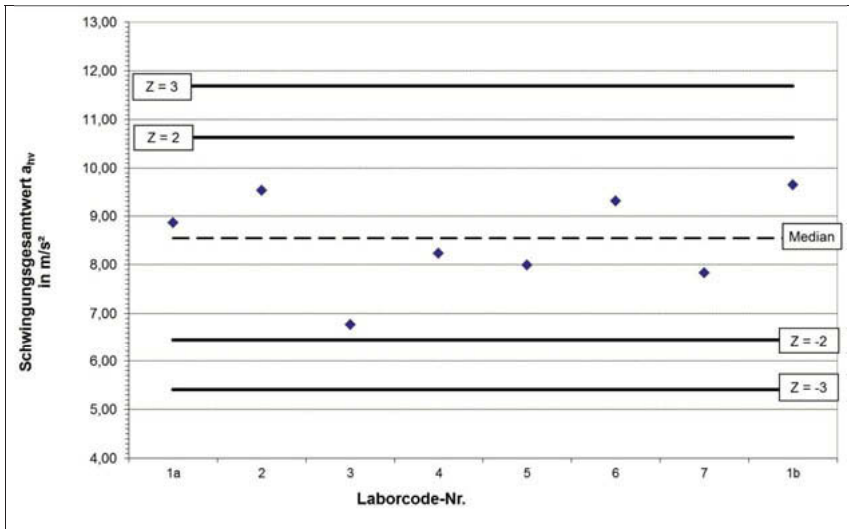


Bild 4: Mittelwerte aller Messstellen, Bohrhammer, Versuchsperson 1

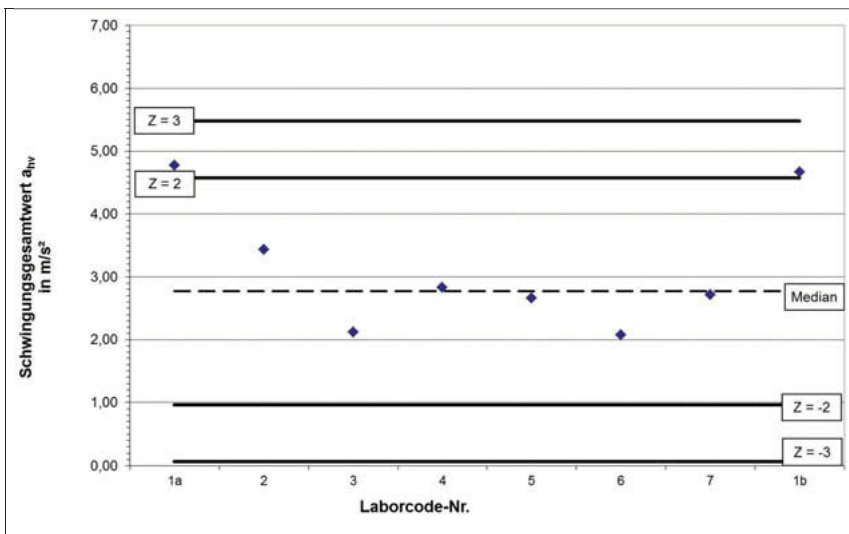


Bild 5: Mittelwerte aller Messstellen, Schleifer, Versuchsperson 1

3.2 Einfluss der Messketten

Die von den Messstellen ermittelten Messwerte bei den Kalibrierungsfrequenzen 10, 80 und 160 Hz sind zusammengefasst als Schwingungsgesamtwert in Tabelle 1 dargestellt.

Tabelle 1: Einzelwerte der Kontrollaufgabe

Labor-Nr.	Schwingungsgesamtwert a_{HV} in m/s für		
	16 Hz	80 Hz	160 Hz
1	1,52	3,45	1,70
2	1,54	3,51	1,75
3	1,48	3,48	1,70
4	1,52	3,48	1,73
5	1,50	3,50	1,75
7	1,48	3,42	1,72

Die Abweichungen liegen im Bereich der Amplitudenungenauigkeit des Kalibrators von $\pm 3 \%$.

3.3 Einfluss der Messstrategie

Um den Einfluss der Messstrategie für die Gefährdungsbeurteilung zu untersuchen, bestimmte jede Messstelle für eine vorgegebene Exposition zusätzlich zu den Einzelwerten die Tagesexposition.

Nach der Vorgabe von jeweils 20 Arbeitsgängen pro Tag und Arbeitsgerät wurde die Tagesexposition A(8) von fünf Messstellen ermittelt.

In der Tabelle 2 ist der Mittelwert mit Standardabweichung für jede Versuchsperson und der Spanne angegeben. Die Abweichungen für die Gefährdungsbeurteilung sind trotz wesentlich höheren Abweichungen in den Messwerten gering. Dies bestätigt die Erfahrung, dass Messwerte z. B. in Datenbanken nicht ohne die Information der verwendeten Messstrategie für vergleichbare Arbeitsplatzbeurteilungen herangezogen werden können.

Tabelle 2: Tagesexpositionswerte

Versuchsperson	Tagesexpositionswert A(8) m/s ²	$\hat{\sigma}$	Minimal und Maximalwert A(8) m/s ²
1	2,02	0,05	1,92 bis 2,12
2	2,05	0,11	1,98 bis 2,40

4. Diskussion und Analyse

4.1 Berechnungsmodell nach DIN EN SPEC 45660-2

Das Berechnungsmodell der Messunsicherheiten nach DIN SPEC 45660-2, Anhang A [4] basiert auf den wesentlichen Unsicherheitsbeiträgen, die in Tabelle 3 dargestellt sind.

Tabelle 3: Orientierungswerte der Messunsicherheitsbeiträge DIN SPEC 45660-2, A.1

i	Komponenten $u(x_i)$ der Messunsicherheit		Relative Unsicherheit									
			Bohrhämmer ^a		Kettensägen ^b		Bohrhämmer ^c		Stichsägen ^c		Schleifer ^c	
			Bereich $\pm \%$	$u(x_i)$	Bereich $\pm \%$	u_c	$\pm \%$	u_M	$\pm \%$	u_M	$\pm \%$	u_M
1	Messgerät bei Laboreinsatz bei Feldeinsatz	$u_M = u(x_1, x_2, x_3)$ Messstellenstandardabweichung	8.2 bis 13 12.6 bis 26	0.075 0.152	17 bis 33	0,098 bis 0,191	21,3	0,123	16,1	0,093	54,0	0,312
2	Aufnehmer- ankopplung (ohne mechani- sches Filter)		5	0.029								
3	Aufnehmer- position (Messpunkt)		30	0,173								
4	Wiederholstandard- abweichung <u>eines</u> Probanden (Benutzers)		(8)	(0,046)			$u(x_4)_a$ nach Ermittlungsmethode A					
5	Probandenstandard- abweichung		15	0.087								
6	Fertigungsstandard- abweichung	8	0,046									
^a Werte für Bohrhammer bis auf $u(x_1)$ aus <u>BAuA</u> -Report [1]												
^b exemplarische Werte												
^c aus Ringversuch „Arbeitsplatzmessungen“ (Bericht in Vorbereitung)												

Die Messstandardabweichung u_M setzt sich im Wesentlichen aus der Standardabweichung, die aus der verwendeten Messstrategie resultierten, zusammen. Diese beinhalten die Interpretation der Messnorm und damit im Wesentlichen die Standardabweichung der Aufnehmerankopplung $u_{\text{Aufnehmer}}$ und der Position $u_{\text{Aufnehmerposition}}$.

Sie setzen sich wie folgt zusammen:

$$u_M = \sqrt{U_{\text{Messgerät}}^2 + U_{\text{Ankoppelung}}^2 + U_{\text{Aufnehmerposition}}^2}$$

Die Streuung der Wiederholungsmessungen wird mit dem Bayes-Term nach folgender Gleichung korrigiert, falls weniger als 30 Wiederholungsmessungen vorliegen:

$$U = \sqrt{\frac{n-1}{n-3}} \times s(\bar{x}_i)$$

Danach errechnet sich die Gesamtmessunsicherheit

$$U = \sqrt{U_M^2 + U_{\text{Wiederholungsgenauigkeit}}^2}$$

Nicht Bestandteil des Ringversuches war die Berechnung der Unsicherheit für die Übertragung der Messwerte auf vergleichbare Arbeitsplätze mit anderen Benutzern.

4.2 Validierung des Berechnungsmodells

Die Messunsicherheit der jeweiligen Messwerte lässt sich auf der Basis des technischen Berichtes EUROLAB TB 2 /2006 [10] abschätzen, der auch zur Validierung des Berechnungsmodells herangezogen wurde. Bild 6 zeigt exemplarisch für die Stichsäge das Ergebnis dieses Verfahrens.

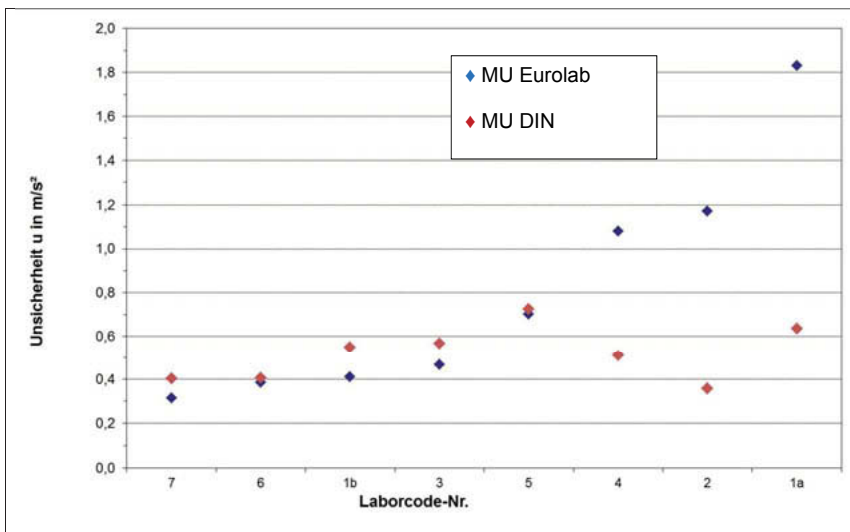


Bild 6: Messunsicherheit, Vergleich der Verfahren am Beispiel der Stichsäge, Versuchsperson 1

In weiten Teilen waren die Ergebnisse beider Modelle deckungsgleich. Jedoch tendiert das Modell nach EUROLAB zu höheren Werten. Zusätzlich wurde die Richtigkeit und Präzision

aller Messergebnisse nach DIN ISO 5725 [9] ermittelt und die Vergleichs- (σ_R) , Wiederhol- (σ_r) und Messstellenstandardabweichung (σ_L) berechnet (siehe Gleichung und Tabelle 4).

$$\sigma_R = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_L^2}$$

Bei diesem Verfahren konnten nur die Messungen aufgenommen werden, deren Aufnehmerposition nicht von der normgerechten Vorgabe abweichen, was durch Fotos der Messdokumentation ermittelt wurde. In die normgerechten Messungen wurde für den Bohrhammer die Messstellen 3, 5 und 6 sowie für den Winkelschleifer die Messstellen 3 und 7 in diese Auswertung einbezogen.

Tabelle 4 : Zusammenstellung der Vergleichsstandardabweichung σ_R , der Wiederholstandardabweichung σ_r , und der Standardabweichung zwischenden Laboratorien σ_L (Messstellenstandardabweichung), (alle Angaben in m/s²)

		A (alle)		B (normgerecht)	
		VP1	VP2	VP1	VP2
Stichsäge	σ_R	0,90	1,01	0,90	1,01
	σ_r	0,73	0,55	0,73	0,55
	σ_L	0,52	0,85	0,52	0,85
Bohrhammer	σ_R	1,09	1,03	0,94	0,48
	σ_r	0,28	0,37	0,26	0,34
	σ_L	1,05	0,96	0,90	0,35
Winkelschleifer	σ_R	0,78	0,78	0,79	0,84
	σ_r	0,41	0,36	0,44	0,37
	σ_L	0,66	0,69	0,66	0,76

VP 1: Bedienperson 1, VP 2: Bedienperson 2

5. Praxisbeispiel zur Ermittlung der Messunsicherheit der Vibrationsexposition

Im Folgenden wird für das Beispiel eines Bohrhammers mit dem Mittelwert des Schwingungsgesamtwertes $\bar{a}_{hv} = 6 \frac{m}{s^2}$ und einer täglichen Expositionsdauer $\bar{T} = 1$ h die Tagesdosis (Tages-Vibrationseexpositionswert) mit Unsicherheit bestimmt.

Die Tagesdosis berechnet sich aus den Mittelwerten für eine einzige Belastung am Tag ($j = 1$) wie folgt:

$$A(8) = \sqrt{\frac{1}{8h} \sum_j a_{hv,j}^2 T_j} \tag{1}$$

$$A(8) = \sqrt{\frac{1}{8h} \bar{a}_{\text{hv}}^2 \bar{T}} = \sqrt{\frac{1}{8h} \left(6 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)^2 \cdot 1\text{h}} \approx 2,12 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (2)$$

In den nächsten Schritten wird der erweiterte Unsicherheitsbereich bestimmt, der dieser Tagesdosis zugeordnet werden kann.

1.) Aufstellung des mathematischen Modells

Ausgangspunkt für das mathematische Modell ist Gleichung (1). Bei einer einzigen Belastung ($j = 1$) kommen dazu noch Untermodelle für a_{hv} und T .

$$a_{\text{hv}} = \bar{a}_{\text{hv}} + \sum_{i=1}^n X_{a,i} \quad (3)$$

$$T = \bar{T} + \sum_{i=1}^m X_{T,i} \quad (4)$$

Dabei beschreiben $X_{a,i}$ und $X_{T,i}$ den Einfluss verschiedener Größen auf die Messwerte \bar{a}_{hv} , \bar{T} als Zufallszahlen mit dem Mittelwert Null ($\bar{X}_{a,i} = \bar{X}_{T,i} = 0$). Die folgende Liste der Einflussgrößen enthält die dazu verfügbaren Informationen, woraus sich die Anzahl der Einflussgrößen (n, m) und ihre Verteilung ergibt (Unsicherheitsbilanz).

2.) Liste der Einflussgrößen

Für den Beschleunigungswerte sind zwei Einflussgrößen beschrieben ($n = 2$), für die Normalverteilungen angenommen werden:

- Die Wiederholungsgenauigkeit

Die frequenzbewertete Beschleunigung ist zehnmal unter Wiederholungsbedingungen gemessen worden ($N = 10$). Die empirische Standardabweichung dieser Messserie beträgt $s = 0,5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$. Dieser Wert wird nach Bayes korrigiert, um die geringe Stichprobengröße zu berücksichtigen. Damit ergibt sich für die erste Einflussgröße eine Standardunsicherheit von:

$$u_{a,1} = \sqrt{\frac{N-1}{N-3}} 0,5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \approx 0,567 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

- Die Messstellenstandardabweichung

Diese Einflussgröße enthält im Wesentlichen den Einfluss des Messgerätes und der gewählten Messstrategie (etwa die Auswahl der Messpunkte). Für einen Bohrhämmer ist in Tabelle A1, DIN SPEC 45660-2, eine relative Standardunsicherheit angegeben. Damit ergibt sich:

$$u_{a,2} = 0,123 \cdot \bar{a}_{\text{hv}} = 0,738 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Da im Untermodell für \bar{a}_{hv} die Sensitivitätskoeffizienten gleich eins sind, ergibt sich in dem Untermodell eine kombinierte Standardunsicherheit von:

$$u(\bar{a}_{hv}) = \sqrt{1^2 u_{a,1}^2 + 1^2 u_{a,2}^2} \approx 0,931 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (5)$$

Für die Einwirkungsdauer ist es meistens ausreichend, nur eine Einflussgröße ($m = 1$) anzunehmen, da die Sensitivitätskoeffizienten für diesen Faktor meist geringer ausfallen als für die Beschleunigungen (s. nächster Abschnitt). Dazu wird eine Gleichverteilung in dem Bereich angenommen, in dem die Einwirkungsdauer schwankt:

- Schwankungsbereich

Aus Befragungen im Betrieb ergibt sich, das in diesem Beispiel die Einwirkungsdauer zwischen 45 und 75 Minuten liegen kann. Damit ergibt sich für eine Gleichverteilung:

$$u_{T,1} = \frac{0,25\text{h}}{\sqrt{3}} \approx 0,14\text{h}$$

Da für die Einwirkungsdauer nur eine Einflussgröße vorliegt, ist dies auch die Standardunsicherheit für das gesamte Untermodell:

$$u(\bar{T}) = u_{T,1} = 0,14\text{h} \quad (6)$$

3.) Sensitivitätskoeffizienten

Nachdem sich aus der Liste der Einflussgrößen die Standardunsicherheiten für die Untermodelle ergeben haben, müssen nur noch die Sensitivitätskoeffizienten für Gleichung (1) bestimmt werden, um die kombinierte Standardunsicherheit angeben zu können. Aus Gleichungen (A.10) und (A.11) in DIN SPEC 45660-2 ergeben sich für eine Belastung am Tag die Sensitivitätskoeffizienten:

$$c_{a_{hv}} = \frac{1}{8\text{h}} \frac{\bar{a}_{hv} \bar{T}}{A(8)} \approx 0,354 \quad (7)$$

Zur Erläuterung: $c_T = \frac{1}{16\text{h}} \frac{\bar{a}_{hv}^2}{A(8)} = \frac{1}{\sqrt{32\text{h}}} \cdot \frac{a}{\sqrt{T}}$

$$c_T = \frac{\delta A(8)}{\delta T} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{8\text{h}} a^2 T \right)^{-0,5} \cdot \frac{a^2}{\frac{8\text{h}}{\text{äußere Ableitung}}} = \frac{1}{2 \cdot 8\text{h}} \cdot \frac{a^2}{\sqrt{a^2 T}} = \frac{1}{2\sqrt{8\text{h}}} \cdot \frac{a}{\sqrt{T}} = \frac{1}{\sqrt{32\text{h}}} \cdot \frac{a}{\sqrt{T}}$$

äußere Ableitung innere Ableitung

$$c_T = \frac{1}{16\text{h}} \frac{\bar{a}_{hv}^2}{A(8)} \approx 1,06 \frac{\text{m}}{\text{h} \cdot \text{s}^2} \quad (8)$$

Berücksichtigt man in Gleichung (8) die Einheiten ($1\text{h} = 3600\text{s}$), zeigt sich, dass der Sensitivitätskoeffizient für die Einwirkungsdauer viel geringer ist als für den Beschleunigungswert.

4.) Angabe des Ergebnisses

Für das Ergebnis wird die kombinierte Standardunsicherheit benötigt, die mit den Angaben aus Gleichungen (5 bis 8) gebildet werden kann.

$$u_c = \sqrt{(c_{a_{hv}} \cdot u(\bar{a}_{hv}))^2 + (c_T \cdot u(\bar{T}))^2} \approx 0,36 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (9)$$

Wenn der Erweiterungsfaktor $k = 2$ gewählt wird, kann das Ergebnis wie folgt angegeben werden:

$$A(8) = A(8) \pm k \cdot u_c \approx 2,12 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \pm 0,72 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (10)$$

Damit kann nach Tabelle 1 in DIN SPEC 45660-2 Gleichung (10) interpretiert werden, falls eine Normalverteilung der $A(8)$ vorliegt. Zum einen kann gesagt werden, dass auf der Basis der zugrundeliegenden Unsicherheitsbilanz der Bereich in Gleichung (10) mit 95%iger Wahrscheinlichkeit den Wert für $A(8)$ überdeckt. Zum anderen liegt der Wert für $A(8)$ mit 97,5%iger Wahrscheinlichkeit auf der Basis der Unsicherheitsbilanz unter

$2,12 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + 0,72 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 2,84 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$. Damit wäre auf diesem Vertrauensniveau der Auslösewert nach Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung überschritten. Unterschritten wird der Auslösewert mit $A(8) = 2,48 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ nur mit einer 84%igen Wahrscheinlichkeit (Erweiterungsfaktor 1, DIN SPEC 45660-2, Tabelle 1).

6 Zusammenfassung

Die Ergebnisse des Ringversuches geben Orientierung- und Richtwerte für die Standardabweichungen von Messstellen (Laborstreuung) für tätigkeitsbezogene Vibrationsmessungen an Arbeitsplätzen [11]. Es zeigte sich, dass diese je nach Messmethode und Messobjekt, d. h. für die unterschiedlichen Maschinen, variieren. Der auf dem GUM basierende Leitfaden zum Umgang mit der Unsicherheit schwingungstechnischen Größen DIN SPEC 45660-2 ermöglicht mit vertretbarem Aufwand eine qualitative Angabe der Qualität von Messergebnissen aus Arbeitsplatzmessungen. Es entspricht daher nunmehr dem Stand der Technik, wie bereits bei anderen Messgrößen üblich, ein Messergebnis vollständig d. h. auch mit der Beordnung der Messunsicherheit anzugeben. Diese Angaben sind z. B. für die Nutzung von Datenbanken unentbehrlich. Das technische Regelwerk sowie die gesetzliche Regelungen sind künftig entsprechend anzupassen.

Literaturangaben

- [1] DIN EN ISO 5349-2: Mechanische Schwingungen - Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen - Teil 2: Praxisgerechte Anleitung zur Messung am Arbeitsplatz, Ausgabe 2015-12
- [2] Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung (LärmVibrationsArbSchV) vom 6. März 2007. BGBl. I (2007), S. 261
- [3] GUM Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement
DIN V ENV 13005:1999-06: Leitfaden zur Angabe der Unsicherheit beim Messen; zurückgezogen und ersetzt durch: ISO/IEC Guide 98-3:2008-09, Messunsicherheit – Teil 3: Leitfaden zur Angabe der Unsicherheit beim Messen
- [4] DIN SPEC 45660-2: Leitfaden zum Umgang mit der Unsicherheit in der Akustik und Schwingungstechnik – Teil 2: Unsicherheit schwingungstechnischer Größen, Aug. 1/2018. Berlin: Beuth 2018
- [5] DIN EN ISO 8041: Schwingungseinwirkung auf den Menschen - Messeinrichtung - Teil 1: Schwingungsmesser für allgemeine Anwendungen (ISO 8041-1:2017); Deutsche Fassung EN ISO 8041-1:2017, Ausgabe 2017-10
- [6] DIN EN ISO /IEC 17025: Allgemeine Anforderungen an die Kompetenz von Prüf- und Kalibrierlaboratorien. Beuth Verlag, Berlin, August 2005
- [7] DIN EN ISO /IEC 17043: Konformitätsbewertung - Allgemeine Anforderungen an Eignungsprüfungen. Beuth Verlag, Berlin, Mai 2010.
- [8] DIN EN ISO 13528: Statistische Verfahren für Eignungsprüfungen durch Ringversuche (ISO 13528:2005). Beuth Verlag, Berlin, Januar 2009
- [9] DIN EN ISO 5725, Teil 2:2002-12.: Genauigkeit (Richtigkeit und Präzision) von Messverfahren und Messergebnissen - Teil 2: Grundlegende Methode für Ermittlung der Wiederhol- und Vergleichpräzision eines vereinheitlichten Messverfahrens
- [10] EUROLAB –TB 2 /2006 Leitfaden zur Ermittlung von Messunsicherheiten bei quantitativen Prüfergebnissen, Berlin November 2006 EUROLAB-Ausschuss der Qualitätssicherung im Prüfwesen
- [11] Kaulbars, U., Determining the measurement uncertainty of workplace measurements conforming to GUM, 13. Internationale Konferenz Hand-Arm Vibration, 12.-16. Oktober 2015, Peking/China -Vortrag. Berichtsband, S. 43-44, Hrsg.: Gao, X.; He, L.; Dang, R.G.; Brammer, A., Peking University, International Advisory Committee der Internationalen Konferenz Hand-Arm-Vibration, Peking University Health Science Center, 2015

Danksagung:

Wir danken für die Unterstützung dem Institut für Eignungsprüfung IfEP GmbH, Marl, und den beteiligten Messstellen: Berufsgenossenschaft Holz und Metall, Berufsgenossenschaft Rohstoffe und chemische Industrie, Ingenieurbüro Gillmeister, Ländermessstelle Brandenburg, Müller BBM GmbH, SLG Prüf- und Zertifizierung GmbH.

Komfortbewertung von Griffstellenvibrationen

Entwicklung des „Komfortindex“ zur objektiven Bewertung von Einzelstoßereignissen

Dipl.-Ing. **Fabian Pöhler**, Dipl.-Ing. (FH) **Sebastian Hanußek**,
ANDREAS STIHL AG & Co. KG, Waiblingen

Kurzfassung

Bei handgehaltenen Gartengeräten mit Zweitaktverbrennungsmotor kann es auf Grund von Verbrennungsmustern zu störenden Einzelstoßereignissen kommen. Wird damit ein langes Schaftgerät betrieben, werden durch die Muster Torsionsschwingungen im Antriebsstrang angeregt, welche an den Griffen als „Ruckler“ spürbar sind. Diese Einzelstoßereignisse werden bei einer Schwingungsmessung nach ISO 22867 nicht hinreichend berücksichtigt, da diese kurzen Ereignisse keinen signifikanten Anteil an der gesamten Messdauer haben.

Während der Entwicklung eines Freischneiders wurde eine Diskrepanz zwischen Maschinen mit guten Griffstellenvibrationen und Rückmeldungen einiger Anwender aus dem Feld festgestellt. Auf Grund dieser Rückmeldung wurde das Schwingungsverhalten des Freischneiders weiter untersucht und festgestellt, dass bei der im Teillastbetrieb deutliche Einzelstoßereignisse auftraten. Um diese Stöße nun objektiv bewerten zu können wurde der sogenannte „Komfortindex“ entwickelt. Hierbei werden die Intensität der Stöße und die Häufigkeit während der Messung bewertet und in eine Kenngröße überführt.

Zur Bewertung des „Komfortindex“ wurde eine Probandenbewertung mit zwei verschiedenen Freischneidern durchgeführt. Parallel zu der subjektiven Bewertung wurden die Griffstellenvibrationen aufgezeichnet und der „Komfortindex“ bestimmt. Es hat sich gezeigt, dass der Kennwert zu 86% mit dem subjektiven Empfinden der Probanden übereinstimmt.

Abstract (optional)

At 2-Stroke combustion engine power tools it's possible to get disturbing shocks caused by irregular combustions. If you have a power tool with a long shaft, like a brush cutter, the irregular combustions can cause torsional vibration which the operator recognizes at the handles. This shocks you cannot evaluate with a standard vibration measurement according to ISO 22867.

During the development of a brush cutter some operators complained about the vibrations although the vibration measurements provide good values. Further analysis showed a lot of shocks in part-load operation. To evaluate these shocks the "Komfortindex" was created. For this purpose the intensity and the frequency of the shocks were analyzed and transferred into the "Komfortindex".

For the comparison with the subjective feeling of the operators a few test persons were interviewed. During the test the handle vibrations were recorded and the "Komfortindex" was calculated. The results showed that 86% of the characteristic value corresponds to the subjective feeling of the operators.

Einleitung

Bevor Antivibrationssysteme bei handgehaltenen Gartengeräten erfunden wurden, gab es bei Waldarbeitern zunehmend gesundheitliche Probleme auf Grund der Vibrationsbelastung während der Arbeit. Mit Einführung der AV-Systeme wurde die Vibrationsbelastung für den Anwender deutlich reduziert und in einen nicht mehr gesundheitsgefährdeten Bereich geschoben. Über die Jahre wurden die AV-Systeme weiterentwickelt und mit Hilfe von Strukturanalysen und rechnerischer Simulation immer weiter verfeinert. Mittlerweile gibt es Geräte, welche den bedenkenlosen Einsatz über einen 8-Stunden Arbeitstag ermöglichen. Gerade bei Geräten mit geringer Schwingungsbelastung können dem Anwender andere Effekte wie schwellende Vibrationen oder Einzelstoßereignisse negativ auffallen. Solch störende Einzelstoßereignisse, welche ein Anwender als „Ruckeln“ wahrnimmt, konnten während der Entwicklung eines Freischneiders beobachtet werden. Zur objektiven Bewertung solcher Stöße fehlte bis dato noch ein Bewertungskriterium, welches während der Entwicklung erarbeitet wurde. In den folgenden Kapiteln wird die Vorgehensweise zur Entwicklung des Komfortindex vorgestellt.

Schwingungssystem Freischneider

Ein Freischneider zeigt auf Grund seiner Bauart viele verschiedene Eigenformen und Schwingungsphänomene. Diese gilt es bei der Entwicklung zu berücksichtigen. Bild 1 zeigt die unterschiedlichen Schwingformen eines Freischneiders. Es sind zwei Hauptanregungen vorhanden:

1. Zweitaktmotor mit ungleichmäßigen Verbrennungen
2. Werkzeugunwuchten

Der Verbrennungsmotor regt die Struktur größtenteils durch die Massenkräfte des Kurbeltriebs in der 1. Motorordnung an, welche Schaft-Biegeschwingungen induzieren. Durch die ungleichmäßigen Verbrennungen des Zweitaktmotors werden Torsionsschwingungen im Antriebsstrang angeregt, welche zum „Ruckeln“ bzw. Aufschütteln des Freischneiders führen.

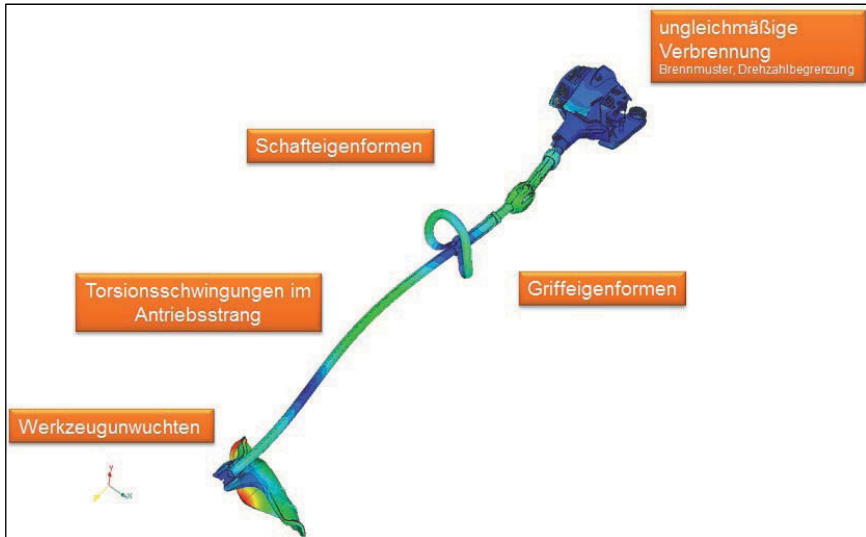


Bild 1: Schwingungsformen eines Freischneiders

Die Werkzeugunwuchten, welche die verschiedenen Werkzeuge mit sich bringen, regen Schaftschwingungen an. Diese können je nach Länge, Durchmesser oder Steifigkeit des Schafts unterschiedlich stark ausfallen und sich in unterschiedlichen Frequenzbereichen ausprägen.

Zusätzlich muss während der Entwicklung auf Schutz- und Griffeigenformen geachtet werden. Eine Auslegung der Bauteile gestaltet sich schwierig, da die Bauteile mehrere Eigenformen in unterschiedlichen Frequenzbereichen aufweisen und ein breites Spektrum an Betriebspunkten von den Geräten abzudecken ist.

Durch ein Antivibrationssystem zwischen Motor und Schaft können die Einträge der Schwingungen des Motors in den Schaft minimiert werden.

Ermittlung von Griffstellenvibrationen nach ISO 22867

Zur Ermittlung der Griffstellenvibrationen am Freischneider werden an beiden Griffpositionen die Beschleunigungen in allen drei Raumrichtungen gemessen und über den Hand-Arm-Filter nach DIN EN ISO 5349 in der Frequenz bewertet. Die bewerteten Signale werden im Anschluss zu einem gewichteten Beschleunigungsvektor, den so genannten a_{hv} -Wert, geometrisch gemittelt. In Bild 2 ist die Messung der Griffstellenvibrationen und die Weiterverarbeitung der Signale schematisch dargestellt.

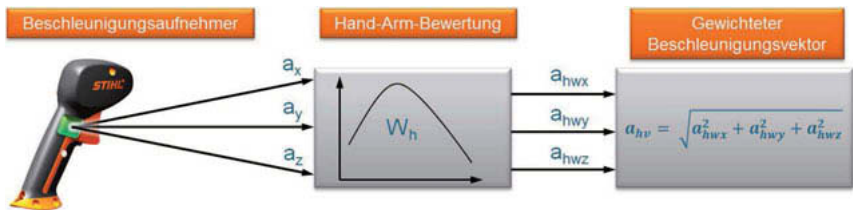


Bild 2: Ermittlung von Griffstellenvibrationen

In der ISO 22867 wird zur Ermittlung der Griffstellenvibrationen gefordert, dass mindestens vier unabhängige Schwingungswerte über insgesamt 20 s ermittelt werden müssen [1]. Bild 3 zeigt exemplarisch eine Messung mit 4 x 5 s Blöcken, anhand derer die Griffstellenvibrationen ermittelt wurden.

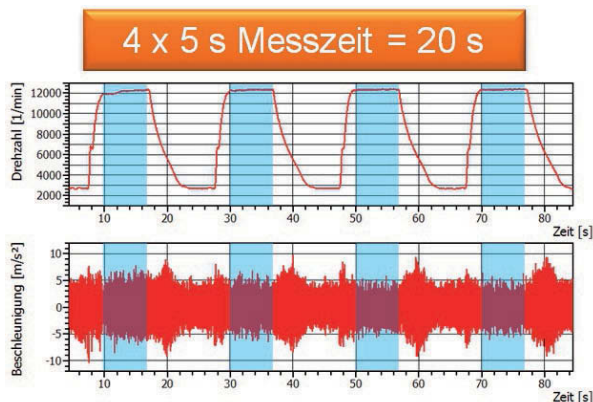


Bild 3: Messablauf und ausgewertete Bereiche

Der a_{hv} Wert wird anschließend über die komplette Messzeit von 20 s gemittelt und man erhält einen Schwingungswert für einen Betriebspunkt. Um Einzelstoßereignisse in einem Sig-

nal bewerten zu können ist dieses Verfahren ungeeignet. Durch die Mittelung über die Messzeit haben die Einzelstoßereignisse keinen signifikanten Anteil am a_{HV} Wert.

Subjektives Empfinden / Anwenderrückmeldungen

Während der Entwicklung von Freischneidern werden die Geräte zu Erprobungszwecken von professionellen Anwendern im Feld getestet (Außenerprobung). Hierbei werden Haltbarkeitsthemen überprüft und mehrere Punkte bei den Anwendern abgefragt. Neben den messtechnischen Größen kann hier der Gesamteindruck der Maschine besser bewertet werden. Um die Griffstellenvibrationen objektiv bewerten zu können wurde im Verlauf der Entwicklung der Tagesexpositionswert bestimmt. Bild 4 zeigt die Einordnung des Freischneiders im unbedenklichen grünen Bereich. Die Griffstellenschwingungen zeigten mit $3 - 3,5 \text{ m/s}^2$ niedrige Werte.

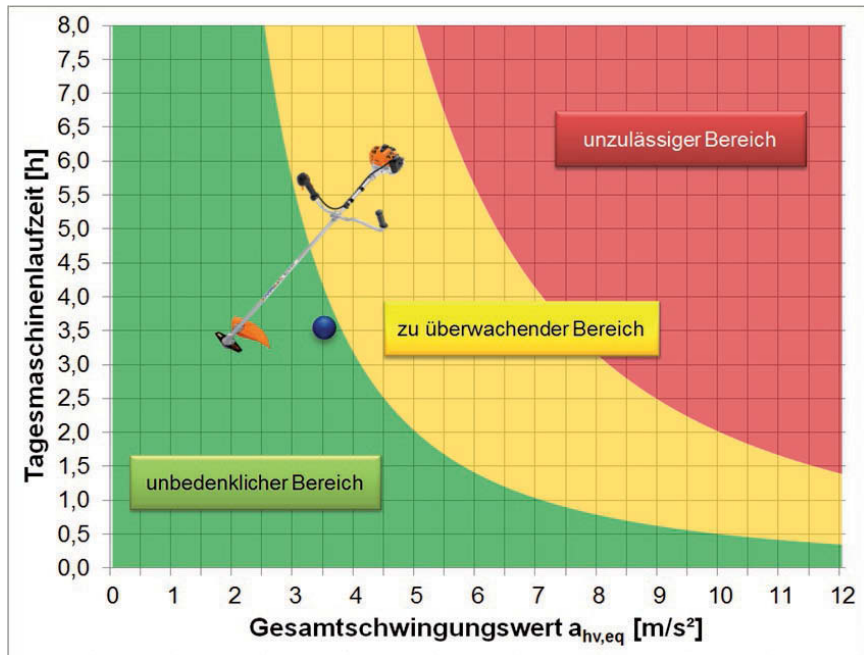


Bild 4: Tages-Expositionsnetz

Aus der Außenerprobung hingegen kamen vermehrt Rückmeldungen, dass die Maschine in gewissen Betriebszuständen „ruckelt“. Die Reklamationen konnten auf Grundlage der Messung der Griffstellenvibrationen nicht nachvollzogen werden.

Analyse der Maschine auf Grund der Anwenderrückmeldungen

Die Anwenderrückmeldungen standen im Widerspruch zu den niedrigen Schwingungswerten. Aufgrund dessen wurde das Zeitsignal des Freischneiders detaillierter analysiert.

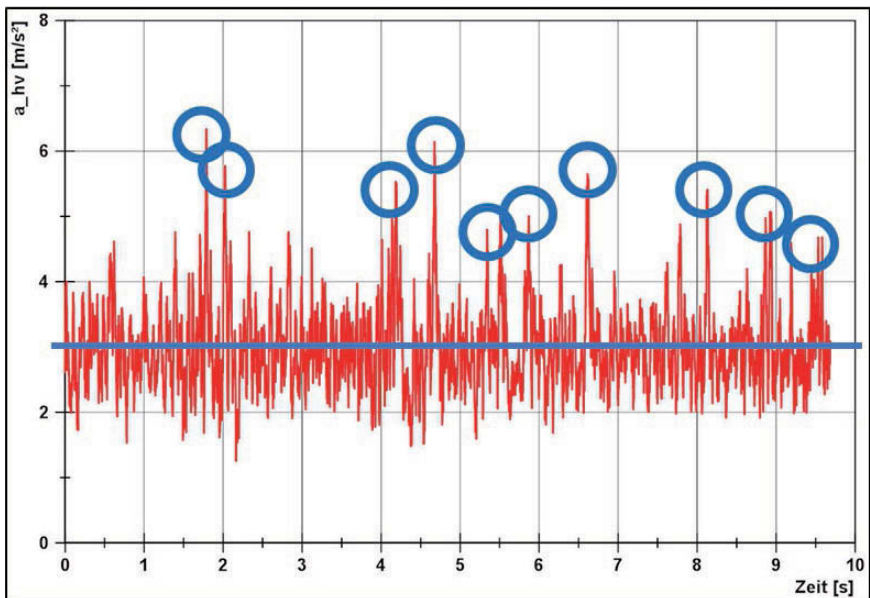


Bild 5: Zeitrohsignal des Freischneiders an einer Griffstelle

In Bild 5 ist das Signal dargestellt. Hier ist eindeutig zu erkennen, dass neben dem niedrigen Grundniveau der Schwingung, mehrere Einzelstoßereignisse herausragen. Diese Einzelstoßereignisse werden vom Anwender als unangenehmes „Ruckeln“ wahrgenommen.

Welcher physikalische Wirkmechanismus steckt nun hinter diesem Phänomen? Dazu muss der Grundaufbau eines Freischneiders bekannt sein. Bild 6 zeigt ein abstrahiertes Freischneidermodell. Der Kurbeltrieb des Motors kann durch eine Massenträgheit mit einem Massenträgheitsmoment von J_{Motor} und das Werkzeug mit einem Massenträgheitsmoment

von J_{Werkzeug} ersetzt werden. Die beiden Massenträgheiten sind über eine lange Antriebswelle mit einer Steifigkeit von c_{Welle} verbunden und die Drehzahl durch ein Getriebe übersetzt. Dies entspricht einem klassischen 2-Massen-Schwinger mit einer spezifischen Resonanzfrequenz.

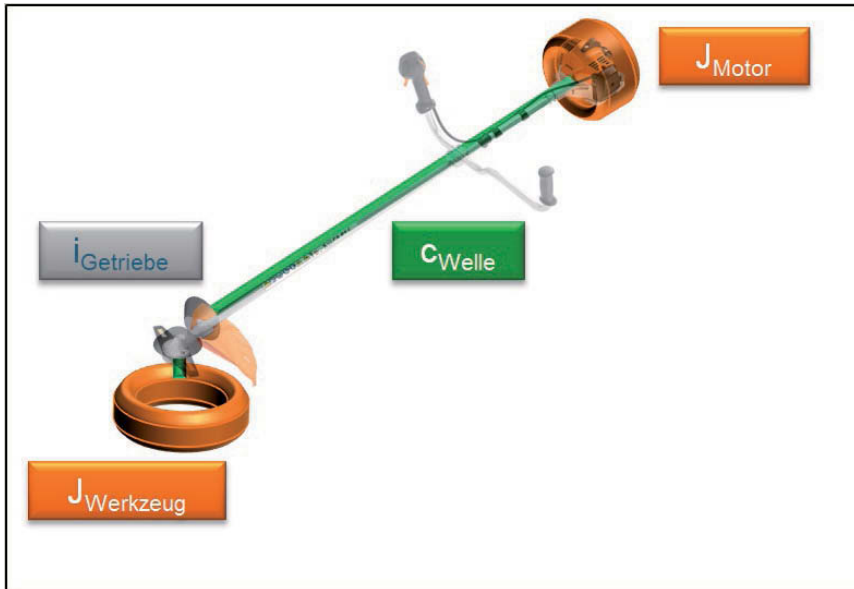


Bild 6: Abstraktion eines Freischneiders

Es kann nun in gewissen Betriebszuständen zu unterschiedlichen Verbrennungsmustern beim Zweitaktmotor kommen. Treffen die Frequenzen der Verbrennungsmuster auf die Torsionsresonanz des 2-Massen-Schwingers, bildet sich eine starke Torsionsschwingung aus. Diese Torsionsschwingung ist meist von kurzer Dauer und äußert sich in Einzelstoßereignissen, welche von einem Anwender als „Ruckeln“ wahrgenommen werden.

Entwicklung einer objektiven Kenngröße, der Komfortindex

Um diese Einzelstoßereignisse objektiv bewerten zu können wurde der sogenannte „Komfortindex“ entwickelt. Für die Ermittlung des Index wurden zwei Bewertungskriterien untersucht.

1.1. Bewertungskriterium Intensität

Während der Analysen des „Ruckel“ Phänomens ist aufgefallen, dass die Intensität der Einzelstoßereignisse einen signifikanten Anteil daran haben, ob ein Anwender die Maschine

reklamiert oder nicht. Daraufhin wurde im ersten Schritt eine Analyse der Intensität durchgeführt und in den sogenannten „relativen Intensitätsindex $II_{hv,r}$ “ überführt.

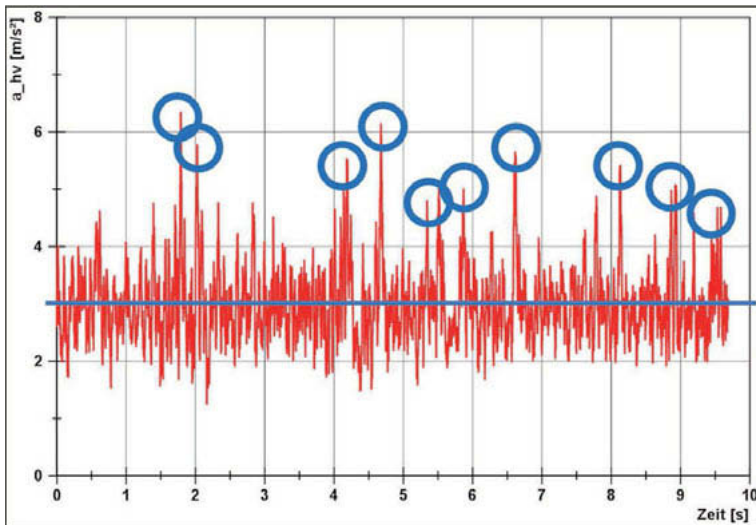


Bild 7: Bestimmung der Intensität der Einzelstoßereignisse

Bild 7 sind die Einzelstoßereignisse exemplarisch dargestellt. Aus diesem Signal wird dann der relative Intensitätsindex bestimmt.

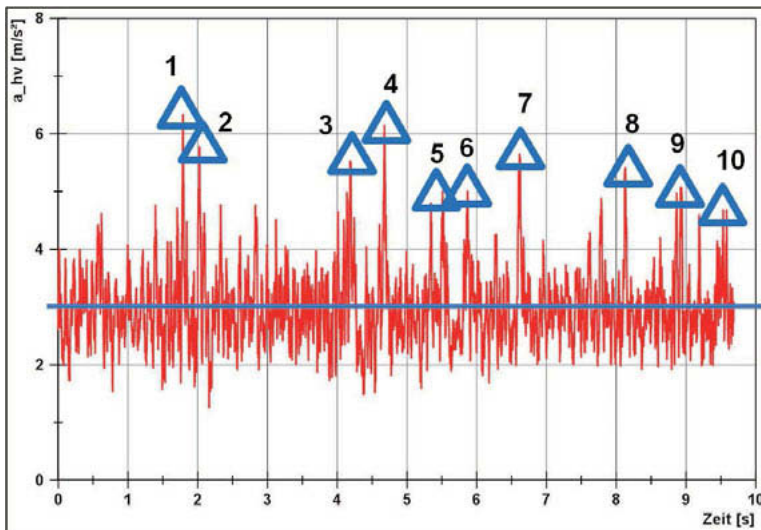


Bild 8: Häufigkeit der Einzelstoßereignisse

1.2. Bewertungskriterium Häufigkeit

Als zweites wichtiges Kriterium hat sich die Häufigkeit der Ereignisse während des Arbeitens mit dem Gerät herausgestellt. Die Analyse des Zeitsignals ist in Bild 8 dargestellt. Hierfür wird die Anzahl der Einzelstoßereignisse im Signal gezählt und dadurch die relative Häufigkeit bestimmt.

1.3. Komfortindex

Hat man die beiden Bewertungskriterien analysiert werden die beiden Kennwerte zur einfacheren Auswertung zum sogenannten Komfortindex KI_{hv} zusammengefasst. In Bild 9 ist die Bildung des Komfortindex schematisch dargestellt. Es werden der Intensitätsindex und die relative Häufigkeit mit Hilfe von weiteren Parametern und einem Berechnungsalgorithmus zum Komfortindex zusammengefasst.

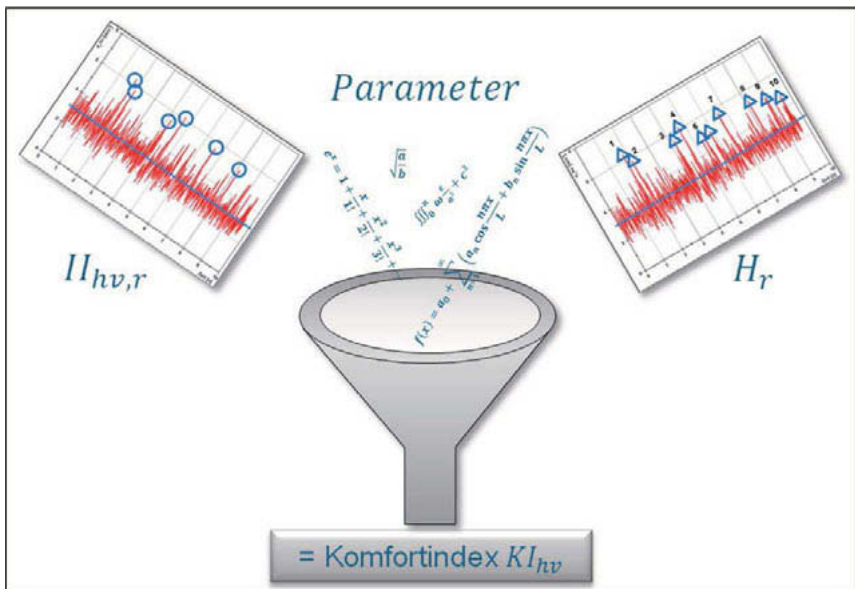


Bild 9: Ermittlung des Komfortindex

Anwendung des Komfortindex

Zur Reduzierung der Einzelstoßereignisse und dementsprechend auch der Torsionsschwingungen am Freischneider, wurde eine Weichheit in Form von einer Drehelastizität in den Antriebsstrang eingebracht. Dies mindert spürbar die störenden „Ruckler“ beim Betrieb der Maschine.

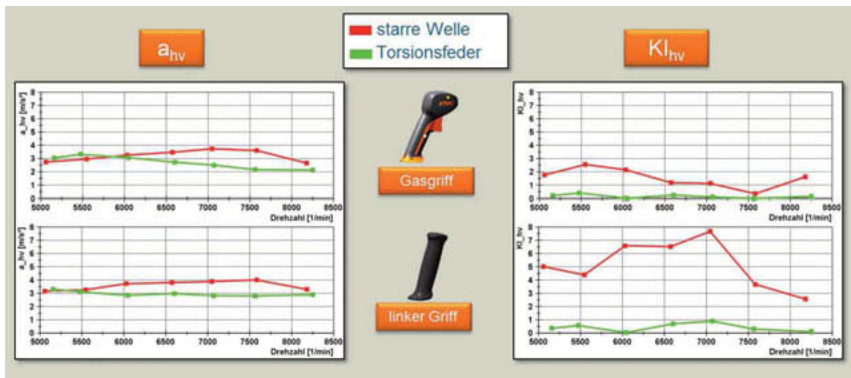


Bild 10: Griffstellenvibrationen a_{hv} im Vergleich zum Komfortindex KI_{hv}

Zur Analyse wurden ein Serienfreischneider mit starrer Welle und ein Freischneider mit oben genannter Drehelastizität verwendet. Es stellte sich in diesem Zug die Frage, ob die subjektiven Verbesserungen durch die Maßnahme auch mit dem a_{hv} Wert dargestellt werden können. Deshalb wurde sowohl der a_{hv} als auch der Komfortindex aus ein und demselben Schwingungssignal bestimmt. Da der Teillastbereich bei Zweitaktmotoren den kritischen Betriebsbereich darstellt, wurden Drehzahlen von 5.000 – 8.000 1/min in 500 1/min Schritten angefahren.

Bild 10 zeigt die Ergebnisse der Schwingungsmessung. In Rot ist die Serienmaschine mit starrer Welle und in Grün die Maschine mit Torsionsfeder dargestellt. Auf der linken Seite ist die Bestimmung des a_{hv} Werts zu sehen, wie er in der Norm gefordert wird. Man kann hier zwischen den beiden Varianten nur kleine Unterschiede erkennen. Auf der rechten Seite ist der Komfortindex illustriert. Dabei ist zu erkennen, dass eine deutlichere Differenzierung zwischen den beiden Varianten möglich ist.

Abgleich des subjektiven Empfindens mit dem Komfortindex

Um die Tauglichkeit des Komfortindex nachzuweisen wurde eine Probandenbefragung mit zwei unterschiedlich konfigurierten Freischneidern durchgeführt. Es wurde die gleiche Konfiguration wie in Kapitel 1.3 beschrieben verwendet. Bild 11 Zeigt den schematischen Ablauf der Probandenbefragung. Es mussten beide Maschinen im A-B-Vergleich bei zwei Drehzahlen verglichen werden. Während der Bewertung wurden gleichzeitig die Griffstellenvibrationen aufgezeichnet und der Komfortindex für jeden Probanden bestimmt.

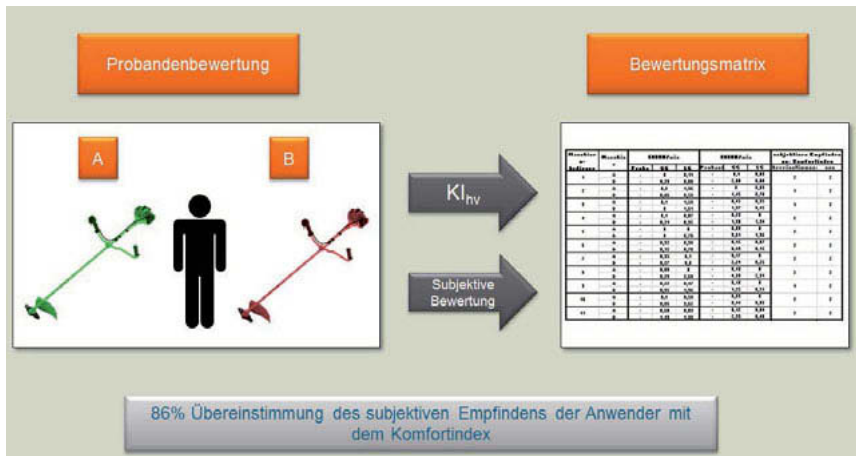


Bild 11: Schematischer Ablauf der Probandenbefragung

Sowohl die subjektive Bewertung als auch der Komfortindex ist in eine Bewertungsmatrix eingeflossen. Das Ergebnis zeigt eine 86%ige Übereinstimmung des subjektiven Empfindens der Probanden mit dem Komfortindex.

Auf Grundlage dieser Ergebnisse kann der Komfortindex zur Beurteilung von Einzelstoßereignissen bei Freischneidern angewendet werden.

Referenzen

- [1] CEN, DIN EN ISO 22867:2011, „Forst- und Gartenmaschinen – Schwingungsmessnorm für handgehaltene Maschinen mit Verbrennungsmotor – Schwingungen an den Handgriffen“, Europäische Union, 2011
- [2] DIN EN ISO 5349-1:2001, „Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen“

Anforderungen an ein Messsystem zur Ermittlung der Rotationsimpedanz von Hand-Arm Systemen

Requirements for a measurement system to determine the rotational impedance of hand-arm systems

Univ.-Prof. Dr.-Ing. **Sven Matthiesen**, M.Sc. **Andreas Lindenmann**, M.Sc. **Tim Bruchmüller**, IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe

Abstract

For measuring the mechanical input impedance of human hand-arm systems a shaker system, equipped with a sensor-handle is being used. DIN EN ISO 10819 proposes a handle geometry and measurement principle, which can be used for measurements of the impedance in translatory directions. However, no adequate result can be obtained by using the same handle for rotational excitation. This analysis focuses on finding causes of why the standard handle does not provide sufficient results for rotations. Experiments and FE simulations are conducted to investigate the vibration properties of the standard handle for rotational excitation. As a result of the investigations, requirements for a change of geometry and a new measurement method are derived.

1. Einleitung

In der Validierung handgehaltener Elektrowerkzeuge, Power-Tools, muss das zu validierende System als Teil eines Gesamtsystems gesehen werden [11]. Technisch relevante Umgebungssysteme des Power-Tools sind der Anwender sowie der Untergrund [1]. Die Wechselwirkungen zwischen Power-Tool und Anwender sind Gegenstand aktueller Forschungen und beeinflussen die Belastung auf einzelne Systemkomponenten des Power-Tools.

Nach Matthiesen [10] kann der Anwendereinfluss auf das Power-Tool in aktive und passive Eigenschaften unterteilt werden. Aktive Anwendereinflüsse werden vom Menschen agierend oder reagierend auf das Gerät eingeprägt, während die passiven Eigenschaften die Schwingungseigenschaften des menschlichen Hand-Arm Systems (HAS) mit allen Einflussgrößen beinhalten.

Zur Beschreibung der passiven Anwendereigenschaften wird die frequenzabhängige mechanische Impedanz des HAS herangezogen. Die Impedanz unterliegt hierbei unterschiedlichen Einflüssen, die dem Anwender entspringen, wie beispielsweise die Körperhaltung sowie die Griff- und Andruckkraft. Zur Ermittlung der mechanischen Impedanz wird mit einem Akteur (z.B. Shakersystem) eine harmonische mechanische Schwingung erzeugt. Dem Akteur wird ein Messgriff nachgeschaltet, welcher als Schnittstelle zwischen Anregungssystem und Anwender dient. Der Anwender greift mit der Hand an dem Messgriff an und wird somit im Bereich des Arms zur Schwingung angeregt. Durch im Griff verbaute Messtechnik kann die mechanische Impedanz des HAS ermittelt werden. Die Norm DIN EN ISO 10819:2013 [3] bietet Gestaltungsvorschläge für die konstruktive Umsetzung eines Messgriffs für Untersuchungen translatorischer Richtung. Die ermittelten Impedanzverläufe für translatorische Richtung sind in DIN 45677:2001 [2] aufgeführt.

Eine große Anzahl an Power-Tools, wie beispielsweise Tangentialschlagschrauber oder Exzentrerschleifer, weisen prinzipbedingt neben der translatorischen Richtung auch eine Schwingungsanregung in Rotationsrichtung auf. Eine zur translatorischen Richtung aus DIN 45677:2001 analoge Darstellung der rotatorischen Impedanz wurde bisher nicht vollständig ermittelt. In eigenen Untersuchungen hat sich herausgestellt, dass bei Anregung in Rotationsrichtung mit dem Messgriff nach DIN EN ISO 10819:2013 kein sinnvoller Impedanzverlauf ermittelt werden kann. Ursachen für das Versagen des Normgriffs als Messinstrument in rotatorischer Richtung werden in dieser Untersuchung ermittelt und Gestaltungsvorschläge für einen optimierten Messgriff abgeleitet.

2. Stand der Forschung

Die passiven Anwenderinteraktionen beinhalten die schwingungstechnischen Eigenschaften des Anwenders, die vom Anwender nur noch indirekt beeinflusst werden können [12]. Die Schwelle der Anregungsfrequenz zwischen aktiver und passiver Interaktion liegt nach Kern [7] bei 10 Hz.

Zur Beschreibung der passiven Anwendereinflüsse wird in der Literatur überwiegend die komplexwertige frequenzabhängige mechanische Eingangsimpedanz herangezogen. Diese lässt neben der Bewertung der Schwingungseigenschaften des HAS eine Ableitung von Ersatzmodellen in Form von Simulationsmodellen, als auch als mechanische Ersatzmodelle, zu. Ersatzmodelle als Simulationsmodelle dienen als wichtiges Werkzeug in der frühen Phase der Produktentwicklung, um Aussagen über Belastungen durch die Anwenderinteraktion am und im Power-Tool treffen zu können.

Mechanische Impedanz zur Charakterisierung von technischen Systemen

Für kleine Auslenkungen aus einer stabilen Ruhelage oder einem stabilen Betriebspunkt zeigt sich in der Mehrzahl der technischen Systeme ein lineares mechanisches Verhalten. Unter Annahme linearen Systemverhaltens lässt sich ein eindeutiger Zusammenhang zwischen Systemanregung und Systemantwort bilden.

Zur Beschreibung der Amplitudenverstärkung und Phasenverschiebung über ein Band an Frequenzen bieten sich komplexwertige Größen an. Im Fall der Untersuchung von HAS werden in der Literatur oft die komplexen Größen scheinbare Masse, scheinbare Steifigkeit oder mechanische Impedanz herangezogen.

Nach Dong [4] gilt für translatorische Richtung

$$\text{Scheinbare Masse: } AM_{trans}(j\omega) = \frac{F_q(j\omega)}{\ddot{q}(j\omega)} ; j = \sqrt{-1} ;$$

$$\text{Mechanische Impedanz: } AI_{trans}(j\omega) = \frac{F_q(j\omega)}{\dot{q}(j\omega)}$$

$$\text{Scheinbare Steifigkeit: } AS_{trans}(j\omega) = \frac{F_q(j\omega)}{q(j\omega)}$$

$F_q(j\omega)$ beschreibt die komplexe Darstellung der anregenden harmonischen Kraft, die auf das technische System aufgeprägt wird. Die imaginäre Einheit wird mit j eingeführt, ω beschreibt die Kreisfrequenz. Die Auslenkung, die aus der aufgeprägten Kraft resultiert, wird mit $q(j\omega)$ eingeführt. $(*)$ kennzeichnet die Zeitableitung.

Bestimmung der mechanischen Impedanz von Hand-Arm Systemen

Zur Bestimmung der mechanischen Anwenderimpedanz bei einer Anregungsfrequenz muss nach der angegebenen Formel die anregende Kraft sowie die Geschwindigkeit in Betrag und Phase bestimmt werden. Die Erfassung der notwendigen Messgrößen zur Bestimmung der Anwenderimpedanz erfolgt mit einem Shakersystem mit nachgeschaltetem Messgriff. Durch im Messgriff verbaute Sensorik wird die Anregungskraft sowie die Beschleunigung zeitsynchron erfasst. Bild 1 zeigt einen Gestaltungsvorschlag für einen Messgriff. Der Grundkörper (Pos.1) wird über die vier Aufnahmebohrungen mit dem Aktor gekoppelt. Der Grundkörper ist über zwei Kraftsensoren (Pos. 2) mit dem eigentlichen Griffkörper (Pos. 4 und 8) gekoppelt. Der Griff besteht aus zwei Halbschalen, die über Kraftsensoren (Pos. 9) miteinander verbunden sind. Durch die geteilte Bauweise kann die Greifkraft des Anwenders im Versuch bestimmt werden. Die Beschleunigung des Griffs wird in der Griffschale mittels Beschleunigungssensor (Pos. 6) erfasst.

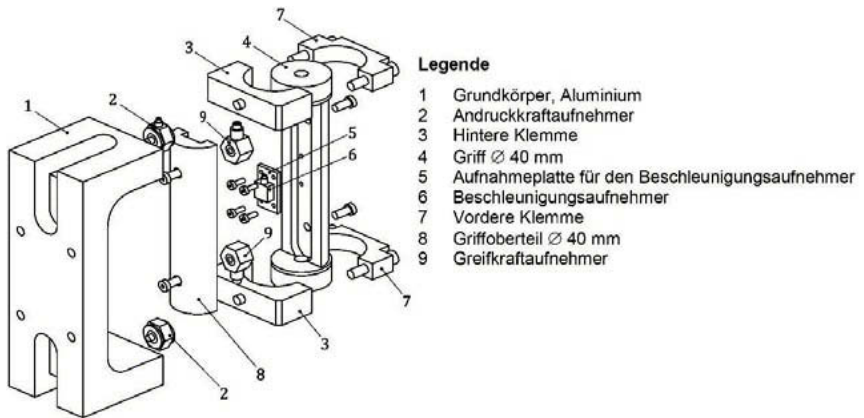


Bild 1: Messgriff aus DIN EN ISO 10819

Durch seine Massen- und Steifigkeitseigenschaften beeinflusst der Messgriff durch Ankopplung an das Hand-Arm System die mechanische Eingangsimpedanz ebendieses Hand-Arm Systems. Der Einfluss des Messgriffes muss aus den Messdaten herausgerechnet werden [6]. Dong [5] beschreibt die einfache Subtraktion der scheinbaren Masse des Griffes vom Gesamtsystem, um auf die scheinbare Masse des interagierenden Systems zu schließen.

Einflüsse auf die Anwenderimpedanz

In der Literatur ist die Abbildung der dynamischen Eigenschaften von Hand-Arm Systemen durch die mechanische Impedanz üblich [4]. DIN 45677 [2] zeigt eine starke Streuung der Impedanz des Hand-Arm Systems. Wesentliche Einflüsse auf die Impedanz sind nach Matthiesen et al [10] und Marcotte et al. [8]

- Vibrationsrichtung im Bezug zum Hand-Arm System
- Griffgeometrie
- Anwenderkräfte (Greif- und Andruckkraft)
- Hand-, Arm- und Körperhaltung
- Individuelle anthropometrische Unterschiede von Hand-Arm Systemen
- Beschleunigungsamplitude aufgrund nichtlinearer Gewebeeigenschaften bei hohen Amplituden

Mechanische Impedanz in rotatorischer Richtung

Zur Beurteilung von Rotationsschwingungen in Power-Tools und zur Generierung valider Ersatzmodelle ist die Bestimmung von Impedanzkennfeldern in rotatorischer Richtung wichtig. Der Begriff der Impedanz lässt sich nach Kern [7] für die Rotation analog zur Translation als Verhältnis des anregenden Drehmoments zur Winkelgeschwindigkeit beschreiben

$$AI_{rot}(j\omega) = \frac{M(j\omega)}{\dot{\varphi}(j\omega)}; j = \sqrt{-1}$$

$M(j\omega)$ beschreibt die Darstellung der Drehmomentschwingung im Frequenzbereich, $\dot{\varphi}(j\omega)$ die Winkelgeschwindigkeit um die Drehachse. Analog lassen sich die Begriffe des scheinbaren Massenträgheitsmoments, im Folgenden als Massenträgheit abgekürzt, und der scheinbaren Drehsteifigkeit einführen.

Die Messung des Drehmoments mit dem Messgriff nach DIN EN ISO 10819 erfolgt mit den aus der Drehachse versetzten Kraftsensoren (Pos. 2 in Bild 1) durch Berücksichtigung des Kraftanteils in Umfangsrichtung. Die Erfassung der Winkelgeschwindigkeit kann über die Winkelbeschleunigung durch ein radiales Versetzen des Beschleunigungssensors (Pos. 6 in Bild 1) aus der Drehachse erfolgen.

3. Motivation und Zielsetzung

Durch die Vielzahl an Anwendungen von Power-Tools und durch die vielfältigen Körperhaltungen des Anwenders können Bearbeitungsprozesse in verschiedenen Raumlagen durchgeführt werden [10].

Die passiven Kräfte beeinflussen in einigen Fällen nicht nur das Arbeitsergebnis [10], sondern vor allem den inneren dynamischen Zustand des Power-Tools, messbar durch die Gehäusevibration [9]. Häufig induzieren rotatorische Antriebe durch Getriebe eine lineare oder eine um 90° zum Antrieb versetzte rotatorische Bewegung. Diese Bewegungen haben meist unterschiedliche Frequenzen und Amplituden. Die bisherigen Normen zur Bestimmung der Impedanz des HAS gehen von einer festgelegten Körper-, Arm- und Handhaltung aus [2]. Soll der Einfluss der passiven Anwenderkräfte auf Power-Tools bewertet werden, so kann die mechanische Impedanz aus bisherigen Normen nicht herangezogen werden, da die Variation von Körper-, Arm- und Handhaltung und die Überlagerung der Anregungsbewegung bei ihrer Erstellung nicht berücksichtigt wurden.

Zur Messung der Anwenderimpedanz in rotatorischer Richtung für Pistolengriffe bietet sich der Einsatz des Messgriffs nach DIN EN ISO 10819 [3] an. Um die Validität der Messungen zu

gewährleisten, werden Kalibriermessungen durchgeführt. Hierzu werden Gewichte mit bekannter Masse an den Messgriff angebracht. Wird die scheinbare Massenträgheit $AM_{rot}(j\omega) = \frac{M(j\omega)}{\ddot{\varphi}(j\omega)}$; $j = \sqrt{-1}$ betrachtet, so entspricht diese im Fall eines starren Körpers der wahren Massenträgheit. Bei Befestigung einer starren Masse am Messgriff erzeugen die Kalibriermassen somit eine konstante Verschiebung von $|AM_{rot}(j\omega)|$.

In Kalibriermessungen mit einem physischen Messgriff nach DIN EN ISO 10819 [3] zeigte sich jedoch, dass sich der Wert der angebrachten Massen in rotatorischer Richtung nicht rekonstruieren lässt. Eine zuverlässige Messung der Anwenderimpedanz ist somit nicht gewährleistet.

Ziel der vorgestellten Arbeit ist es, mit Hilfe von Messungen am physischen System sowie Simulationsmodellen, Ursachen für die gemessenen Abweichungen der berechneten Massenträgheit zur tatsächlichen Massenträgheit des Messgriffes in Rotationsrichtung zu identifizieren. Anhand der Ergebnisse werden Anforderungen an Gestalt und Messprinzip eines Messgriffs abgeleitet, welche Untersuchungen in Rotationsrichtung erlauben. Eine ausführliche Erarbeitung und Untersuchung einer optimierten Gestalt ist nicht Gegenstand dieser Arbeit und wird in weitergehenden Forschungsarbeiten untersucht.

4. Methoden und Modelle

Wie in Bild 2 dargestellt, teilt sich die Untersuchung in Messungen am physischen Messgriff und in Finite Elemente (FE) Simulationen auf. In beiden Domänen wird das gleiche Experiment durchgeführt. Es werden die drei Mess- beziehungsweise Modellkonfigurationen Griff ohne Zusatzmassen, Griff-Zusatzmasse 1 und Griff-Zusatzmasse 2 untersucht. Aus den Experimenten kann für jede Domäne ein Verlauf der scheinbaren Massenträgheit ermittelt werden. Die Ergebnisse werden anschließend verglichen und bewertet, sodass abschließend Vorschläge für eine Gestaltänderung erzeugt werden können.

Das Anbringen von Zusatzmassen wird in ISO 10068:2012 [6] als Methode zur Verifizierung des Messgriffes genannt. Bild 3 zeigt die Konfiguration des Messgriffes mit den stirnseitig anzubringenden Zusatzmassen (Pos. 4). Im physischen und virtuellen Experiment werden je zwei oder vier Massen zu je 0.075 kg an den Messgriff angebracht. Die Anregung des Messsystems erfolgt als Fußpunktanregung um die Z-Achse (Pos. 1). Die Drehmomentmessung erfolgt über zwei 3-Achs Kraftsensoren, welche aus der Drehachse versetzt sind (Pos. 2). Die Winkelbeschleunigung wird mit zwei Beschleunigungssensoren erfasst, welche an den oben- und untenliegenden Flächen des Griffzylinders montiert sind (Pos. 3).

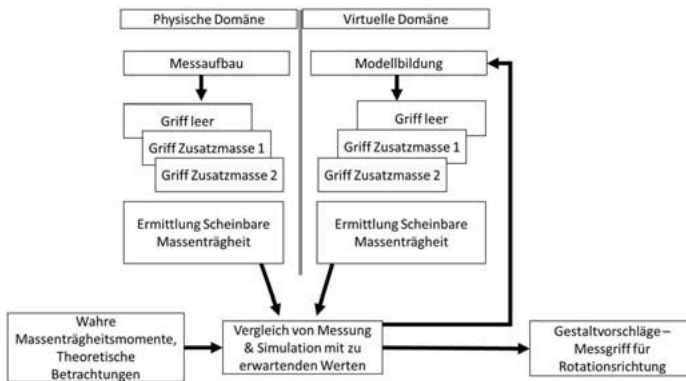


Bild 2: Untersuchungsmethode zur Ermittlung der scheinbaren Massenträgheit in der physischen und virtuellen Domäne

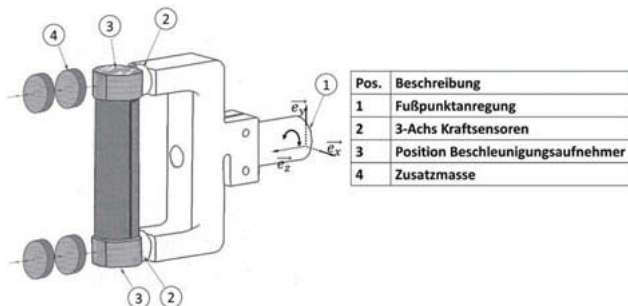


Bild 3: Konfiguration des Messgriffes mit Kalibriermassen

Die harmonische Anregung erfolgt, in Anlehnung an Impedanzkennwerte aus DIN 45677 [2], in Frequenzen einer Terzfolge mit dem Bereich von 10 – 508 Hz. Es gilt folgende Berechnungsvorschrift

$$f_{n+1} = \sqrt[3]{2} * f_n ; n \in \mathbb{N}_+$$
(1)

Finite Elemente Modell des Messgriffes zur numerischen Bestimmung der scheinbaren Massenträgheit

Zur numerischen Ermittlung der scheinbaren Massenträgheit der beschriebenen Griffkonfigurationen wird die Finite Elemente Software ANSYS Mechanical APDL verwendet. Die einzel-

nen Modellkomponenten sind ideal starr über Multi-Point-Constraints gekoppelt. Die eingestellten Materialparameter beschreiben Aluminium ($E = 71 \text{ GPa}$, $\rho = 2760 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$, $\nu = 0.33$) für den Griffzylinder, Griff-Halbschale, Grundkörper sowie alle Kraftsensoren. Der Zapfen (Pos.1 in Bild 3) wird als Stahlwerkstoff modelliert ($E = 210 \text{ GPa}$, $\rho = 2760 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$, $\nu = 0.33$).

Die Kraftsensoren wurden im FE Modell als einfache Zylindergeometrie gewählt. Die Zylindergeometrie wurde angepasst, sodass die Steifigkeitswerte der Kraftsensoren in translatorischer Richtung erreicht werden. Das Datenblatt der Kraftsensoren gibt keine Auskunft über das Biegeverhalten, sodass eine zuverlässige Abbildung der Biegesteifigkeiten nur sehr eingeschränkt möglich ist. Die Zusatzmassen werden als Punktmassen modelliert und starr an den Griffzylinder gekoppelt. Es wird eine harmonische Analyse mit den beschriebenen Anregungsfrequenzen durchgeführt. Die Winkelverdrehung wird mit einer Amplitude von $\hat{\varphi} = 10^{-3} \text{ rad} \ll 1$ vorgegeben.

Anwender-Interaktion Prüfstand zur Bestimmung der Eingangsimpedanz des Hand-Arm Systems

Bild 4 zeigt den Anwender-Interaktion Prüfstand (AIP), welcher HAS in vielen, Power-Tool-üblichen Körper-, Arm- und Handhaltungen anregen kann. Es besteht aus einem Rahmengerüst (Pos. 1) mit einer Gesamthöhe von 5 m. Auf der Innenseite des Rahmengerüsts (Pos. 1) sind Führungsschienen angebracht, in denen die Aufnahme der Linearerreger (Shaker) geführt wird. Durch elektromotorisch angetriebene Kugelgewindetriebe kann die Shakeraufnahme (Pos. 2) in der Höhe zum Boden verstellt werden (Pos. 3). Die Shakeraufnahme (Pos. 2) hat zu den Schlitten der Linearführung einen rotatorischen Freiheitsgrad. Durch zwei Elektromotoren kann die Neigung der Shaker zum Boden eingestellt werden (Pos. 4). Durch die Höhen- und Neigungseinstellung kann der anzuregende Griff (Pos. 7) in jeder Power-Tool-gängigen Lage für die Probanden positioniert werden.

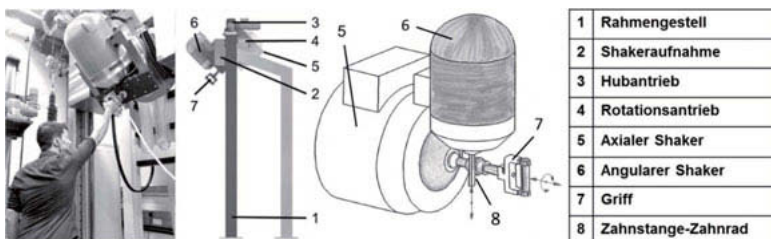


Bild 4: Anwender-Interaktion Prüfstand zur Untersuchung von HAS

Für eine axiale Anregung (entlang der Unterarmachse des Probanden) ist ein Shaker (ETS M124 M) (Pos. 5) gegenüber dem Griff angeordnet. Ein neunzig Grad zur Anregungsachse des axialen Shakers (Pos. 5) angeordneter zweiter Shaker (ETS L215M) (Pos. 6) überträgt lineare Anregungen über eine Zahnstange auf ein Zahnrad (Pos. 8), welches direkt mit der Welle des Griffs (Pos. 7) verbunden ist. Durch eine Keilnutmutter in Kombination mit einer Lagerung können axiale und angulare Anregung auf dem Griff (Pos. 7) überlagert werden. Beide Shaker (Pos. 5 und Pos. 6) ermöglichen Anregungsfrequenzen von 0 bis 1000 Hz. Die Regelung erfolgt auf die Amplitude der Winkelbeschleunigung. Die Anregungsamplitude wird so angepasst, dass ein definiertes Messsignal entsteht, welches sich klar vom Grundrauschen abgrenzt. Unter Annahme eines linearen Schwingungsverhaltens ist diese Vorgehensweise zulässig. Es werden drei Experimente durchgeführt. Im ersten Schritt wird der Messgriff ohne Zusatzmassen untersucht. Weiterhin werden jeweils, $2 \times 0.075 \text{ kg}$ und $2 \times 0.150 \text{ kg}$ angebracht. Es werden die Griffbeschleunigungen mit zwei PCB 356A02 sowie die Kräfte der beiden Kraftsensoren, Kistler 9027C, in allen translatorischen Raumrichtungen erfasst. Zur Signalverstärkung werden Kistler 5073A411 und PCB 483C15 Messverstärker verwendet. Zur Erfassung der konditionierten, analogen Messdaten wird eine Jäger-ADwin MIO-4-ET1 Messkarte verwendet. Pro Griffkonfiguration werden je drei Messreihen durchgeführt. Die Abtastrate liegt bei 10 kHz.

Auswertung

Die Auswertung der physischen und virtuellen Experimente erfolgt in MATLAB®. Aus den, im physischen Experiment angebrachten, Sensoren liegen Daten in translatorischer Richtung vor. Für die Auswertung werden im System die, in Bild 5 abgebildeten Parameter definiert. Beschleunigungen werden durch a beschrieben, F beschreibt die Schnittkräfte im Messgriff, φ ist die Winkelkoordinate. Die Winkelbeschleunigung wird aus

$$\ddot{\varphi}(t) = \frac{a_{x-oben}(t) + a_{x-unten}(t)}{2 * r_s} \quad (2)$$

errechnet. Das Drehmoment in Folge der Kräfte in X- Richtung resultiert zu

$$M(t) = (F_{x-unten}(t) - F_{x-oben}(t)) * r_{SF} \quad (3)$$

Zur Bestimmung der scheinbaren Massenträgheit erfolgt eine Filterung der Messdaten mit einem Butterworth-Bandpass 2. Ordnung und einer Bandbreite von 20% der Anregungsfrequenz. Die Transformation in den Frequenzbereich erfolgt durch Identifikation der Amplitude und Phase der Sinusschwingungen bei den jeweiligen Anregungsfrequenzen.

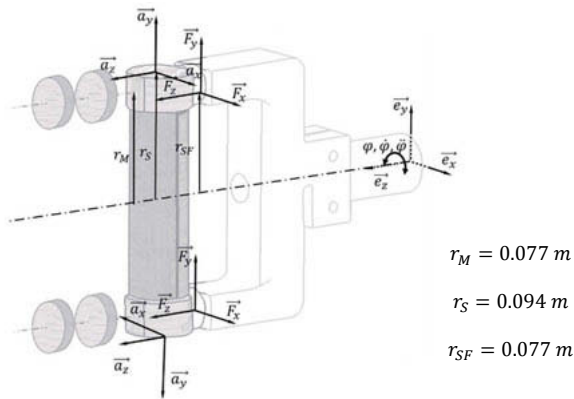


Bild 5: Freiheitsgrade und Kräfte im Messgriff

Die Ergebnisse aus der FE-Simulation werden direkt im Frequenzbereich erzeugt und benötigen keine Transformation.

Nach Bestimmung der scheinbaren Massenträgheiten aller drei Systemkonfigurationen wird die scheinbare Massenträgheit des leeren Griffes von den scheinbaren Massenträgheiten des Griffes mit Zusatzmassen abgezogen. Es resultiert das Massenträgheitsmoment der Zusatzmassen entsprechend ihrer Distanz zur Drehachse.

5. Ergebnisse

Die Auswertung aller Messreihen aus dem physischen Experiment zeigt eine gute Wiederholbarkeit der einzelnen Experimente. Messungen mit unveränderter Konfiguration zeigen bei den scheinbaren Massenträgheiten eine Abweichung zwischen den einzelnen Betragskurven von unter 4%.

Mit der Approximation $I_{M-Zusatz} = 2 * m_{Zusatz} * r_M^2$ lässt sich theoretisch auf die angebrachten Zusatzmassen zurückschließen. Für die Messungen am physischen System resultieren die ermittelten Zusatzmassen wie in Bild 6 dargestellt. Die Abszisse zeigt die Anregungsfrequenz, die Ordinate den Betrag der scheinbaren Masse der Zusatzmassen. Die wahre Masse der einzelnen Zusatzmassen (0.075 kg und 0.150 kg) sind als Strichlinien gekennzeichnet. Es ist erkennbar, dass die Zusatzmasse aus den Messungen nicht rekonstruiert werden kann.

Das ANSYS FE-Modell zeigt, wie in Bild 7 abgebildet, einen vergleichbaren Verlauf des Betrages der scheinbaren Massen. Der Frequenzbereich ist im unteren Bereich ergänzt. Unter-

schiede in den Betragskurven im Vergleich zu Bild 6 können auf Ungenauigkeiten in der Modellierung des FE Modells, insbesondere durch die fehlerhafte Modellierung der Biegesteifigkeiten der Kraftsensoren, zurückschließen.

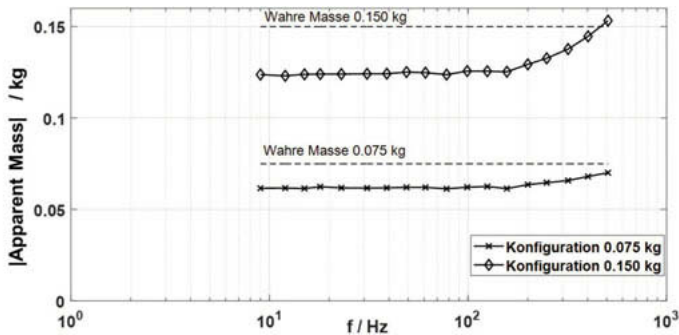


Bild 6: Messung – Scheinbare Masse der Zusatzmassen

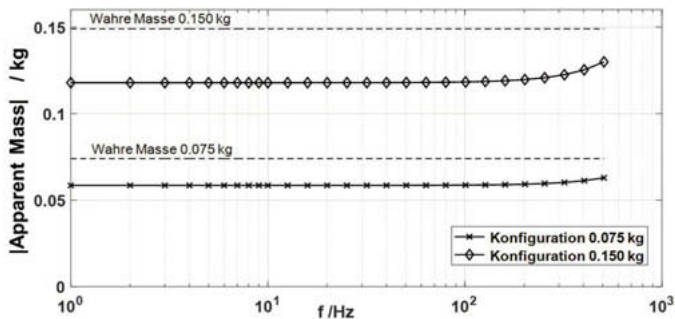


Bild 7: FE Simulation – Scheinbare Masse der Zusatzmassen

Modellfehler durch Vernachlässigung von Drehmomentübertragung

Durch die flächige Verbindung von Kraftsensor und Griffzylinder können neben den Kräften in translatorischer Richtung auch Drehmomente übertragen werden. Wird lediglich der Griffzylinder betrachtet, lässt sich ein Freischnitt, wie in Bild 8 dargestellt, einführen. Die Querkräfte und Drehmomente, die durch die beiden Kraftsensoren auf den Griffzylinder eingeprägt werden, sind mit F_O , F_U , M_O , M_U eingeführt. Das Massenträgheitsmoment bezüglich des Schwerpunktes wird mit I_S notiert, r_M beschreibt den Ortsvektor des Kraftangriffs im Inertialsystem. Es wird die Winkelkoordinate φ mit ihren Zeitableitungen eingeführt.

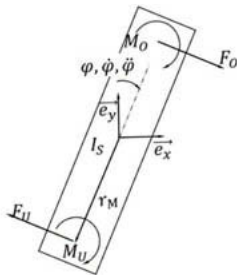


Bild 8: Freischnitt des Griffzylinders

Die Auswertung des Drallsatzes resultiert mit folgender Bewegungsgleichung

$$I_S * \ddot{\varphi} = M_O + M_u + (F_O + F_U) * r_M \quad (4)$$

Eine Auswertung der Messdaten aus den Kraftsensoren erlaubt jedoch lediglich eine Erfassung der Kräfte F_O und F_U , sodass die übertragenen Drehmomente vernachlässigt werden. Wird in der FE Simulation die Übertragung von Drehmomenten in den Kraftsensoren mit berücksichtigt, resultiert die Darstellung in Bild 9. Es ist eine gute Deckung im unteren Frequenzbereich erkennbar. Die scheinbare Masse und somit auch die scheinbare Massenträgheit weichen erst bei höheren Frequenzen von der wahren Trägheit ab.

Wird das anregende Drehmoment alternativ direkt an der Stelle der Anregung (Pos. 1 in Bild 3) erfasst, lässt sich ein Verlauf der scheinbaren Massen wie in Bild 10 dargestellt bestimmen. Es ist ebenfalls eine gute Übereinstimmung zwischen wahrer und scheinbarer-Masse bei Frequenzen unter 100 Hz zu erkennen, wobei die scheinbare Masse mit zunehmender Frequenz abnimmt.

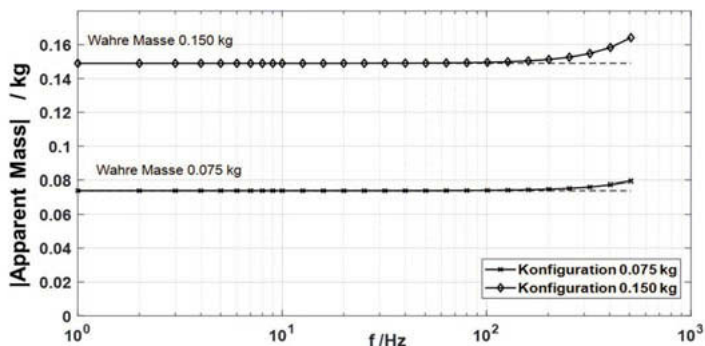


Bild 9: FE Simulation – Scheinbare Masse der Zusatzmassen mit Momentenübertragung

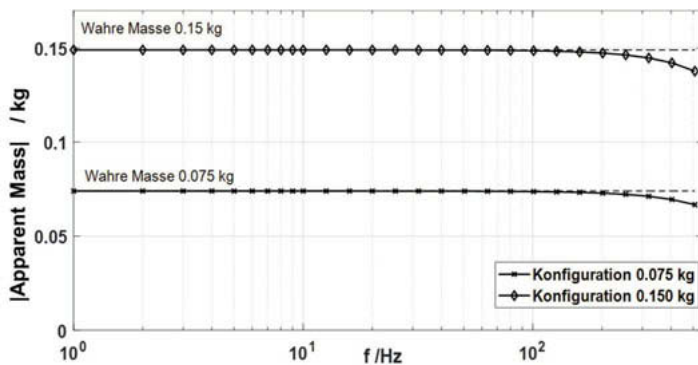


Bild 10: FE Simulation – Scheinbare Masse der Zusatzmassen bei Drehmomentenmessung an der Anregestelle

6. Diskussion

Bild 6 und Bild 7 zeigen eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation. Jedoch ist in beiden Darstellungen eine eindeutige Abweichung der scheinbaren Masse von der wahren Masse zu erkennen. Durch Berücksichtigung der übertragenen Drehmomente in den Kraftsensoren lässt sich in Bild 9 im unteren Frequenzbereich eine Deckung erkennen. Somit wird nachgewiesen, dass die Drehmomente in der Anbindung der Kraftsensoren nicht vernachlässigt werden dürfen.

Wird das Drehmoment direkt an der Stelle der Anregung gemessen, kann die angebrachte Kalibriermasse aus den gewonnenen Messdaten eindeutig rekonstruiert werden. Aus diesen Ergebnissen lassen sich Anforderungen für eine optimierte Gestalt und Messmethode in dem Messgriff ableiten.

Um den Modellfehler durch fehlende Drehmomente zu vermeiden, kann die Ankoppelstelle so gestaltet werden, dass keine Drehmomente übertragen werden. Konkret kann hier eine Stiftverbindung umgesetzt werden, welche lediglich die translatorischen Freiheitsgrade sperrt. Alternativ kann der Messgriff um einen verbauten Drehmomentensensor an der Anregungsstelle erweitert werden. Dieses Vorgehen wird als zuverlässig bewertet. Ebenso kann durch ein breites Spektrum an Kalibriermessungen ein Zusammenhang zwischen Querkraft und Drehmoment erarbeitet werden, sodass ein Korrekturfaktor definiert werden kann. Voraussetzung hierfür ist, dass der Messgriff ein Starrkörperverhalten im Frequenzbereich der Untersuchung aufweist. Das Ansteigen beziehungsweise Abfallen der scheinbaren Masse bei höheren Frequen-

zen lässt sich auf elastische Verformung des Messgriffs zurückführen. Ein Ansteigen der Querkräfte in den Kraftsensoren (siehe steigende Masse in Bild 7 und Bild 9) bei gleichzeitigem Abfallen des anregenden Drehmoments (siehe abfallende Masse in Bild 10) lässt eine, in der Nähe liegende, Eigenfrequenz vermuten. Eine Optimierung der Steifigkeitseigenschaften des Messgriffs in Rotationsrichtung ist deshalb zu empfehlen, sodass der Gültigkeitsbereich der statischen Kalibrierung auf den Frequenzbereich für Untersuchungen von HAS nach DIN 45677 [2] erweitert werden kann.

7. Ausblick

Zur Weiterführung der Ergebnisse und Erkenntnisse dieser Arbeit ist zunächst eine Optimierung der Steifigkeit in Rotationsrichtung ratsam, um einen großen Messbereich mit linearem Systemverhalten zu ermöglichen. Eine Optimierung der Messmethode mit anschließender detaillierter Untersuchung der dynamischen Eigenschaften in virtuellen Modellen bedarf weitergehender Forschung. Mit einem validen Messgriff können im nächsten Schritt Impedanzkennfelder für rotatorische Anregung erarbeitet werden. Mit Hilfe Anwenderimpedanz können Hand-Arm Modelle (HAM) generiert werden, welche bereits existierende translatorische HAM ergänzen. Matthiesen [12] beschreibt ein Vorgehen zur Erarbeitung von rotatorischen HAM aus den Impedanzkurven, welche eine mechanische Umsetzung erlauben. Wesentliches Potential mechanischer Hand-Arm Modelle ist die Unterstützung des Entwicklers als Komponente einer reproduzierbaren Testumgebung für Power-Tools, ohne den Anwendereinfluss zu vernachlässigen.

8. Danksagung

Zentraler Bestandteil dieser Untersuchung war die Schwingungsuntersuchung des Messgriffs am Anwender-Interaktion Prüfstand (AIP). Die statische und dynamische Auslegung sowie die konstruktive Umsetzung des AIP erfolgte durch *DTSquare GmbH*. Durch tiefgehendes Know-How im Prüfstandsbau entstand eine einzigartige Testumgebung zur schwingungstechnischen Untersuchung des menschlichen Hand-Arm Systems für die Power-Tool Entwicklung.

9. Literaturhinweise

- [1] Bruchmueller, T., Mangold, S., Matthiesen, S., Oltmann, J., Rasmussen, O., Krause, D., Stuecheli, M., and Meboldt, M. An Adjustable Impedance Element - System Requirements and Design Approach. In 26. *DfX-Symposium*. TuTech Verlag, Hamburg, 133–144.
- [2] DIN 45677. Mechanische Eingangsimpedanz des menschlichen Hand-Arm-Systems. 2001.
- [3] DIN EN ISO 10819. Mechanische Schwingungen und Stöße – Hand-Arm-Schwingungen – Messung und Bewertung der Schwingungsübertragung von Handschuhen in der Handfläche (ISO 10819:2013); Deutsche Fassung EN ISO 10819:2013. 2013.
- [4] Dong, R. G., Rakheja, S., Schopper, A. W., Han, B., and Smutz, W. P. Hand-transmitted vibration and biodynamic response of the human hand-arm: A critical review. *Critical Reviews in Biomedical Engineering*. 2001, 393–439.
- [5] Dong, R. G., Welcome, D. E., McDowell, T. W., and Wu, J. Z. Measurement of biodynamic response of human hand–arm system. *Journal of Sound and Vibration* 294. 2006, 807–827.
- [6] ISO 10068. Mechanical vibration and shock - Mechanical impedance of the human hand-arm system at the driving point. 2012.
- [7] Kern, T. A. *Entwicklung Haptischer Geräte - Ein Einstieg für Ingenieure*, Berlin, Heidelberg:Springer Berlin Heidelberg. 2009.
- [8] Marcotte, P., Aldien, Y., Boileau, P.-É., Rakheja, S., and Boutin, J. Effect of handle size and hand–handle contact force on the biodynamic response of the hand–arm system under zh-axis vibration. *Journal of Sound and Vibration* 283. 2005, 1071–1091.
- [9] Matthiesen, S., Gwosch, T., and Bruchmueller, T. Experimentelle Identifikation von Schwingungsursachen in Antriebssträngen von Power-Tools. *VDI Fachtagung Schwingungen 2017: Berechnung, Überwachung, Anwendung*. 2017.
- [10] Matthiesen, S., Mangold, S., Bruchmueller, T., and Marko, A. Der Mensch als zentrales Teilsystem in Wechselwirkung mit handgehaltenen Geräten - Ein problemorientierter Ansatz zur Untersuchung dieser Schnittstelle. In *Design for X - Beiträge zum 25. DfX-Symposium*, 193–204.

- [11] Matthiesen, S., Mangold, S., Germann, R., Schäfer, T., and Schmidt, S. Hand-arm models for supporting the early validation process within the product development of single impulse operating power tools. *Forschung im Ingenieurwesen* 80. 2018.
- [12] Matthiesen, S., Mangold, S., and Zumstein, T. Ein anpassbares Hand-Arm Modell mit rotatorischem Freiheitsgrad zur Validierung handgehaltener Geräte. In *VDI-Berichte* 2277. VDI Verlag GmbH.

Vibrationsexposition bei Aufsitzrasenmähern – Evaluation des Schwingungsmessverfahrens nach DIN EN ISO 5395-1:2014

Vibration exposure on riding lawn mowers – Evaluation of the vibration measurement method according to DIN EN ISO 5395-1:2014

Dipl.-Ing. **Christian Freitag, Detlef Sayn**, Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung (IFA), Sankt Augustin

Abstract

The operators of a riding lawn mower are exposed to permanent vibration exposures during mowing. A stimulation of the vehicle by the uneven road surface of a meadow can permanently damage the lumbar spine even with a duration of exposure of a few hours per day. Municipal facilities, institutions and companies try to provide their employees with low-vibration vehicles and include the vibration load values listed in the operating instructions of the respective manufacturers in the purchase decision for a vehicle. Unfortunately, in the normative annex of the standard DIN EN ISO 5395-1: 2014 [1], vibration measurements for the determination of whole-body vibration at the point of discharge into the buttocks of the operators are not representative operating conditions that define a realistic stimulation of the vehicle. Only an undefined smooth surface describes the surface texture that the riding lawn mowers have to cross at a predefined constant speed. This requirement inevitably leads to an undervaluation of the real-acting vibration loads, since the standard offers the manufacturers of riding lawn mowers the opportunity to design a test track that does not cause nearly a comparable vibration excitation of the vehicle.

The results of this project show that a modified test track written in DIN EN 13059:2009 [2] can be used to define a possible representative and reproducible test procedure.

1. Einleitung

Die Bedienenden eines Aufsitzrasenmähers sind während der Mäharbeiten permanenten Vibrationsexpositionen ausgesetzt. Eine Anregung des Fahrzeugs durch den unebenen Fahrbahnutergrund einer Wiese kann selbst bei einer Einwirkungsdauer von wenigen Stunden pro Tag die Lendenwirbelsäule dauerhaft schädigen. Kommunale Einrichtungen, Institu-

tionen und Betriebe versuchen ihren Mitarbeitenden vibrationsarme Fahrzeuge zur Verfügung zu stellen und beziehen die in der Bedienungsanleitung der jeweiligen Hersteller aufgeführten Schwingungsbelastungswerte in die Kaufentscheidung für ein Fahrzeug ein. Leider bieten die im normativen Anhang der Norm DIN EN ISO 5395-1:2014 [1] aufgeführten Schwingungsmessverfahren zur Bestimmung der Ganzkörper-Schwingungen an der Einleitungsstelle in das Gesäß der Bedienenden keine repräsentativen Betriebszustände, die eine realitätsnahe Anregung des Fahrzeugs durch den Fahrbahnuntergrund festlegen. Lediglich ein ebener, horizontaler, harter Untergrund beschreibt die Oberflächenbeschaffenheit bei einer Überfahrt des Aufsitzrasenmähers mit einer vordefinierten konstanten Geschwindigkeit ($v = 6 \text{ km/h}$).

Da die Beschaffenheit der Oberfläche des Untergrundes nicht im Detail definiert wird, bietet diese Norm den Herstellern von Aufsitzrasenmähern einen weitreichenden Interpretationsspielraum, um zur Bestimmung der Vibrationsemissionen auf der Sitzfläche einen Untergrund zu wählen, der das Fahrzeug lediglich in einem geringen Maße anregt. Eine Fahrt über eine ebene Rasenfläche wäre mit einer Asphaltoberfläche nicht vergleichbar.

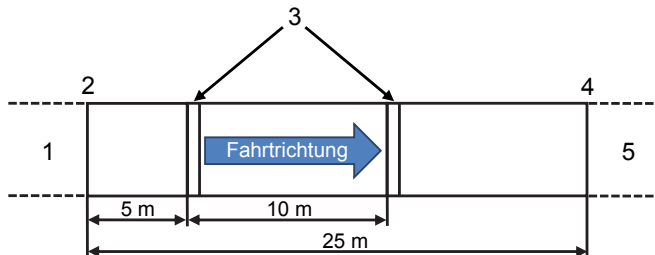
Da eine Rasenoberfläche ebenfalls in einer deutlich abweichenden Beschaffenheit vorliegen kann, wodurch keine vergleichbaren und reproduzierbaren Messergebnisse geschaffen werden können, ist das Ziel dieses Vorhabens die Eignung eines bereits bestehenden Verfahrens zur Schwingungsmessung nach DIN EN 13059:2009 [2] für den Einsatz zur Einstufung von Aufsitzrasenmähern zu prüfen.

2. Methodik

Im vorherigen Kapitel ist die Schwierigkeit einer Definition eines repräsentativen Untergrundes erläutert worden. Im Rahmen dieses Vorhabens sollen Untersuchungen an einem Aufsitzrasenmäher der Firma John Deere (Typ F935) zeigen, wie hoch die Schwingungsbelastungen auf den Bedienenden an der Einleitungsstelle in das Gesäß im typischen Mähbetrieb sind und ob das bekannte Prüfverfahren nach DIN EN 13059:2009 [2] zur Schwingungsmessung auf Flurförderzeugen ebenfalls bei Aufsitzrasenmähern angewendet werden kann.

Diese Norm beinhaltet ein vordefiniertes Prüfverfahren, welches die auf den Körper der Bedienenden von Flurförderzeugen wirkenden Vibrationsbelastungen messen, um dadurch die Möglichkeit zu schaffen, die in der Maschinen-Richtlinie definierten Anforderungen an die Angabe von Kennwerten zu erfüllen. Mit Hilfe des Prüfverfahrens kann die in Form einer Teststrecke abgebildete reproduzierbare Untergrundbeschaffenheit ebenfalls zum Vergleich von Sichelrasenmähern der gleichen Klasse sowie zur Ergründung des Einflussverhaltens

von unterschiedlichen Fahrersitzen und Reifen an einem Fahrzeug dienen. Bild 1 zeigt schematisch die Teststrecke nach DIN EN 13059:2009.



Legende:

- 1 Beschleunigungsbereich
- 2 Startlinie
- 3 Schwellen (Multiplex Birke l = 300 cm, b = 150 mm, t = 8; 13; 20 mm)
- 4 Ziellinie
- 5 Verzögerungsbereich
- $v = 10 \text{ km/h}$

Bild 1: Schematische Darstellung der Teststrecke nach DIN EN 13059:2009 zur definierten Bestimmung der Schwingungsbelastung (modifiziert nach [2])

Die gesamte Teststrecke ist mit einer konstanten Geschwindigkeit von $v = 10 \text{ km/h}$ durchfahren worden, bevor nach einer Strecke von 5 m und weiteren 10 m die zwei senkrecht zur Fahrtrichtung platzierten Schwellen überfahren worden sind und auf das Fahrzeug eine definierte Schwingungsbelastung einwirkte. Um unterschiedliche Schwingungsanregungen zu erzeugen wurden verschiedene Schwellenhöhen für die Überfahrt der Normhindernisfahrbahn zur Verfügung gestellt.

Mit Hilfe eines mechanischen Gaspedalanschlages ist die konstante Geschwindigkeit von $v = 10 \text{ km/h}$ eingestellt worden. Aufgrund dieser konstanten Vorgabe resultiert eine Durchfahrtszeit von $t = 9 \text{ s}$ über die Länge von 25 m beginnend an der Startlinie (2) bis zur Ziellinie (4) der Teststrecke. Neben einer Teststreckenlänge von 25 m ist ein zweiter Streckenaufbau definiert worden, der eine Messzeit von $t = 12 \text{ s}$ ermöglicht und damit erst die Darstellung eines *PSD*-Spektrums. Diese Teststrecke ist nach der zweiten Schwellenüberfahrt um eine

zusätzliche Fahrzeit von $t = 3$ s (8,33 m) erweitert worden. Bild 2 zeigt durch die rot schraffierte Fläche (6) den erweiterten Fahrabschnitt.

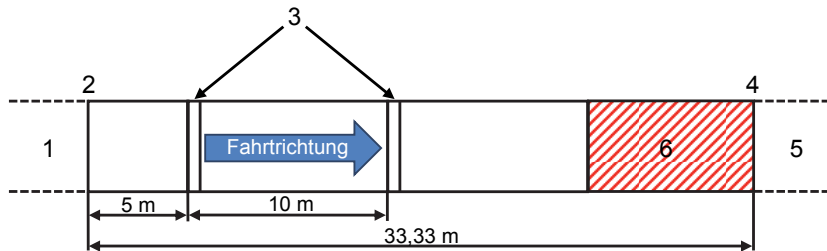


Bild 2: Schematische Darstellung der erweiterten Teststrecke nach DIN EN 13059:2009 zur definierten Bestimmung der Schwingungsbelastung (modifiziert nach [2])

Die Gültigkeit der Messung wird erreicht, wenn die Durchschnittsgeschwindigkeit des auf der Versuchsstrecke fahrenden Fahrzeuges mit einer Abweichung von ± 10 % durchgeführt worden ist. Eine Warmlaufzeit von 10 min ist dabei zu beachten. Zusätzlich ist nach jeder Veränderung der Messbedingung eine Prüfreihe von mindestens $N = 5$ gültigen Fahrten durchzuführen, wobei der Variationskoeffizient C_v bei N aufeinander folgenden Effektivwerten der bewerteten Beschleunigung kleiner als 0,15 sein muss. Dieser ist definiert als der Quotient der Standardabweichung einer Messwertreihe zum arithmetischen Mittelwert.

Der als informativ gekennzeichnete Anhang C der Norm DIN EN 13059:2009 definiert eine weitere Vorgabe für die Bestimmung der Kennwerte der Versuchsstrecke. Die Oberfläche der Versuchsstrecke sollte so glatt sein, dass die unter dem Sitz des Sichelrasenmähers gemessene Beschleunigung in vertikaler Richtung bei der Fahrt über die hindernisfreie Versuchsstrecke kleiner als 50 % der mit Hindernissen gemessenen Beschleunigung ist.

Anhang A (informativ) der Norm DIN EN 13059:2009 beschreibt einen Leitfaden für die Prüfung von „geländegängigen“ Flurförderzeugen – Klasse 6, in dem eine Schwellenhöhe von 30 mm für die Teststrecke empfohlen wird. Da vor Versuchsbeginn nicht sichergestellt werden konnte, ob die Anregung des Fahrzeuges durch eine Schwellenhöhe von lediglich 8 mm ausreicht um die notwendige Bedingung des Variationskoeffizienten C_v zu erfüllen und ein Sichelrasenmäher in eingeschränkter Weise als ein geländegängiges Fahrzeug bezeichnet werden kann, wurde der Empfehlung aus Anhang A, deutliche höhere Schwellen zu verwenden, gefolgt. Aufgrund des geringen Raddurchmessers des Fahrzeuges wurden die Schwin-

gungsemissionen zweier zusätzlicher Schwellenhöhen (13 mm und 20 mm) als ausreichend erachtet, auch unter dem Gesichtspunkt das Fahrzeug nicht zu beschädigen.

3. Ergebnisse

Es ist eine Separierung in unterschiedliche Messbedingungen durchgeführt worden, um die Schwingungsbelastungen bei der Fahrt über eine frisch gemähte Rasenfläche ($v = 6$ km/h (Messung 1.1) und $v = 10$ km/h (Messung 1.2)), der Überfahrt auf der Normhindernisfahrbahn mit (Messung 1.3-1.5) und ohne Schwellen (Messung 1.7) nach DIN EN 13059:2009, der nach DIN EN ISO 5395-1:2014 definierten Testfahrt über einen ebenen, horizontalen Untergrund (Asphalt, $v = 6$ km/h (Messung 1.6)) und dem realen Betriebsablauf bei Mäharbeiten auf dem DGUV-Gelände (Messung 1.8) zu messen. Tabelle 1 zeigt die Einwirkungs-dauern T und die Effektivwerte $a_{w,i}$ der durchgeführten Messungen. Aus Übersichtsgründen werden in Tabelle 1 nur die Schwingungsbelastungswerte am Sitzmontagepunkt abgebildet, da die Auswirkungen des Feder-Dämpfer-Systems hinsichtlich einer Bewertung der Teststrecke keine Relevanz besitzt.

Tabelle 1: Darstellung der Einwirkungsauern T , der Effektivwerte $a_{w,i}$

Messnr.	Beschreibung der Messung	Einwirkdauer T [min:s]	Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung $a_{w,i}$ (Sitzmontagepunkt)		
			$a_{w,x}$ [m/s ²]	$a_{w,y}$ [m/s ²]	$a_{w,z}$ [m/s ²]
1.1	Fahrt über eine frisch gemähte Rasenfläche ($v = 6$ km/h)	5:00	0,28	0,39	0,76
1.2	Fahrt über eine frisch gemähte Rasenfläche ($v = 10$ km/h)	7:32	0,39	0,48	1,47
1.3	Fahrt über die Normhindernisfahrbahn nach DIN EN 13059:2009 ($t = 8$ mm)	1:12	0,23	0,15	1,13
1.4	Fahrt über die Normhindernisfahrbahn nach DIN EN 13059:2009 ($t = 13$ mm)	0:45	0,31	0,18	1,44
1.5	Fahrt über die Normhindernisfahrbahn nach DIN EN 13059:2009 ($t = 20$ mm)	0:45	0,39	0,20	2,50
1.6	Fahrt über einen ebenen, horizontalen Untergrund nach DIN EN ISO 5395-1:2014 ($v = 6$ km/h)	0:45	0,08	0,9	0,25
1.7	Fahrt über die Normhindernisfahrbahn nach DIN EN 13059:2009 ($t = 0$ mm)	0:45	0,10	0,13	0,44
1.8	Betriebsmessung – Mäharbeiten mit geringem Asphaltanteil	54:00	0,38	0,46	1,13

Die Messergebnisse sind Effektivwerte der frequenzbewerteten Beschleunigung in Schwingungsrichtung l , ohne die Korrekturfaktoren k_x , k_y , k_z , gemessen am Sitzmontagepunkt des Fahrzeugs. Um die Vorgabe einer gültigen Prüfreihe nach DIN EN 13059:2009 erfüllen zu können, sind für jede Messbedingung $N = 5$ Schwellenüberfahrten getätigt worden.

Bei den Fahrten über eine frisch gemähte Rasenfläche (Messung 1.2) konnten am Sitzmontagepunkt in z -Richtung Schwingungsbelastungen bis zu einem Wert von $a_{w,z} = 1,47 \text{ m/s}^2$ gemessen werden. Dabei war eine deutliche Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit zu erkennen. Die Messfahrt bei einer Fahrgeschwindigkeit von $v = 6 \text{ km/h}$ (Messung 1.1) führte lediglich zu einer Schwingungsbelastung am Sitzmontagepunkt von $a_{w,z} = 0,76 \text{ m/s}^2$.

Da eine für den realen Betriebsablauf repräsentative Teststrecke geschaffen werden musste, war eine gute Dämpfungseigenschaft des montierten Sitzes nicht ausschlaggebend sondern insbesondere eine vergleichbare Anregung des Fahrzeugs relevant. Die Fahrt über die Normhindernisfahrbahn sorgt mit ansteigender Schwellenhöhe für eine Zunahme der Schwingungsbelastung auf den Bediener des Sichelrasenmähers. Aufgrund der Gestaltung der Teststrecke entstehen, vorzugsweise Belastungen in z -Richtung, beginnend bei einem Effektivwert am Sitzmontagepunkt von $a_{w,z} = 1,13 \text{ m/s}^2$ (Messung 1.3) bis $a_{w,z} = 2,50 \text{ m/s}^2$ (Messung 1.5) bei der Überfahrt der 20 mm hohen Schwellen. Messung 1.6 beschreibt die Fahrt mit einer Geschwindigkeit von $v = 6 \text{ km/h}$ in einer in der Norm DIN EN ISO 5395-1:2014 definierten Testfahrt über einen ebenen, horizontalen Untergrund. Die Überfahrt der Asphaltstrecke resultiert in einer geringen Fahrzeuganregung, die einen maximalen Effektivwert in z -Richtung von $a_{w,z} = 0,25 \text{ m/s}^2$ zur Folge hat.

Die zur Gültigkeitsprüfung des Testverfahrens nach DIN EN 13059:2009 notwendige Fahrt über denselben Untergrund der Normhindernisfahrbahn (Messung 1.7), jedoch ohne die auf der Fahrbahnoberfläche befindlichen Schwellen bei einer Geschwindigkeit $v = 10 \text{ km/h}$, zeigt die höchste Anregung in z -Richtung ($a_{w,z} = 0,44 \text{ m/s}^2$). Die im Rahmen von einer Betriebsmessung auf dem DGUV-Gelände getätigten Mäharbeiten führten am Sitzmontagepunkt zu einer höchsten Anregung in z -Richtung von $a_{w,z} = 1,13 \text{ m/s}^2$.

4. Diskussion

Unter der Vorgabe ein normgerechtes Prüfverfahren zu empfehlen, welches die Belastungen im realen Betriebsablauf widerspiegelt, zeigen die Effektivwerte am Sitzmontagepunkt in z -Richtung bei der Fahrt über 8 mm hohe Schwellen (Messung 1.3) einen identischen Zahlenwert ($a_{w,z} = 1,13 \text{ m/s}^2$) wie bei den Mäharbeiten auf dem DGUV-Betriebsgelände (Messung 1.8). Die Belastungen in den horizontalen Richtungen sind aufgrund der Gestaltung der Prüf-

strecke bei der Schwellenüberfahrt geringer als im realen Betriebsablauf, wo aufgrund der Topographie der Wiese eine seitliche Neigung des Sichelrasenmähers und eine inkonstante Fahrweise für eine verstärkte Anregung in der horizontalen Ebene sorgen. Die Effektivwerte in z-Richtung am Sitzmontagepunkt bei der Wiesenüberfahrt mit 6 km/h (Messung 1.1) und 10 km/h (Messung 1.2) verdeutlichen arithmetisch gemittelt ($\bar{a}_{w,z} = 1,11 \text{ m/s}^2$) eine vergleichbare Schwingungsbelastung. Die Angabe des Bedieners des Sichelrasenmähers einbeziehend wird deutlich, dass eine typische Betriebsfahrt im Rahmen eines Arbeitsspiels innerhalb des vorgegebenen Geschwindigkeitsbereiches ($v = 6$ bis 8 km/h) durchgeführt wird.

Die Frequenzanalyse an dem Sichelrasenmäher verdeutlicht anhand der spektralen Leistungsdichte (PSD) die Höhe der Schwingungsbelastung und ihre Frequenzabhängigkeit. Dieser Kennwert wird am Sitzmontagepunkt und auf der Sitzfläche bestimmt, wobei die Messwerte zur Bestimmung der Anregungsfrequenz am Montagepunkt entscheidend sind. Die PSD-Spektren in z-Richtung der Betriebsmessung (Messung 1.8), der Fahrt auf der Normhindernisfahrbahn über 8 mm hohe Schwellen (Messung 1.3) und die für eine repräsentative Einschätzung der Schwingungsbelastung herangezogene Wiesenfahrt (Messung 1.1) mit einer Geschwindigkeit von $v = 6 \text{ km/h}$ sind in Abbildung 5.1 aufgeführt.

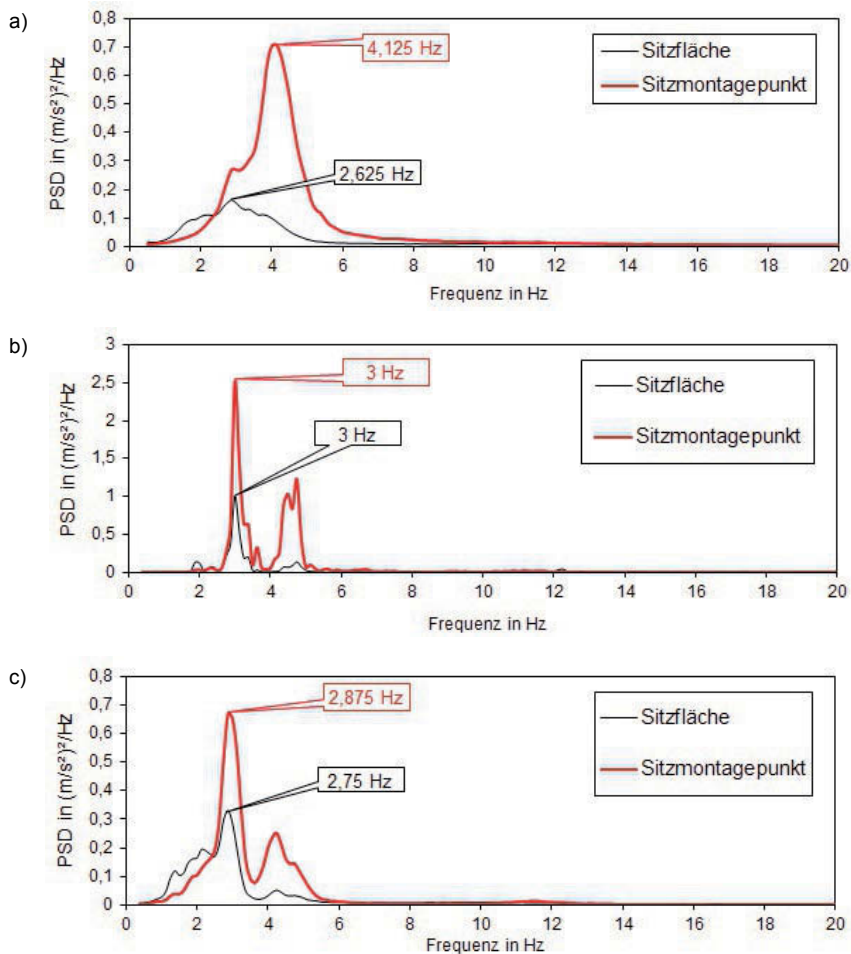


Bild 3: Darstellung der spektralen Leistungsdichte (PSD_z) für die a) Betriebsmessung den b) Fahrbetrieb über die Normhindernisfahrbahn (8 mm Schwellen) und über den c) Wiesenabschnitt

Die Betriebsmessung ist durch Mäharbeiten und einem geringen Asphaltanteil auf dem DGUV-Gelände charakterisiert. Das Maximum der Anregungsfrequenz am Sitzmontagepunkt beträgt $f = 4,125 \text{ Hz}$. Weitere Messungen außerhalb dieser Forschungsaktivität haben gezeigt, dass ein größerer Anteil an der Überfahrt einer ebenen Asphaltfläche das Maximum in

höhere Frequenzbereiche verschiebt, weshalb bei der Auswertung eine tieffrequenter Bewertung beachtet werden muss. Diese Behauptung wird durch die Frequenzanalyse bei der reinen Wiesenfahrt gestützt. Das Maximum der Hauptanregungsfrequenz liegt bei $f = 2,875$ Hz und ist damit im Einklang mit der Fahrt über die Normhindernisfahrbahn bei einer Schwellenhöhe von 8 mm.

Der Grenzwert des Variationskoeffizienten ($C_{V, \text{Grenzwert}} = 0,15$) ist bei der Messung an diesem Fahrzeug nicht überschritten worden. Eine weitere Anforderung an die Gültigkeit der Messung, die eine Reduktion von mindestens 50 % der vertikalen Schwingungsbelastung bei der Überfahrt ohne Schwellen beinhaltet, ist ebenfalls gewährleistet.

Die Effektivwerte bei der Fahrt über 13 mm und 20 mm hohe Schwellen verdeutlichen, dass diese Schwellenhöhen große Schwingungsbelastungen erzeugen, die kein repräsentatives Arbeitsspiel bezeichnen und den Bediener bei der Durchführen des Prüfverfahrens gefährden können.

5. Zusammenfassung

Das nach der Norm DIN EN ISO 5395-1:2014 definierte Prüfverfahren zur Bestimmung von Vibrationsbelastungen an Sichelrasenmähern ist durch den großen Interpretationsspielraum bezüglich der Bestimmung des Fahruntergrundes geprägt. Ziel dieses Forschungsvorhabens ist es ein repräsentatives Prüfverfahren zu entwickeln um die Vibrationsbelastungen eines Aufsitzrasenmähers im Betrieb zu bestimmen. Wie die Betriebsmessungen eines Sichelrasenmähers auf dem DGUV-Gelände sowie weitere simulierte Messbedingungen zeigen, eignet sich die Fahrt über eine Normhindernisfahrbahn, definiert nach DIN EN 13059:2009, um ein typisches Arbeitsspiel darzustellen. Eine Fahrt über 8 mm hohe Schwellen auf einer definierten Versuchsstrecke verdeutlicht eine vergleichbare Anregungsfrequenz in z-Richtung und einen übereinstimmenden Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung $a_{w,z}$.

Aufbauend auf diesen Erkenntnissen ist eine Bewertung der Schwingungsbelastungen von Sichelrasenmähern nach der DIN EN 13059:2009 zu empfehlen.

- [1] DIN EN ISO 5395-1:2014: Gartengeräte – Sicherheitsanforderungen für verbrennungsmotorisch angetriebene Rasenmäher – Teil 1: Begriffe und allgemeine Prüfverfahren (ISO 5395-1:2013); Deutsche Fassung EN ISO 5395-1:2013
- [2] DIN EN 13059:2009: Sicherheit von Flurförderzeugen - Schwingungsmessung; Deutsche Fassung EN 13059:2002+A1:2008

Kundenoptimale Querführung beim teilautomatisierten Fahren

Customer optimized lateral control in semi automated driving

M.Sc. **Thomas Strehlow**, M.Sc. **Hendrik Oschlies**,
Volkswagen AG, Wolfsburg;
Prof. Dr.-Ing. **Ferit Küçükay**, Dr.-Ing. **Roman Henze**,
Institut für Fahrzeugtechnik, Technische Universität Braunschweig;
Jun.-Prof. Dr.-Ing. **Stephan Schmidt**, Institut für Mobile System,
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Kurzfassung

Im vorliegenden Beitrag wird eine Methodik vorgestellt, die eine objektive Analyse einer automatisierten Querführung ermöglicht. Mit ihr ist es möglich auch Wettbewerbsfahrzeuge zu analysieren. Es wird gezeigt, dass die verschiedenen Wettbewerber sowohl bei der Spurführung als auch beim Spurwechselverhalten unterschiedliche Strategien verfolgen.

Um zukünftige Herausforderungen für das automatisierte Fahren erfüllen zu können, wird ein modellprädiktiver Regler für die Fahrzeugquerführung entwickelt und prototypisch im Fahrzeug als auch in einer Simulationsumgebung implementiert.

Mit Hilfe der virtuellen Methode ist es auf der einen Seite möglich eine Querführungsfunktion auf eine Solltrajektorie zu optimieren. Das Ergebnis der Optimierung stellt dabei einen sehr guten Startwert für eine weitere Feinapplikation von relevanten Applikationsvarianten dar.

Auf Basis dieser Varianten werden Probandenstudien mit Fokus auf Spurführung und Spurwechsel durchgeführt. Mit den Ergebnissen der Probandenstudie soll durch die Nutzung von virtuellen Methoden eine Applikation des Reglers ohne Realfahrversuche anhand eines Sollverhaltens auf Basis von Objektivnotenmodellen erfolgen.

1. Motivation

Heutige Assistenzsysteme bieten die Möglichkeit den Fahrer in seiner Fahraufgabe aktiv zu unterstützen. Dabei ermöglichen sie eine wesentliche Komfortsteigerung, weshalb sie sich immer größer werdender Kundenbeliebtheit erfreuen.

Das nächste Level der Automatisierungsstufen befindet sich mit den pilotierten Funktionen bereits in der Entwicklung. Mit Hilfe von kombinierten Längs- und Querführungssystemen wird die Unterstützung oder Übernahme der Fahrzeugführung in zunehmend komplexeren Situationen möglich [1]. So wandelt sich die Fahraufgabe mit steigendem Automatisierungsgrad vom Fahrzeugführer zum Überwacher (Level 3) oder zum Passagier (Level 4) [2]. Aufgrund dieser Aufgabenänderung kommt, neben dem Fahrzeugverhalten und der Fahrumgebung der Automatisierungsgrad als weitere Einflussgröße auf die Beurteilung des Fahrverhaltens hinzu.

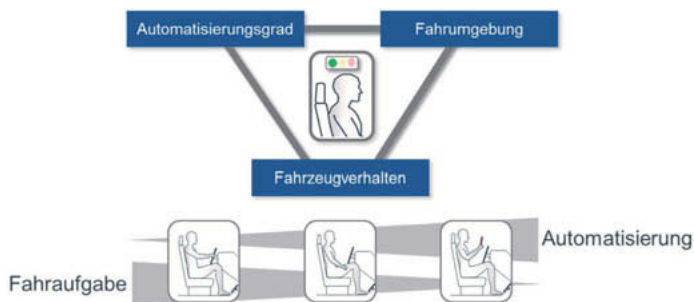


Bild 1: Methodik zur Analyse, Bewertung und Auslegung einer automatisierten Querführung [3]

Im Hinblick auf eine hohe Nutzerakzeptanz hinsichtlich des Komfortempfindens des Insassen soll auf dieser Grundlage mit dem Fokus auf Spurführung und Spurwechselsituationen das gewünschte Fahrverhalten ([4], [5]) identifiziert werden.

Darauf aufbauend wird in Bezug auf die zukünftigen Herausforderungen für das automatische Fahren ein modellprädiktives Reglerkonzept für eine echtzeitfähige Anwendung im Fahrzeug entwickelt und umgesetzt. Mittels einer Streckenvorausschau ermöglicht das Reglerkonzept auch das Durchfahren komplexerer Straßenverläufe. Eine frühzeitige Applikation des Reglers ist mit Hilfe der Objektivierung möglich. Durch Nutzung einer Simulationsumgebung sowie einer Optimierung unter Verwendung des objektiven Gütekriteriums kann eine erste frühzeitige Reglerapplikation erfolgen.

2. Methodik

Im Folgenden wird ein Überblick über das methodische Vorgehen gegeben. In Bild 1 sind die wesentlichen Komponenten dargestellt.

Um den Kundenwunsch im Hinblick auf Spurführung sowie Spurwechsel zu identifizieren, werden jeweils Probandenstudien durchgeführt. Hierbei werden sowohl objektive als auch subjektive Daten erhoben. Für die Erhebung der objektiven Daten wird ein Versuchsträger mit einem Prototypensteuergerät, einem Fahrdynamikmesssystem und einer Multifunktionskamera ausgestattet. Für die Erhebung der subjektiven Daten wird gezielt ein Fragebogen entworfen. Während des Versuches bewerten die Probanden anhand von Bewertungskriterien wie Komfort, Spurführung, Abstandsverhalten und Sicherheit die automatisierte Querführung. Abschließend bewerten die Probanden die einzelnen Varianten in Paarvergleichen. Über die Versuchsdauer verteilt werden außerdem die Leistungsfähigkeit und die mentale Fitness der Probanden erhoben.

Im Rahmen der Objektivierung werden aus den physikalischen Messgrößen Kennparameter extrahiert. Mit Hilfe dieser Kennparameter ist eine objektive Beschreibung der Messgrößen möglich. Für eine Regressionsanalyse wird eine Dimensionsreduktion in Form einer Faktorenanalyse durchgeführt. Bei der Faktorenanalyse werden mehrere Kennparameter zu einem Faktor zusammengefasst. Abschließend wird mithilfe einer Regressionsanalyse für jedes Bewertungskriterium ein entsprechendes Objektivnotenmodell erstellt [6, 7, 8]. Das Objektivnotenmodell basiert hierbei auf den einzelnen Faktoren, die sich jeweils aus mehreren Kennparametern zusammensetzen.

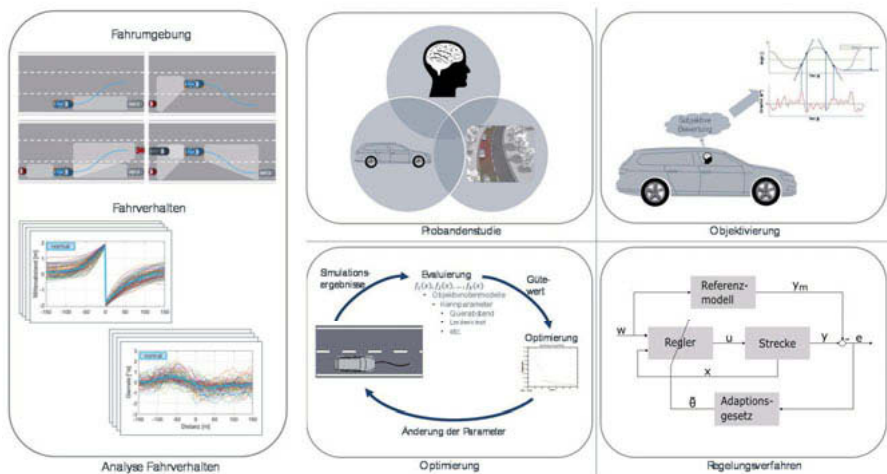


Bild 2: Methodik zur Analyse, Bewertung und Auslegung einer automatisierten Querführung nach [5]

Die gewonnenen Erkenntnisse aus der Objektivierung werden genutzt, um einen Regler für eine automatisierte Querführung zu entwickeln. Als Regelalgorithmus wird ein modellbasierter prädiktiver Regler (MPC) ausgewählt. Vorteile dieses Verfahrens sind die einfache Handhabung von Mehrgrößensystemen, die Betrachtung von zukünftigen Sollwerten und die Berücksichtigung von Grenzen in den Eingängen, Ausgängen und den Zuständen. Ein weiterer Vorteil ist, dass die Reglereigenschaften direkt über das hinterlegte Gütemaß beeinflusst werden können [9, 10, 11]. Der Regler wird sowohl in einer Simulationsumgebung sowie im Fahrzeug auf einem Prototypensteuergerät im Rapid-Control-Prototyping (RCP)-Verfahren in Betrieb genommen. Als Modell wird ein Einspurmodell (ESM) verwendet.

Die Parametrierung des entwickelten modellprädiktiven Reglers soll mit Hilfe der erarbeiteten Objektivnotenmodelle durchgeführt werden. Dafür werden eine Simulationsumgebung und eine Optimierungsumgebung für eine automatisierte Querführung entwickelt und umgesetzt. Die Optimierung basiert auf einer Partikel-Schwarm-Optimierung [13].

Weiterhin wird die Simulationsumgebung vorab auch für die Vorauslegung der unterschiedlichen, in der Probandenstudie zu bewertende Spurwechselvarianten verwendet. Das Sollverhalten eines Querführungsreglers wird hierbei nicht mittels Objektivnotenmodellen gebildet, sondern anhand unterschiedlicher Fahrverhalten gebildet. Hierzu wird eine entsprechende Zielfunktion auf Basis verschiedener Sollgrößen im Optimierungsalgorithmus hinterlegt.

3. Voruntersuchungen zur Variantengenerierung

Die Generierung der unterschiedlichen Varianten erfolgt auf Basis verschiedener Voruntersuchungen [3]. Die erarbeiteten Reglerapplikationen auf Basis dieser Untersuchungen werden in Vorversuchen mit Expertenfahren evaluiert und die relevanten Varianten für die Probandenstudien herangezogen.

Im vorliegenden Beitrag wird im Folgenden eine Analyse von Querführungssystemen verschiedener Hersteller vorgestellt.

3.1 Analyse Wettbewerberfahrzeuge

Für die Analyse wird als Versuchsträger ein VW Passat B8 verwendet. Das Fahrzeug verfügt über eine Multifunktionskamera (MFK) und einen Radarsensor. Neben den CAN-Signalen werden zusätzlich auch alle sechs Freiheitsgrade des Fahrzeuges hochgenau aufgezeichnet. Dazu ist in dem Versuchsträger eine Kreiselplattform des Herstellers GeneSys vom Typ ADMA-G verbaut. Zusätzlich werden die Positionsinformationen unter Zuhilfenahme eines DGPS-Moduls mit bis zu einer Genauigkeit von 2cm erfasst.

Für die Erfassung der Bewegungsgrößen des Wettbewerbsfahrzeuges (WBA) wird dieses analog zum Versuchsträger ebenfalls mit einer Kreiselplattform und DGPS ausgestattet. Über eine WLAN-Verbindung werden zwischen dem Versuchsträger und dem zu untersuchenden Fahrzeug relevante Informationen ausgetauscht und alle Messgrößen anhand der GPS-Zeit synchronisiert.

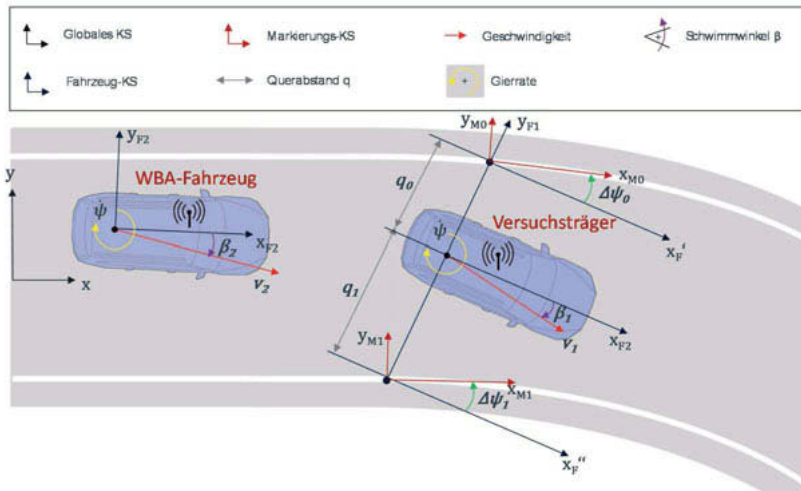


Bild 3: Physikalische Größen bei einer Wettbewerbsanalyse (WBA) [5]

Das Messprinzip ist in Bild 3 dargestellt. Über die Multifunktionskamera des Versuchsträgers werden die Fahrspurdaten aufgezeichnet und anhand der DGPS-Daten im Weltkoordinatensystem abgelegt. Durch die DGPS-Verortung des Wettbewerbsfahrzeuges wird die gefahrene Trajektorie ebenfalls im Weltkoordinatensystem erfasst. Innerhalb des Weltkoordinatensystems können die Spurführung und das Spurwechselverhalten des Wettbewerbers analysiert werden. Dazu wird beispielsweise die mittlere Spurbabweichung berechnet.

In Bild 4 sind exemplarisch die Verläufe der Spurbabweichungen von drei untersuchten Wettbewerbsfahrzeugen für den Streckenabschnitt auf der Bundesautobahn A39 dargestellt. Das Fahrzeug 3 durchfährt die Kurven spurmittig. Lediglich bei dem Wegpunkt von 1550m tritt eine starke Spurbabweichung auf. An dieser Stelle findet der Wechsel von einer Links- in eine Rechtskurve statt. Die Fahrbahneigung unterstützt nur das Durchfahren der Linkskurve. Bei der Rechtskurve ist die Fahrbahneigung zum äußeren Fahrbahnrand abschüssig. Das Fahrzeug 1 fährt in der Regel dicht am äußeren Fahrbahnrand und neigt dazu, die Spurfüh-

rung stark zu korrigieren. Die starken Korrekturen treten auf, sobald sich das Fahrzeug dicht an der kurvenäußeren Spurmarkierung befindet. Die Amplitude erreicht dabei Spitzenwerte von bis zu 55cm. Das Fahrzeug 2 schneidet in unterschiedlich starken Ausprägungen die Kurven.

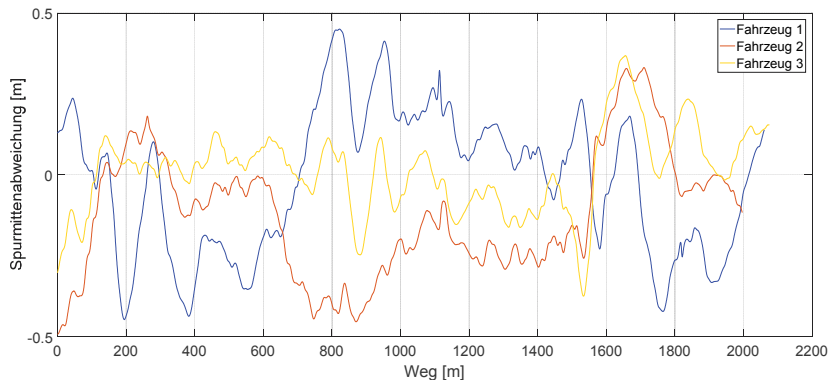


Bild 4: Spurführung: Ergebnis WBA-Analyse für den Streckenabschnitt auf der BAB A39

Weiterhin sind in *Bild 5* die Querbeschleunigungsverläufe der Wettbewerbsfahrzeuge für einen Spurwechsel nach links auf gerader Strecke auf der Bundesautobahn A39 gegenübergestellt. Die drei Wettbewerber unterscheiden sich dabei deutlich in ihrer Auslegung einer Spurwechseltrajektorie.

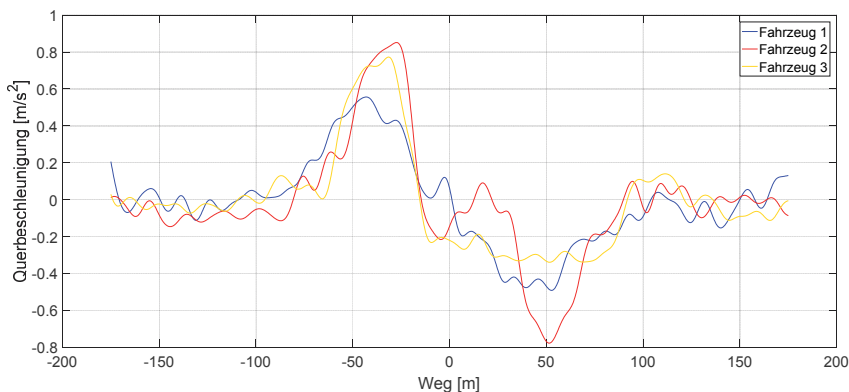


Bild 5: Spurwechsel: Ergebnis WBA-Analyse bei Geradeausfahrt

Während Fahrzeug 2 und Fahrzeug 3 ähnlich hohe Querbeschleunigungen beim Ausscheren aus der Egospur aufzeigen, unterscheiden sie sich jedoch wesentlich während der Übergangs- und Einpendelphase auf der Zielspur. Fahrzeug 3 weist nach einem deutlichen Beschleunigungspeak beim Ausscheren in diesen Phasen eine konstant geringe Querbeschleunigung auf. Fahrzeug 2 hingegen zeigt in der Übergangsphase eine „Totzeit“, in der die Querbeschleunigung um den Wert Null schwankt. Beim Einpendeln in die Zielspur treten im Vergleich zu Fahrzeug 3 ein deutlich höheres Querbeschleunigungsmaximum auf. Die Maxima beim Ausscheren und Einpendeln sind bei Fahrzeug 2 auf gleichem Niveau. Auch die Beschleunigungsmaxima von Fahrzeug 1 sind beim Ausscheren und während der Einpendelphase nahezu identisch. Im Vergleich zu Fahrzeug 2 jedoch deutlich niedriger. Zudem zeigt die Querbeschleunigung einen deutlich kontinuierlicheren Verlauf auf als Fahrzeug 2. Im Vergleich der Dauer eines Spurwechsels liegen Fahrzeug 2 und Fahrzeug 3 auf einem Level. Der Spurwechsel bei Fahrzeug 1 dauert tendenziell länger.

3.2 Virtuelle Methode zur Variantengenerierung

Anhand der Spurwechseltrajektorien der Wettbewerber kann mit der Simulations- und Optimierungsumgebung eine virtuelle Vorauslegung der Querführung durchgeführt werden. Die Umgebung basiert auf IPG Carmaker und Matlab/Simulink und beinhaltet, neben der *Bilds*-möglichkeit verschiedener Verkehrssituationen, ein Zweispurfahrzeugmodell.

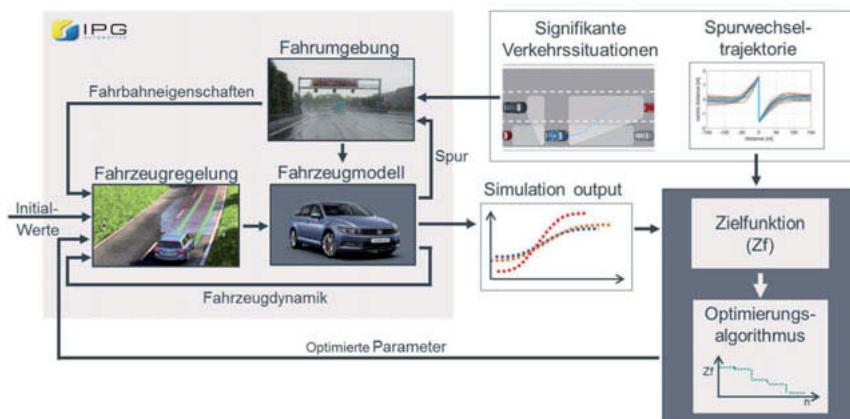


Bild 6: Virtuelle Optimierungs- und Testumgebung für das Spurwechselverhalten [3]

Die Fahrzeugmodellbedatung erfolgt fahrzeugspezifisch auf Grundlage der kinematischen und elastokinematischen Eigenschaften des abzubildenden Fahrzeuges. Dafür wird das Versuchsfahrzeug auf einem KnC-Prüfstand (Kinematic and Compliance) vermessen. Zusätzlich werden die für die Modellbedatung erforderlichen Maße, Massen, Trägheiten und Schwerpunkte des Fahrzeuges erfasst. Neben den Fahrzeugeigenschaften wird das Verhalten des verwendeten Reifens über ein Pacejka-Modell das Simulationsmodell integriert. Für den vorliegenden Anwendungsfall *Spurwechselmanöver auf Autobahnen* wird das Fahrzeugmodell auf den linearen querdynamischen Bereich ($\dot{y} < 0,4g$) optimiert. Für die Umsetzung der Fahrzeugquerführung ist, neben einem fahrzeugspezifischen Lenkungsmodell, die Soft-ECU einer Querführungsregelung in die virtuelle Umgebung integriert. In die Soft-ECU können verschiedene Funktion implementiert werden.

4. Probandenstudie

Die Beurteilung der Spurführung und der Spurwechsel erfolgt in separaten Probandenstudien.

Im Rahmen der Probandenstudie für die Spurführung werden vier verschiedene Reglerapplikationen von den Probanden subjektiv bewertet. Dabei wird die Studie zum einen auf einem kurvigen Teilstück der Autobahn A39 bei Wolfsburg durchgeführt. Zum anderen findet die Beurteilung der Geradeausfahrt auf der Schnellbahn im VW Prüfgelände Ehra-Lessien statt.

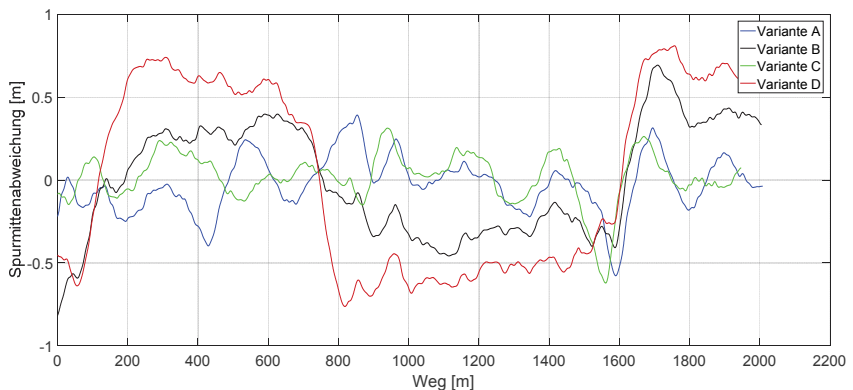


Bild 3: Spurführung: Reglerapplikationen für den Streckenabschnitt auf der BAB A39

Die unterschiedlichen Applikationen sind in Bild 5 am Beispiel der Spurmittenabweichung bei Kurvenfahrt dargestellt. Reglervariante A fährt in den Kurven, ähnlich zu Fahrzeug 1, weiter

am äußeren Fahrbahnrand. Die Reglervariante C durchfährt die Kurve sehr mittig. Die Reglervariante B und D schneiden die Kurven mit unterschiedlichen Ausprägungen.

Im Gegensatz zur Beurteilung der Spurführung werden die unterschiedlichen Spurwechselverhalten nur bei Geradeausfahrt bewertet. Allerdings unterteilt sich diese Studie in eine Realfahrt und in einen Simulatorversuch. Mit Fokus auf den Einfluss der verschiedenen Verkehrssituationen wird der erste Teil der Studie in dem Dynamic Vehicle Road Simulator des Instituts für Fahrzeugtechnik der TU Braunschweig am Niedersächsischen Forschungszentrum Fahrzeugtechnik durchgeführt. Der zweite Teil erfolgt im Anschluss an die Simulatorstudie in der Realfahrt. Hierbei werden die unterschiedlichen Spurwechseltrajektorien bezüglich ihres dynamischen Verhaltens bewertet. Im vorliegenden Beitrag soll jedoch ausschließlich auf die Realfahrtstudie eingegangen werden. Im Hinblick auf die Simulatorstudie sei auf [3] verwiesen.

Bezugnehmend auf die Spurführung wird die Realfahrtstudie ebenfalls auf der Schnellbahn auf dem VW Prüfgelände durchgeführt. Hier bewertet der Proband die unterschiedlichen Spurwechselverhalten zum einen bei freier Fahrt als auch in einer definierten Verkehrssituation entsprechend Bild 7.

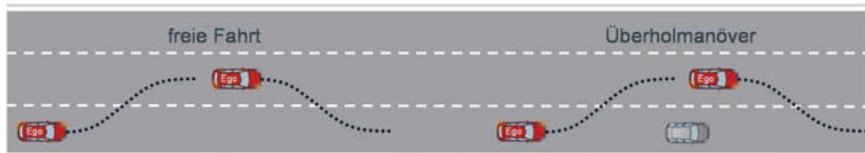


Bild 7: Realfahrtstudie: Spurwechselszenarien zur Beurteilung des Spurwechselverhaltens

In Bild 8 sind weiterhin vier unterschiedliche Spurwechseltrajektorien dargestellt. Variante A und Variante B unterscheiden sich insbesondere in dem Beschleunigungsmaximum beim Ausscheren. Während der Übergangsphasen und während des Einpendelns weisen beide Varianten ein kontinuierliches Verhalten auf. Dabei sind bei Variante A die beiden Maxima auf gleichem Niveau, während bei Variante B das Maximum beim Einpendeln gegenüber dem Maximum beim Ausscheren niedriger ausfällt. Qualitativ zeigt Variante C den gleichen Verlauf wie Variante B. Im Vergleich sind die maximal auftretenden Beschleunigungen deutlich höher und die Dauer des Spurwechsels ist wesentlich kürzer. Im Gegensatz zu den übrigen Varianten weist Variante D ein „Totband“ in der Übergangsphase auf. Korrespondierend zu Variante A liegen die Maxima der Querschleunigungen auf gleichem Niveau.

Zur Umsetzung einer reproduzierbaren Verkehrssituation für das Überholmanövers für die Beurteilung des Spurwechselsverhaltens wird auf das Messtechniksetup der Wettbewerbsanalyse zurückgegriffen. Durch den Informationsaustausch über die WLAN-Verbindung ist die Einregelung eines definierten Annäherungsverhaltens auf das Vorderfahrzeuges möglich.

Für die Erhebung der subjektiven Daten bewerten die Probanden in den jeweiligen Studien anhand von Bewertungskriterien wie Komfort, Spurführung, Abstandsverhalten und Sicherheit die automatisierte Querführung. Abschließend bewerten die Probanden die einzelnen Varianten in Paarvergleichen. Über die Versuchsdauer verteilt werden außerdem die Leistungsfähigkeit und die mentale Fitness der Probanden erhoben.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Die hier vorgestellte Methodik ermöglicht eine objektive Analyse einer automatisierten Querführung. Mit ihr ist es möglich auch Wettbewerbsfahrzeuge zu analysieren. Es wird gezeigt, dass die verschiedenen Wettbewerber sowohl bei der Spurführung als auch beim Spurwechselsverhalten unterschiedliche Strategien verfolgen.

Um zukünftigen Herausforderungen für das automatisierte Fahren erfüllen zu können, wird ein modellprädiktiver Regler für die Fahrzeugquerführung entwickelt und prototypisch im Fahrzeug implementiert.

Darüber hinaus wird eine virtuelle Methode vorgestellt, mit der es auf der einen Seite möglich ist eine Querführungsfunktion auf eine Solltrajektorie zu optimieren. Das Ergebnis der Optimierung stellt dabei einen sehr guten Startwert für eine weitere Feinapplikation dar.

Die gewonnenen Erkenntnisse aus der Probandenstudie werden genutzt, um einen modellprädiktiven Regler für eine automatisierte Querführung mittels virtueller Methoden zu applizieren. Durch die Nutzung der virtuellen Methoden kann eine Applikation des Reglers ohne Realfahrversuche anhand eines Sollverhaltens auf Basis von Objektivnotenmodellen erfolgen.

Zukünftig ist geplant, die verwendeten Modellparameter im Zustandsraummodell des MPC's mittels eines neuronalen Netzes zur Laufzeit weiter zu optimieren, um individuelle Fahrzeuginflüsse zu kompensieren. Eine Anpassung der Modellparameter erscheint sinnvoll, da die Querführung im gesamten Geschwindigkeitsbereich möglichst komfortoptimal regeln sollte. Zum anderen wirkt sich ein nichtlineares Reifenverhalten bei Kurvenfahrt auf den Regelkomfort negativ aus. Darüber hinaus ist das Lenkverhalten nur einfach modelliert und berücksichtigt keine Nichtlinearitäten. Das neuronale Netz soll die Parametervariation für die auftretenden Zustände generalisieren und infolge dessen eine frühe Parameteränderung ermöglicht.

chen. Das neuronale Netz wird als intelligenter und lernender Speicher dienen und damit die Regelqualität über den gesamten Geschwindigkeitsbereich steigern.

- [1] AUDI AG: Audi A8 – Audi AI Staupilot.
<https://www.audi-technology-portal.de/de/elektrik-elektronik/fahrerassistenzsysteme/audi-a8-audi-ai-staupilot>, Zugriff am 11.01.2018
- [2] SAE INTERNATIONAL: Levels of driving automation are defined in new SAE international standard J3016. http://www.sae.org/misc/pdfs/automated_driving.pdf, Zugriff 11.01.2018
- [3] STREHLOW, T.; HAFNER, A.; KRAUNS, F.; HENZE, R.; KÜÇÜKAY, F.: Komfort- und sicherheitsrelevante Akzeptanzgrenzen bei automatisierten Spurwechselmanövern. Braunschweig: AAET 2018 - Automatisierungssysteme, Assistenzsysteme und eingebettete Systeme für Transportmittel, 2018
- [4] KRAUNS, F.; SONKA, A.; HENZE, R.; KÜÇÜKAY, F.: Objektivierung kombinierter Längs- und Querführung. Braunschweig: AAET 2017 - Automatisierungssysteme, Assistenzsysteme und eingebettete Systeme für Transportmittel, 2017
- [5] OSCHLIES, H.; SAUST, F.; SCHMIDT, S.: Methodik zur Objektivierung einer Querführungsassistentz. Wolfsburg: 32. VDI/VW Gemeinschaftstagung – Fahrerassistenzsysteme und automatisiertes Fahren 2016, 2016
- [6] HAGERODT, A.: Automatisierte Optimierung des Schaltkomforts von Automatikgetriebenen. Braunschweig: Institut für Fahrzeugtechnik, TU Braunschweig, 2003
- [7] FAHRMEIER, L.; KNEIB, T.; LANG, S.: Regression: Modelle, Methoden und Anwendungen. Berlin: Physica-Verlag, 2009
- [8] HENZE, R.: Vorlesung Handlingsabstimmung und Objektivierung. Braunschweig: Institut für Fahrzeugtechnik, TU Braunschweig, 2013
- [9] DITTMAR, R.; PFEIFFER, B.-M.: Modellbasierte prädiktive Regelung in der industriellen Praxis. In: Automatisierungstechnik 54 (2006), Nr. 12, S. 590–601
- [10] TERWEN, S.: Vorausschauende Längsregelung schwerer Lastkraftwagen. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing, 2009
- [11] HALVORSEN, H.-P.: Tutorial: Model Predictive Control in LabVIEW. Porsgrunn: Faculty of Technology, Telemark University College, 2011
- [12] EBERHART, R.C.; Kennedy, J.: Particle Swarm Optimization. Piscataway: Proceedings of the IEEE International Conference on Neural Networks, S. 1942–1948, 1995

Zeitliche Maskierungseffekte von vertikalen Humanschwingungen

Temporal Masking Effects for Vertical Human Vibration

Kurzer Vergleich von Vor- und Nachmaskierung mit einem detaillierteren Blick auf Nachmaskierung

Dipl.-Ing. **A. Schwendicke**, Dipl.-Ing. **J. Dou**,
Prof. Dr.-Ing. habil. **M. E. Altinsoy**,
Lehrstuhl für Akustik und Haptik, Technische Universität Dresden

Kurzfassung

Im alltäglichen Leben wird der Körper von Menschen in vielfältigen Situationen zum Schwingen gebracht. Viele dieser Schwingungen sind zeitabhängig, beispielsweise in sich bewegenden Fahrzeugen. Dabei beeinflussen Signale in engem zeitlichen Ablauf die gegenseitige Wahrnehmung, ein Effekt der als zeitliche Maskierung bekannt ist. Hier wird der Einfluss von zeitlicher Maskierung auf Ganzkörperschwingungen auf sitzende Menschen untersucht. Vor- und Nachmaskierung werden für zwei Zeitintervalle miteinander verglichen und die Nachmaskierung bei 40 Hz für zwei verschiedene Targetdauern für acht verschiedene Zeitintervalle zwischen 20 ms und 520 ms nach dem Maskierer untersucht. Der Effekt der Nachmaskierung nimmt mit zunehmenden Zeitintervall ab und ist für längere Targets schwächer als für kürzere.

Abstract

In daily life, people experience whole-body vibrations (WBV) in numerous situations. Many of these vibrations are time-variant, for example in moving vehicles. Signals with close temporal proximity influence the perception of each other. This effect is known as temporal masking. In this paper we will discuss the influence of temporal masking for whole-body vibrations for seated human subjects. Forward and backward masking are compared for two inter-stimulus-intervalls. Backward masking is looked into more detail for 40 Hz with two different target lengths and eight different inter-stimuli-intervals between 20 ms and 520 ms. The effect of temporal masking for WBV decreases with increasing ISI and it is stronger for targets with a shorter duration.

1. Einleitung

Ob in sich bewegenden Fahrzeugen, während Konzerten oder zum Beispiel auf Baustellen, im alltäglichen Leben sind Menschen in vielen Situationen Ganzkörperschwingungen (GKS) ausgesetzt. Dabei wird der gesamte Körper durch Kontakt mit einer Vibrationsquelle zum Schwingen gebracht, im Allgemeinen während er auf einer schwingenden Fläche sitzt oder steht [1]. Im arbeitswissenschaftlichen Kontext hat die Erforschung der Einflüsse von GKS eine lange Tradition und wird seit fast 100 Jahren betrieben. Dabei lag der Fokus vielfach auf dem schädlichen Einfluss von starken Vibrationspegeln auf die Gesundheit und das Wohlbefinden. Zwei Trends haben in den letzten Jahren dazu geführt, dass zunehmend auch Vibrationen nahe der Wahrnehmungsschelle in den Fokus der Forschung gerückt sind. Zum einen ist die Vibrationsbelastung vor allem in Automobilen durch den technischen Fortschritt gesunken. Dadurch rückt der Komfort des Fahrzeuginsassen in den Fokus der Automobilindustrie [2–5]. Zum anderen spielen taktile Reize zur Verbesserung der multi-modalen Wahrnehmung im Bereich von virtuellen Realitäten eine zunehmende Rolle, ein Trend der auch durch immer stärker werdende Rechentechnik unterstützt wird. So werden zum Beispiel Wiedergabeszenen von Musikaufnahmen auf einem Sitz als qualitativ hochwertiger beurteilt, wenn der Sitz zusätzlich vibriert [6], den gleichen Effekt kann man auch zur Reduktion des Basspegels nutzen [7].

Das Empfinden von Schwingungen wird neben den fundamentalen Signaleigenschaften, wie Vibrationspegel, Frequenzgehalt und Signalart auch durch Maskierungseffekte beeinflusst. Die wesentlichen Maskierungsarten, die beispielsweise auch für mp3-Algorithmen benutzt werden, sind Frequenzmaskierung und zeitliche Maskierung. Während bei der Frequenzmaskierung ein starkes Signal mit einer bestimmten Frequenz benachbarte, schwächer angeregte Frequenzen maskiert, verdeckt bei der zeitlichen Maskierung ein starkes Signal (der Maskierer) schwächere Signale, im folgenden Target genannt, die in kurzen zeitlichen Abstand davor oder danach sind. Dabei wird zwischen Vormaskierung - das Target befindet sich vor dem Maskierer - und Nachmaskierung - das Target befindet sich nach dem Maskierer - unterschieden.

Die zeitliche Maskierung wird von einer Reihe von Faktoren beeinflusst. Der Maskierungseffekt ist beispielsweise abhängig von den gewählten Frequenzen für Maskierer und Target, sowie dem Frequenzverhältnis zwischen beiden [8], [9]. Ebenso beeinflussen der Vibrationspegel des Maskierers [9] sowie die Signaldauer von Target [10] und Maskierer [9] die Maskierung. Zusätzliche Einflussfaktoren sind auch der Anregungsort [11], [12] sowie die Größe der Kontaktfläche.

Der Verdeckungseffekt der Vormaskierung ist dabei im Allgemeinen größer als der der Nachmaskierung. Insbesondere im auditiven Bereich ist dieses Ungleichgewicht sehr stark ausgeprägt. Während der akustische Effekt der Nachverdeckung bis zu 200 ms lang anhält, ist die Vorverdeckung auf etwa 20 ms begrenzt [13], [14]. Im taktilen Bereich ist das Verhältnis von Vor- und Nachverdeckung abhängig von der Aufgabenstellung. Die kognitiven Herausforderungen scheinen sich zwischen Muster- und Signalerkennung zu unterscheiden [15]. Bei der Mustererkennung ist vor allem für kurze Zeitintervalle die Vorverdeckung stärker als die Nachverdeckung, allerdings ist bei längeren Zeitintervallen die Nachverdeckung stärker als die Vorverdeckung [16]. Für die reine Signalerkennung ist der Verdeckungseffekt der Nachverdeckung, in Abhängigkeit von der gewählten Frequenz, gleich stark oder stärker als die Vorverdeckung [8]. Hier soll der Fokus auf Ganzkörperschwingungen liegen und insbesondere auf die Ergebnisse von [17] eingegangen werden.

2. Experimentalaufbau

Alle Experimente fanden auf einem eigens am Institut entwickeltem Vibrationssitz statt. Basis ist ein elektro-dynamischer Shaker, auf dessen Kolben eine starre Holzplatte von 46x46 cm befestigt ist. Diese Platte wird mit starken Federn gestützt, um den Kolben bei Belastung mit einer Versuchsperson in etwa im Arbeitspunkt zu halten. Die Versuchspersonen wurden gebeten gerade auf der Platte zu sitzen, Füße fest auf dem Boden und die Oberschenkel parallel zur Sitzfläche. Bei Personen mit zu kurzen Beinen wurden Abstandsplatten als Ausgleich unter die Füße gelegt, damit die Oberschenkel gerade aufliegen.

Alle Signale wurden am Computer generiert und mit der internen Soundkarte abgespielt und aufgenommen. Dazu wird das Stereosignal in ein Audio- und ein Vibrationssignal gesplittet.

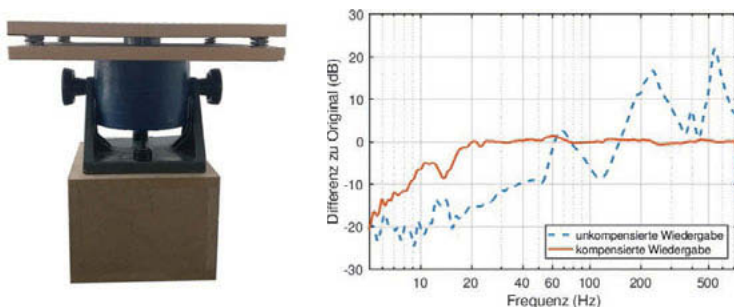


Bild 1: Vibrationssitz sowie spektrale Differenz von unkompensierter Wiedergabe des Systems im Vergleich mit kompensierter, pegelrichtiger Wiedergabe zum Originalsignal für eine Versuchsperson (1/12 Oktavglättung)

Das für den Shaker bestimmte Signal wurde über einen separaten Verstärker verstärkt. Aufnahmen von Vibrationssignalen erfolgten mit Hilfe eines Beschleunigungssensors der mit dem unteren Ende des starren Kolbens verschraubt ist. Die Audiosignale wurden über geschlossene Kopfhörer abgespielt, welche Umweltgeräusche dämpfen und eventuell vom Shaker emittierte Geräusche maskieren. Dafür wurde für die Dauer jedes Stimuli rosa Rauschen abgespielt, was gleichzeitig bei Orientierung während des Versuches hilft.

Bild 1 zeigt den Versuchsaufbau sowie die Übertragungscharakteristik. Der Frequenzverlauf des nicht kompensierten Versuchsaufbaues ist nicht glatt, sondern weist insbesondere von der auf dem Stuhl sitzenden Versuchsperson abhängige Spitzen und Täler auf. Dieser Effekt ist als Body-Related-Transfer-Function (BRTF) bekannt [18]. Um eine pegelrichtige Wiedergabe zu gewährleisten wird deshalb vor jeder Versuchssitzung eines jeden Probanden die BRTF gemessen und alle Signale vor der Wiedergabe mit Hilfe von inversen Filtern in Matlab kompensiert.

3. Vorexperimente

In einem zweiteiligen Vorexperiment wurde der Effekt von Vor- und Nachverdeckung miteinander verglichen, sowie der Einfluss der Signallänge auf die Fühlschwelle bestimmt, bevor im Hauptexperiment die Nachverdeckung detaillierter beleuchtet wurde. Der Effekt von Vor- und Nachverdeckung wurde für *inter-stimulus-intervals* (ISI) von 100 ms und 520 ms für eine Targetdauer von 200 ms mit einem Maskierer von 1000 ms und 15 dB *sensation level* (SL) gemessen. Die Fühlschwelle wurde für 40 Hz mit 200 ms, 400 ms und 1000 ms ermittelt.

Versuchspersonen

Die Vorexperimente wurden mit 10 Teilnehmern durchgeführt, davon waren vier Frauen. Die Versuchspersonen waren im Durchschnitt 30,3 Jahre alt (SD 4,2 Jahre), wogen 73,2 kg (SD 14,0 kg) und waren 173,0 cm groß (SD 9,1 cm). Alle Versuchspersonen nahmen freiwillig teil und gaben an, von keinen Schäden an der Wirbelsäule zu wissen.

Versuchsablauf

Für alle Versuche wurde eine 3AFC 1up-2down-Methode verwendet. Die taktilen Signale waren reine Sinussignale mit einer Frequenz von 40 Hz und wurden mit 50 ms langen Hanningfenstern ein- und ausgeblendet. Aufgabe der Versuchspersonen war es für die Fühlschwelle den Stimulus zu identifizieren, in dem eine Vibration enthalten war, für die zeitliche Maskierung entsprechend den Stimulus zu identifizieren, in dem eine zusätzliche Vibration enthalten war.

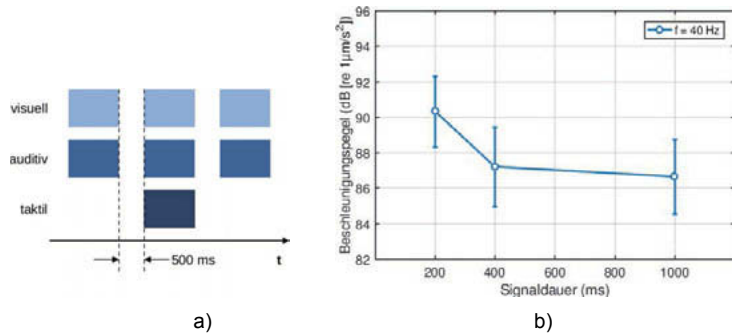


Bild 2: Fühlschwelle für 40 Hz in Abhängigkeit von der Signaldauer

a) zeitlicher Ablauf eines 3AFC Trials b) Mittelwert und Standardabweichung der Fühlschwelle

Insgesamt dauert die beiden Vorexperimente zusammen ca. eine Stunde, wobei eine kurze Pause nach der 15 minütigen Fühlschwellenbestimmung inbegriffen war.

Abhängigkeit der Fühlschwelle von der Signaldauer

Alle Maskierungsversuche fanden bezogen auf die individuelle Fühlschwelle der jeweiligen Teilnehmer statt. Damit wird gewährleistet, dass die Vibrationsstärke der Signale von allen Probanden ungefähr gleich stark wahrgenommen wird, denn die Fühlschwellen unterscheiden sich im Bereich von 20 Hz bis 60 Hz bis zu 15 dB zwischen einzelnen Probanden [19]. Dazu wurde vor dem eigentlichen Maskierungsversuch für jeden Teilnehmer die individuelle Fühlschwelle für 40 Hz gemessen. Da die Fühlschwelle bis etwa 1000 ms Signallänge von der Signaldauer abhängig ist [20], [21], wurden im Vorversuch zusätzlich zu der Signallänge von 1000 ms, die Signallängen 200 ms und 400 ms getestet. Bild 2a zeigt den zeitlichen Ablauf eines Trials bei der Fühlschwellenbestimmung. Die Stimuli waren jeweils durch ein 500 ms Pause voneinander getrennt und wurden durch 50 ms Hanningfenster ein- und ausgeblendet.

Bild 2b) zeigt die Fühlschwelle in Abhängigkeit der Signallänge bei 40 Hz. Dargestellt sind Mittelwert und Standardabweichung über alle Versuchspersonen. Wie erwartet sinkt die Fühlschwelle mit länger werdender Signallänge. Der Effekt ist stärker als erwartet. Zwischen 200 ms und 400 ms beträgt die Differenz 3,8 dB, und die Fühlschwelle nimmt um weitere 0,6 dB zwischen 400 ms und 1000 ms ab. Parson hat für Ganzkörperschwingungen von 16 Hz nur einen Unterschied von ca. 3 dB zwischen 250 ms und 1000 ms gemessen [22]. Auch Gescheider et al. messen für 250 Hz an der Hand eine Differenz von ca. 2-3 dB zwi-

schen 200 ms und 1000 ms [23]. Ergebnisse von Intensitätsabgleich für vertikale GKS bei 40 Hz liefern einen vergleichbaren Effekt über die Zeit [24]. Auch für den Intensitätsabgleich ändert sich die wahrgenommene Intensität für Signale mit einer Dauer von weniger als 320 ms, während die Wahrnehmung für längere Signale sich nur noch geringfügig ändert.

Vor- vs. Nachverdeckung

Die zeitliche Maskierung wurde für Vor- und Nachmaskierung für 40 Hz mit jeweils zwei verschiedenen Zeitintervallen von 100 ms und 520 ms mit einem 1000 ms langen Maskierer mit 15 dB SL gemessen. Der zeitliche Ablauf eines Trials ist in Bild 3a dargestellt. Die Versuchspersonen sehen auf einem Bildschirm einen optischen Hinweis in Form eines Buttons welches der drei Stimuli abgespielt wird. Gleichzeitig hören sie für die Dauer jedes Stimulus ein rosa Rauschen über die Kopfhörer. Das taktile Signal hat sowohl vor als auch nach dem Signal einen „Rand“. Dieser Rand ist länger gewählt als die Gesamtdauer von Maskierer, ISI und Target: 500 ms für die ISI von 100 ms und 750 ms für die ISI von 520 ms. Die verschiedenen ISI wurden in zufälliger Reihenfolge nacheinander getestet.

Bild 3b zeigt Mittelwert und Standardabweichung für Vor- und Nachmaskierung über dem Zeitintervall zwischen Maskierer und Target. Mit zunehmendem Zeitintervall nimmt die Maskierung für beiden Maskierungsarten ab, wobei der Verdeckungseffekt für die Nachmaskierung im Durchschnitt stärker ist als für die Vormaskierung. Das ist in Übereinstimmung mit Ergebnissen aus der Literatur für die Signalerkennung bei taktiler zeitlicher Maskierung, wo Nachverdeckung gleich stark oder stärker als Vorverdeckung ist [8], [12], [16]. Für die Vor-

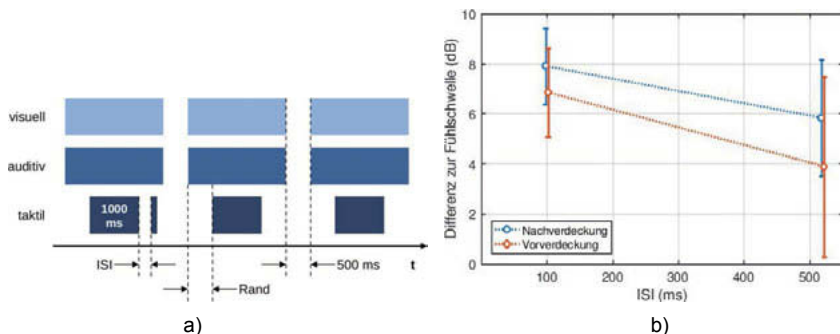


Bild 3: Vergleich von Vor- und Nachmaskierung für verschiedene ISI

a) zeitlicher Ablauf eines 3AFC Trials b) Mittelwert und Standardabweichung der Differenz zur Fühlschwelle über alle 10 Probanden, Daten sind leicht versetzt geplottet für bessere Lesbarkeit.

verdeckung ist die Differenz zur Fühlschwelle mit 1000 ms für ein ISI von 520 ms nur etwa 4 dB, was der durch die kürzeren Signaldauer erhöhten Fühlschwelle für das nur 200 ms lange Target entspricht. Damit ist ein bis zu 520 ms anhaltender Effekt der Vormaskierung zu vernachlässigen. Der Effekt der Nachverdeckung für das lange Zeitintervall ist ungefähr 2 dB stärker als der der Vorverdeckung, was mehr als der gerade wahrnehmbare Unterschied zwischen zwei Vibrationspegel von ca. 1,5 dB ist [5].

4. Nachverdeckung für verschiedene Targetdauern

Der Hauptversuch konzentrierte sich auf die Untersuchung verschiedener Targetdauern in der Nachmaskierung. Dazu wurden zwei verschiedene Targetdauern (200 ms und 400 ms) für acht verschiedene ISI (20, 40, 60, 100, 280, 340 und 520 ms) mit einem Maskierer von 1000 ms und 15 dB SL getestet.

Versuchspersonen

Das Hauptexperiment wurde mit 20 Teilnehmern durchgeführt, davon waren 13 Frauen. Die Versuchspersonen waren im Durchschnitt 26,6 Jahre alt (SD 1,9 Jahre), wogen 60,8 kg (SD 9,0 kg) und waren 168,1 cm groß (SD 8,4 cm). Alle Versuchspersonen nahmen freiwillig teil und gaben an von keinen Schäden an der Wirbelsäule zu wissen. Nur eine der Versuchspersonen hat auch im Vortest teilgenommen.

Stimuli und Versuchsablauf

Wie in allen anderen Versuchsteilen wurde wieder ein 3AFC 1up-2down-Verfahren eingesetzt. Bild 4a zeigt den Ablauf eines Trials. Um die Versuchsdauer zu verkürzen und da auch nur Nachmaskierung getestet wurde, wurde auf den „Rand“ vor und nach dem taktilen Stimulus verzichtet. Zur besseren Orientierung welches Stimulus gerade wiedergegeben wird, gab es wieder einen visuellen Hinweis in Form eines aufblinkenden Buttons, sowie das maskierende rosa Rauschen für die gesamte Dauer des Stimulus bestehend aus Maskierer, ISI und Targetdauer. Die einzelnen Stimuli waren durch eine Pause von 500 ms getrennt und alle Stimuli wurden mit einem 50 ms Hanningfenster ein- und ausgeblendet. Der Maskierpegel von 15 dB SL bezog sich jeweils auf die individuelle Fühlschwelle der jeweiligen Versuchsperson, die vor dem Maskierungsexperiment mit einem 3AFC 1up-2down-Verfahren für 40 Hz und 1000 ms ermittelt wurde.

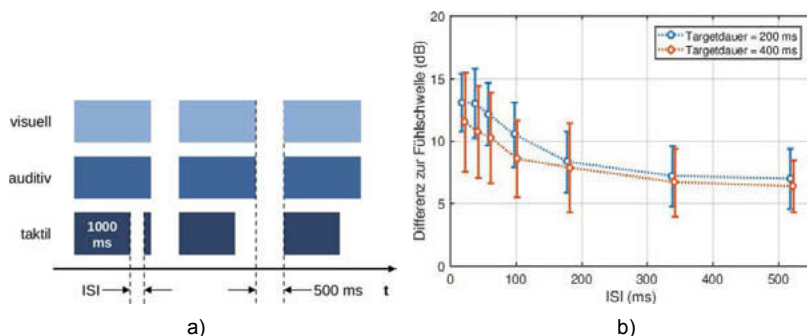


Bild 4: Nachmaskierung für verschiedene ISI und Targetdauern

a) zeitlicher Ablauf eines 3AFC Trials b) Mittelwert und Standardabweichung der Differenz zur Fühlschwelle über alle 20 Probanden. Daten sind leicht versetzt geplottet für leichtere Lesbarkeit.

Ergebnisse

Bild 4b zeigt die Ergebnisse des Hauptversuches. Dargestellt sind Mittelwert und Standardabweichung für die Targetdauern von 200 ms und 400 ms über dem Zeitintervall zwischen Maskierer und Target. Die Standardabweichung ist ca. 2,5 dB für die Targetdauer von 200 ms und etwas größer für die längere Targetdauer. Für beide Kurven nimmt der Verdeckungseffekt mit zunehmendem ISI ab. Vor allem für ISI kürzer als 200 ms ist die Maskierung für ein 200 ms langes Target stärker als für ein Target von 400 ms Länge. Ein gepaarter t-Test zeigt signifikante Differenzen zwischen beiden Targetdauern für ISI von 40, 60 und 100 ms mit $p < 0,05$. Für Zeitintervalle von länger als 200 ms nähern sich beide Kurven an und der Verdeckungseffekt ist in etwa gleich.

Der Effekt der Nachmaskierung ist größer als im Vorexperiment, wo vor und nach den taktilen Stimulus ein „Rand“ war. Ein Einflussfaktor kann eine eventuelle Vormaskierung des darauffolgenden Stimulus sein. Auch wenn im Vorexperiment der Effekt der Vorverdeckung bei 520 ms annähernd abgeklungen war, kann nicht ausgeschlossen werden, dass einzelne Probanden bei einer Pause von 500 ms zwischen den Stimuli in einzelnen Fällen geringe Vorverdeckung erfuhren. Weiterhin kann der Maskierungseffekt durch den simultan einsetzenden audio-taktilen Stimulus zusätzlich verstärkt werden. Es ist bekannt, dass audio-taktile Signale auch für die einzelne Modalität stärker empfunden werden als mit der gleichen Stärke angeregte unimodale Stimuli. So werden audio-taktile Signale etwa ein Dezibel lauter wahrgenommen als rein akustische Stimuli mit dem gleich Pegel für das auditive Signal wie im audio-taktilen Signal [19].

5. Zusammenfassung und Ausblick

Im direkten Vergleich scheint der Effekt der Nachverdeckung für die reine Signalerkennung von Humanschwingungen stärker als der der Vorverdeckung.

Für die Nachverdeckung gilt:

- Je kürzer das Zeitintervall zwischen Maskierer und Target, desto stärker wird die Wahrnehmung der Schwingung des Targets beeinträchtigt.
- Der Maskierungseffekt hält bis zu 520 ms an, wobei er für weniger als 100 ms am stärksten ist.
- Für kurze Zeitintervalle ($ISI < 200$ ms) ist der Maskierungseffekt für kürzere Targetdauern stärker als für längere.

Während der Fokus dieser Studie vor allem auf der Nachverdeckung lag, legt das Vorexperiment nahe auch die Vorverdeckung noch einmal genauer zu untersuchen. Aufbauend auf diesen Daten sollten weiter Versuche mit typischen Signaldauern und -pegeln wie sie beispielsweise während der Fortbewegung in Fahrzeugen oder während Konzertsituationen vorhanden sind näher untersucht werden. Erkenntnisse von taktiler Maskierung für einzelne Körperteile oder -stellen können eine Grundlage für Abschätzen der Effekt bei GKS sein, allerdings weichen auf Grund einer Vielzahl weiterer Einflussfaktoren, z.B. Körperbau und Körperposition, die genauen Ergebnisse für GKS ab.

6. Literaturangaben

- [1] D. R. Smith and P. A. Leggat, "Whole-Body Vibration," *Prof. Saf.*, vol. 50, no. 7, p. 35, 2005.
- [2] M. A. Bellmann, "Perception of Whole-Body Vibrations: From basic experiments to effects of seat and steering-wheel vibrations on the passenger's comfort inside vehicles," Universität Oldenburg, 2002.
- [3] M. J. Griffin, *Handbook of Human Vibration*. London: Academic Press, 1990.
- [4] H. V. C. Howarth and M. J. Griffin, "The frequency dependence of subjective reaction to vertical and horizontal whole-body vibration at low magnitudes," *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 83, no. 4, pp. 1406–1413, Apr. 1988.
- [5] M. Morioka and M. J. Griffin, "Magnitude-dependence of equivalent comfort contours for fore-and-aft, lateral and vertical whole-body vibration," *J. Sound Vib.*, vol. 298, no. 3, pp. 755–772, 2006.

- [6] S. Merchel and M. E. Altinsoy, "Vibratory and Acoustical Factors in Multimodal Reproduction of Concert DVDs," in *Haptic and Audio Interaction Design*, vol. 5763, M. Altinsoy, U. Jekosch, and S. Brewster, Eds. Springer Berlin / Heidelberg, 2009, pp. 119–127.
- [7] S. Merchel, M. E. Altinsoy, D. Kaule, and C. Volkmar, "Vibroakustisch Audio-wiedergabe im KFZ," in *DAGA 2015 - 41st German Annual Conference on Acoustics*, 2015.
- [8] G. A. Gescheider, S. Bolanowski Jr, and R. T. Verrillo, "Vibrotactile masking: Effects of stimulus onset asynchrony and stimulus frequency," *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 85, no. 5, pp. 2059–2064, 1989.
- [9] G. Gescheider, K. Santoro, J. C. Makous, and S. Bolanowski, "Vibrotactile forward masking: Effects of the amplitude and duration of the masking stimulus.," *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 98, no. 6, pp. 3188–3194, 1995.
- [10] G. Gescheider and N. Migel, "Some temporal parameters in vibrotactile forward masking," *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 98, no. 6, pp. 3195–3199, 1995.
- [11] R. D. Gilson, "Vibrotactile masking: Some spatial and temporal aspects," *Percept. Psychophys.*, vol. 5, no. 3, pp. 176–180, 1969.
- [12] C. E. Sherrick, "Effects of double simultaneous stimulation of the skin," *Am. J. Psychol.*, vol. 77, no. 1, pp. 42–53, 1964.
- [13] H. Fastl and E. Zwicker, *Psychoacoustics – Facts and Models*, Third Edition. Berlin: Springer-Verlag, 2007.
- [14] B. C. J. Moore, *An introduction to the psychology of hearing*, 6. Auflage. Leiden: Emerald Group Publishing, 2012.
- [15] J. C. Craig, "Vibrotactile masking: A comparison of energy and pattern maskers," *Percept. Psychophys.*, vol. 31, no. 6, pp. 523–529, 1982.
- [16] J. C. Craig and P. M. Evans, "Vibrotactile masking and the persistence of tactual features," *Percept. Psychophys.*, vol. 42, no. 4, pp. 309–317, 1987.
- [17] A. Schwendicke, J. Dou, and M. E. Altinsoy, "Temporal Masking Characteristics of Whole Body Vibration Perception," in *IEEE World Haptics 2017*, 2017.
- [18] M. E. Altinsoy and S. Merchel, "BRTF - Body Related Transfer Functions for Whole-Body Vibration Reproduction Systems," in *Int. Conf. on Acoustics (NAG/DAGA 2009)*, 2009.
- [19] S. Merchel, A. Leppin, and M. E. Altinsoy, "Hearing with your body: the influence of whole-body vibrations on loudness perception," in *ICSV 16*, 2009.

- [20] "Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen," no. VDI 2057. Sep-2002.
- [21] "Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration," International Organization for Standardization, 1997.
- [22] K. C. Parsons and M. J. Griffin, "Whole-body vibration perception thresholds," *J. Sound Vib.*, vol. 121, no. 2, pp. 237–258, 1988.
- [23] G. A. Gescheider, M. E. Berryhill, R. T. Verrillo, and S. J. Bolanowski, "Vibrotactile temporal summation: probability summation or neural integration?," *Somatosens. Mot. Res.*, vol. 16, no. 3, pp. 229–242, 1999.
- [24] S. Merchel, J. Dou, and M. E. Altinsoy, "Comparison of the Perceived Intensity of Time-varying Signals in the Tactile and Auditory Domain," in *Internoise 2016*, 2016.

Neue Prüfmethode zur Klassifizierung von Handhämmern nach ihrer Schwingungsübertragung

A new test method for the classification of manual hammers according to their vibration transmission

Dr.-Ing. **Gérard Fleury**, INRS, Vandoeuvre-Lès-Nancy, Frankreich

Kurzfassung

Handgeführte Hämmer werden weithin in der Industrie und im Bauwesen verwendet. Bei einem Schlag erzeugt der Aufprall zwischen dem Hammerkopf und dem gezielten Körper Schwingungen, die sich über den Stiel in die Hand des Bedieners ausbreiten. Manche Hammerhersteller haben Stiele entwickelt, um die Schwingungsübertragung zu verringern, und bieten sie nunmehr auf dem Markt an. Im Rahmen des Normenausschusses AFNOR E90H „Auswirkungen von Schwingungen auf den Menschen“ wird eine Prüfmethode zur Bewertung der Schwingungsübertragung von Hammerstielen erarbeitet. Das Ziel dieses Artikels ist es, den Entwurf dieser Prüfmethode sowie eine vorläufige Studie, die im Vorfeld des Projekts durchgeführt wurde, vorzulegen.

Abstract

Hammers are widely used in the professional world. Various designs are adapted to the use of the hammers. During a strike, the shock generates vibrations that are transmitted from the hammer head to the operator's hand via the handle. Some manufacturers offer hammers on the market that may reduce the transmitted vibration. As participant to a working group in French standardization association AFNOR, the INRS has initiated a study to investigate this issue and define an experimental protocol aimed at classifying hammers according to the ability of their handle to reduce transmitted vibration. This paper presents the results of this study and proposes a testing method.

1. Einleitung

Handgeführte Hämmer werden weithin in der Industrie und im Bauwesen verwendet, um vielseitige Arbeiten durchzuführen. Bei einem Schlag erzeugt der Aufprall zwischen dem Hammerkopf und dem getroffenen Körper Schwingungen, die sich über den Stiel in die Hand des Bedieners ausbreiten. Die tatsächlich zur Hand übertragenen Schwingungen hängen von den Eigenschaften des Schlags (Energie, Aufpralldauer, ...), der Befestigung des Stiels, der Art und der Form des Stiels und der Kopplung zwischen der Hand und dem Stiel (Position der Hand, Greifkraft, ...) ab. Die an die Hand übertragenen Vibrationen können Auswirkungen auf die Gesundheit haben und eventuell zu Berufskrankheiten gemäß Tabelle R 69 der französischen Sozialversicherung führen.

Manche Hammerhersteller haben Hammerstiele entwickelt, um die Schwingungsübertragung zu verringern, und bieten sie nunmehr auf dem Markt an. Im Rahmen des Normenausschusses AFNOR E90H „Auswirkungen von Schwingungen auf den Menschen“ wurde eine Arbeitsgruppe aus verschiedenen Instituten und Hammerherstellern zusammengesetzt, um eine Prüfmethode zur Bewertung der Schwingungsübertragung von Hammerstielen zu erarbeiten. Diese Methode hat weder zum Ziel die Einwirkungen auf die Hand noch die Auswirkungen auf die Gesundheit zu bewerten. Vielmehr soll sie zur Feststellung einer Leistungszahl führen, mit der man die Hämmer gemäß der Fähigkeit ihrer Stiele, die Übertragung von Vibrationen zu verringern, klassifizieren kann.

Das Ziel dieses Artikels ist es, diese Prüfmethode zu beschreiben sowie eine vorläufige Studie, die im Vorfeld des Projekts durchgeführt wurde.

2. Stand der Technik

Gemäß der Norm NF E 71-001 [1], die die Terminologie und Nomenklatur für Hammerwerkzeuge festlegt, ist ein handgeführter Hammer ein Schlagwerkzeug, bestehend aus einem Kopf und einem Stiel. Der Hammerkopf hat zumeist eine Bahn und eine Finne. Diese Norm teilt die Hämmer nach fünf Einsatzbereichen ein (Mechanik, Kesselbau, Karosserie, Gebäude und diverse) und listet dann für jeden Einsatzbereich die verschiedenen Modelle anhand einer üblicherweise verwendeten Bezeichnung (Schlosserhammer, Fäustel, Zimmermannshammer, ...) auf. Jede Bezeichnung bezieht sich auf einen Namen, ein Modell, eine Form der Finne oder der Bahn (flach, gewölbt, ...), aber in keinem Fall auf einen Stieltyp.

Ein Stiel verbindet per Definition den Hammerkopf und die Hand des Bedieners. Er muss in erster Linie so ausgelegt sein, dass Mindestanforderungen an Festigkeit und Leichtigkeit erfüllt werden, um eine ergonomische Nutzung des Hammers in völliger Sicherheit zu gewährleisten. Seine Auslegung bestimmt auch sein Schwingungsübertragungsverhalten. In

den letzten Jahrzehnten sind einige der meist aus Holz (vor allem Esche) gefertigten Stiele durch Verbundwerkstoffstiele ersetzt worden.

Kürzlich haben einige Hersteller komplexere technische Lösungen für Stiele mit Entkopplungen entwickelt, um die Ausbreitung der Schwingungen zu begrenzen [2, 3, 4].

Der Umfang dieser Arbeit beschränkt sich auf neue Hämmer mit Stahlkopf, die die Anforderungen für Stielfestigkeit und Kopfqualität nach ISO 15601 [5] erfüllen. Bei diesen Hämmern wird angenommen, dass der Kopf und die Verbindung zwischen Kopf und Stiel ausreichend steif sind, damit die Schlagkraft vollständig von Bahn zum Stiel übertragen wird. Dies bedeutet, dass die sich aus einem Schlag ergebenden Schwingungen vorrangig von drei Faktoren abhängen: den Eigenschaften des Aufpralls, den Eigenschaften des Stiels und den vom Bediener ausgeübten Greifkräften.

Daher wird die Vorstudie unter Fokussierung auf diese drei Parameter durchgeführt mit dem Ziel, eine Prüfmethode zu entwerfen.

3. Vorstudie

Die angewandte Arbeitsmethode ist experimentell. Einerseits besteht sie darin, Modalanalysen an einer Auswahl von Hämmern durchzuführen, um ihre Eigenfrequenzen zu bewerten. Andererseits werden im Labor manuelle Hammerschläge gemäß 3 Protokollen mit unterschiedlichen Messtechniken reproduziert. Die ersten Schlagversuche werden durchgeführt, um die Aufschlagenergie auszuwerten, d.h. die maximale Energie, die ein Bediener während eines Schlages an einen Hammer abgeben kann. Die zweite Art von Tests wird durchgeführt, um die beim Aufprall zwischen Hammerkopf und getroffenen Körper übertragene Kraft zu messen. Damit wird überprüft, dass die während des Aufpralls von Hand ausgeübten Greifkräfte im Verhältnis zu den Aufschlagkräften vernachlässigbar sind. Die dritte Art von Tests wird durchgeführt, um den Zusammenhang zwischen dem Aufprall und der Schwingungen des Stiels zu untersuchen.

3.1 Charakterisierung des dynamischen Verhaltens von Hämmern

Ziel dieser Tests ist es, die erste Eigenfrequenz für eine Auswahl von Hämmern zu messen, die auf dem Markt erhältlich sind.

Methode:

Diese Versuche werden an einem Satz von 12 Hämmern mit einer Masse zwischen 160 g und 2,3 kg und Stielen unterschiedlicher Typen (Holz, Verbundwerkstoff, ...) durchgeführt. Jeder Hammer wird mittels eines am Ende seines Stiels befestigten weichen Gummibands mit dem Kopf nach unten aufgehängt. Ein Impulshammer wird verwendet um den Kopf des

Hammers anzuregen und die Schwingungen des Stiels werden mittels eines an dessen freiem Ende befestigten Beschleunigungsmessers aufgezeichnet. Anschließend wird das Spektrum des gemessenen Schwingungssignals aufgezeichnet, um die erste Resonanz zu ermitteln und die entsprechende Frequenz auszuwerten.

Ergebnisse und Analyse:

Die Spektren ermöglichen eine eindeutige Ermittlung der Resonanzen für jeden Hammer. Die ersten Eigenfrequenzen der 12 Hämmer liegen zwischen 166 und 740 Hz. Die Hämmer, deren Stiel aus Verbundwerkstoff bestehen, weisen eine erste Resonanz um circa 200 Hz auf, die mit Holzstielen ausgestatteten Hämmer um circa 400 Hz. Das liegt daran, dass die Steifigkeit der Holzstiele höher ist als die der Stiele aus Verbundwerkstoff. Je schwerer der Hammerkopf ist, desto geringer ist die Eigenfrequenz.

Schlussfolgerungen:

Die erste Eigenfrequenz von Hämmern hängt von den Eigenschaften des Hammers ab. Sie ist in allen Fällen unter 1000 Hz für Hämmer deren Masse unter 2,5 kg liegt.

3.2 Messungen der Aufschlagenergie

Es werden Schläge von Hand durchgeführt, um die Aufschlagenergie zu bewerten, d.h. die maximale Energie, die ein Bediener an einen Hammer abgeben kann.

Methode:

Für diese Versuche wird ein Bediener gebeten, mittels eines Hammers 10 aufeinander folgende Schläge auf eine ebene Fläche durchzuführen. Die Geschwindigkeit des Hammerkopfes ΔV vor dem Aufprall wird mit Hilfe eines berührungslosen Geschwindigkeitssensors gemessen und die Aufschlagenergie E wird gemäß der Formel $E = 1/2 m \Delta V^2$ berechnet, wobei m die Masse des Hammers ist. Der Bediener wird angewiesen, so hart wie möglich zu schlagen, um die maximale Aufschlagenergie zu erhalten. Die Versuche werden mit 3 Bedienern und den 12 Hämmern des vorher beschriebenen Satzes durchgeführt.

Ergebnisse und Analyse:

Für eine Abfolge von 10 Schlägen stellt man eine allmähliche Steigerung der Aufschlagenergie vor einer Stabilisierung fest. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der Bediener nach und nach bei den Schlägen an Sicherheit gewinnt.

Die Aufschlagenergie hängt vom Bediener, seiner Muskelkraft und seiner Erfahrung ab.

Für einen männlichen Bediener im Alter von 45 Jahren variieren die Aufschlagenergien zwischen 15 und 65 Joule. Die niedrigste Energie erhält man für den leichtesten Hammer

($m=160$ g), die höchste Energie für den schwersten Hammer (2.5 kg) und für einen ein Kilogramm schweren Hammer mit längerem Stiel (40 cm anstatt durchschnittlich 30 cm).

Für 7 der 12 Hämmer beträgt die erzielte Energie ca. 40 Joule, was einer maximalen Geschwindigkeit von 8 m/s bei einem 1 kg schweren Hammer entspricht.

Schlussfolgerung:

40 Joule ist ein realistischer Wert für die Aufschlagenergie bei der Benutzung handgeführter Hämmer.

3.3 Messung der Aufschlagkräfte beim Nageleinschlagen

Diese Prüfungen und Messungen werden durchgeführt, um die Annahme zu überprüfen, dass die vom Bediener beim Aufprall auf den Hammer ausgeübte Greifkraft im Verhältnis zu der vom getroffenen Körper ausgeübten Aufschlagkraft vernachlässigbar ist.

Methode:

Der Test besteht aus wiederholten Schlägen, um einen Nagel in einen Holzblock einzuschlagen. Für jeden Schlag haben wir die Nagelabsenkung nach 2 unterschiedlichen Methoden gemessen:

- Die erste besteht darin, mit einem Messschieber die Höhe des Nagels vor und nach dem Schlag zu messen und durch Subtraktion die Absenkung zu ermitteln.
- Die zweite Methode besteht darin, die zeitliche Entwicklung der Aufschlagkraft mit einem unter dem Holzblock angebrachten Kraftmesser (siehe Bild 1) zu messen und aus dieser Kraftmessung in Verbindung mit einem dynamischen Modell des Hammers die Nagelabsenkung zu berechnen. Der Hammer wird als ein Massepunkt betrachtet, der nur durch die vom Nagel ausgeübte Reaktionskraft abgebremst wird. Die von der Hand ausgeübte Greifkraft wird somit vernachlässigt. In der Praxis wird die gemessene Kraft durch die Masse des Hammers geteilt, um seine Verzögerung zu erhalten. Die Verzögerungskurve wird dann zweimal integriert, um die relative Verschiebung des Kopfes beim Aufprall auszuwerten. Während des Aufpralls stehen Nagel und Kopf in Kontakt miteinander, die Nagelabsenkung ist identisch mit der relativen Verschiebung des Kopfes und kann somit berechnet werden.

Die Abbildung 1 zeigt den Versuchsaufbau mit dem eingebauten Kraftmesser. Mehrere Serien von Schlägen wurden auf verschiedenen Nägeln durchgeführt.



Bild 1: Nageleinschlagversuche

Ergebnisse und Analyse:

Die Abbildung 2 zeigt die Aufschlagkraftkurven für 4 aufeinander folgende Schläge.

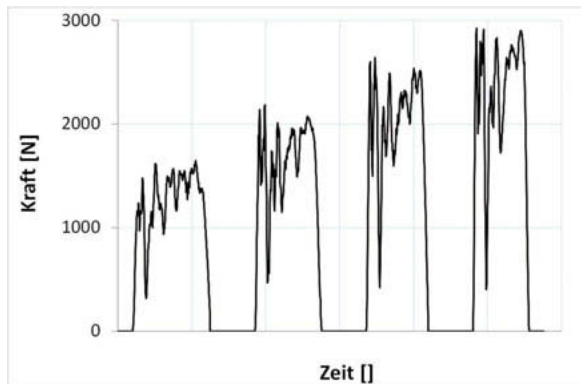


Bild 2: Gemessene Aufschlagkraft für 4 Schläge

Für jeden der Schläge kann die Kraft als Konstante betrachtet werden. Diese Konstante kennzeichnet den Widerstand gegenüber dem Eintreiben des Nagels in das Holzstück. Sie hängt von den Eigenschaften des Nagels und der Härte des Holzes ab.

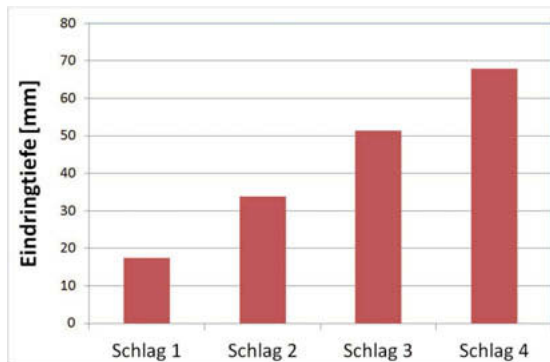


Bild 3: Nagelabsenkungen im Verlauf der 4 Schläge

Das Bild 3 zeigt die kumulierten Nagelabsenkungen nach jedem der 4 Schläge, die aus den Kraftkurven des Bildes 2 errechnet worden sind. Die berechnete Absenkung nach dem vierten Schlag beträgt 67 mm, der gemessene Wert 66 mm. Dies bestätigt die Annahme unseres Modells.

Dieser Ansatz wurde an anderen Konfigurationen getestet und führt zu einer identischen Schlussfolgerung.

Schlussfolgerung:

Die von der Hand ausgeübte Greifkraft hat keinen Einfluss auf die Verzögerung des Hammerkopfes.

3.4 Messung der Entschleunigung des Hammerkopfes bei konstanter Aufschlagenergie

Die Aufschlagenergie reicht nicht aus, um den Aufprall und dessen resultierenden Schwingungen vollständig zu charakterisieren. Zwei Schläge mit identischer Energie, einer auf einen Block aus Schaumstoff, der andere auf einen Stahlamboss, erzeugen voneinander völlig unterschiedliche Vibrationen des Stiels. Daher ist es notwendig die Härte des mit dem Hammer angeschlagenen Körpers zu berücksichtigen.

Methode:

Es wurde eine erste Reihe von manuellen Schlägen auf verschiedene Untersätze (Schaumstoffblock, Holzblock, Stahlamboss) durchgeführt. Die Analyse der ersten Ergebnisse zeigte jedoch, wie schwierig es für einen Bediener war, Handbewegungen zu wiederholen, die immer zu einer gleichen Aufschlagenergie führen. Um schließlich dieses Problem der Variabili-

tät zu überwinden, wurde der menschliche Bediener durch eine mechanische Vorrichtung ersetzt, die in der Lage ist, den Hammer zu beschleunigen. Die Schläge werden dann erzeugt, indem man den Stiel des Hammers am beweglichen Teil eines Federscharniers befestigt. Das Bild 4 zeigt einen in die Beschleunigungsvorrichtung eingespannten Hammer. Im Ruhezustand liegt der Kopf des Hammers auf dem Ziel auf, es wird keine Kraft auf die Feder ausgeübt. Um den Aufschlag vorzubereiten, wird der Hammer manuell in senkrechte Position b) gedreht, was die Feder spannt. Der Aufschlag wird ausgeführt, indem man den Hammer loslässt, wobei das Federscharnier den Hammer beschleunigt. Ein Beschleunigungssensor ist auf dem Kopf des Hammers befestigt, um seine Entschleunigung während des Stoßes zu messen, ein zweiter Sensor am Stiel, um seine Schwingungen aufzuzeichnen.



a) Vorrichtung im Ruhezustand

b) Gespannte Vorrichtung vor dem Aufschlag

Bild. 4: Mechanische Aufschlagvorrichtung

Ergebnisse und Analyse:

Der am Kopf befestigte Beschleunigungssensor wird zunächst abgebaut. Schläge werden an 3 Körpern mit unterschiedlicher Härte durchgeführt (Schaumstoffblock, Holzblock und Stahlamboss). Je härter der Stoß ist (Stahl > Holz > Schaumstoff), desto kürzer ist die Schwingungsdauer und desto höher ist die maximale Beschleunigung des Stiels ($40\,000\text{ ms}^{-2}$ für Stahl, $15\,000\text{ ms}^{-2}$ für Holz, 1500 ms^{-2} für Schaumstoff). Im Allgemeinen sind die Messungen wiederholbar. Allerdings sind die Stöße auf dem Stahlamboss zu hart, um die Verzögerung des Hammerkopfes anhand eines Beschleunigungssensors zu messen. Zudem sind die auf dem Schaumstoffblock durchgeführten Stöße zu weich. Weitere Versuche sind allein mit dem Holzblock durchgeführt worden. Das Bild 5 zeigt ein Beispiel von Messungen. Der Aufprall dauert circa eine Millisekunde, weist eine maximale Beschleunigung von $12\,000\text{ ms}^{-2}$ auf. Der Stiel schwingt während circa 5 Millisekunden.

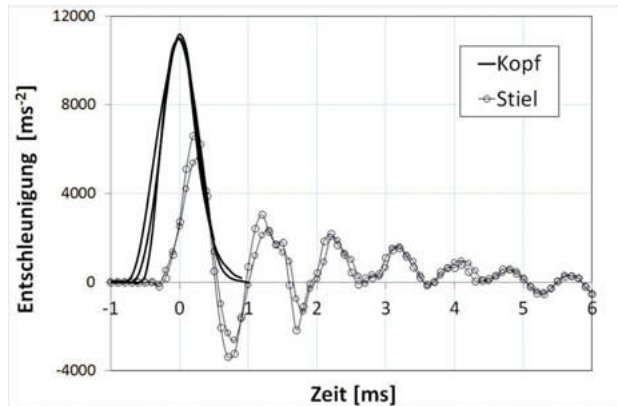


Bild 5: Aufschlag auf den Holzblock und die resultierenden Schwingungen am Stiel

Schlussfolgerung:

Bei gegebener Energie (unter 40 Joules) führen sehr harte Stöße zur Streuung in den Messungen. Die Erfassung dieser Stöße birgt ferner messtechnische Probleme. Um diese Probleme zu vermeiden, beschränkt sich der Umfang dieser Studie auf Stöße, die nicht weniger als eine halbe Millisekunde dauern.

4. Entwurf einer Prüfmethode

Der Zweck dieses Kapitels ist es, den Entwurf eines Testcodes zu beschreiben, der auf der oben beschriebenen Vorstudie basiert und in der Normungsgruppe erarbeitet wird.

4. 1 Prinzip

Ziel der Prüfmethode ist es, die sich aus einem Schlag ergebenden Schwingungen eines Hammerstiels zu reproduzieren. Der Aufprall muss einem professionellen Einsatz entsprechen und ausreichend kontrolliert ausgeführt werden, um die Wiederholbarkeit der Versuche zu gewährleisten.

Der Versuch besteht darin, einem mit Kopf nach unten aufgehängten Hammer anhand eines beweglichen Schlagkörpers auf den Hammerkopf zu schlagen und die am Stiel erzeugten Schwingungen zu messen (siehe Bild. 6).

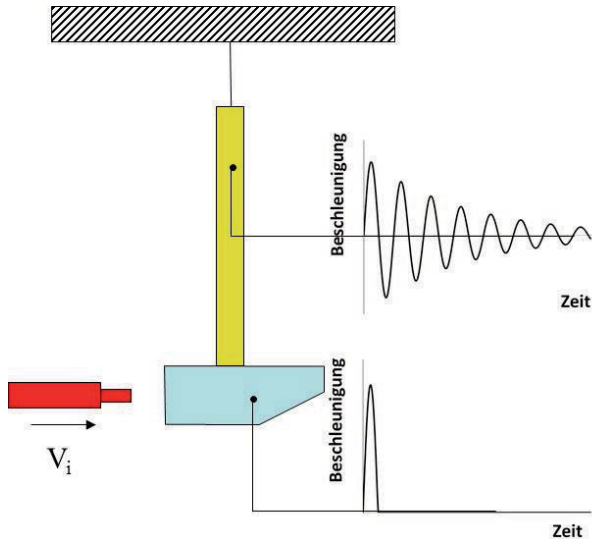


Bild 6: Versuchsprinzip

Der Aufprall wird von der Beschleunigung des Hammerkopfes γ bestimmt. Die Geschwindigkeitssteigerung des Kopfes ΔV wird nach Gleichung 1 berechnet:

$$\Delta V = \int \gamma(t) dt \quad \text{Gl. 1}$$

Das Verhalten des Hammers wird durch die am Stiel des Hammers gemessene Beschleunigung bewertet.

Hinweis:

Bei diesem Test wird der Hammerkopf beim Aufprall beschleunigt. Seine Geschwindigkeit ist am Anfang Null und steigt während des Aufpralls um ΔV an. Bei einem manuellen Schlag wird der Hammerkopf stark abgebremst. Seine Anfangsgeschwindigkeit ΔV nimmt drastisch ab und wird Null.

Gemäß dem Trägheitsgesetz führen die Prüfmethode und ein manueller Hammer Schlag zu genau identischen Schwingungen des Stiels, wenn die beiden Aufprälle gleiche Amplitude haben und wenn die von der Hand ausgeübte Greifkraft das Gewicht des Hammers ausgleicht.

4. 2 Definition eines Gültigkeitsbereiches für den Aufprall

Alle Hämmer werden mit einer Aufschlagenergie E von 40 Joule getestet. Die Geschwindigkeitsänderung ΔV_{Ziel} , wird nach der Gleichung 2 bestimmt:

$$\Delta V_{\text{Ziel}} = \sqrt{\frac{2E}{m}} \quad \text{Gl. 2}$$

wobei m die Masse des Hammers ist. Bei $E = 40$ Joule und für einen Hammer von 0,8 kg beträgt zum Beispiel die Geschwindigkeitsänderung ΔV_{Ziel} 10 m/s.

Für die Prüfmethode werden Aufpralle ausgelöst, deren Dauer zwischen einer halben und einer Millisekunde liegen. Die Wahl der oberen Grenze von 1 Millisekunde wird dadurch gerechtfertigt, dass der Spektralinhalt eines Aufpralls mit einer Dauer unter 1 Millisekunde den Frequenzbereich bis 1000 Hz abdeckt, was die ersten Resonanzen der Hämmer erregt. Die Untergrenze von einer halben Millisekunde ist gewählt worden, um die zu harten Aufschläge auszuschließen.

Schließlich muss der in der Prüfmethode ausgelöste Aufprall möglichst eine Rechteckform haben, um einen Nageleinschlag zu reproduzieren. Das ideale Signal wird durch einen Plateau-Beschleunigungswert γ_p und eine Aufschlagdauer Δt bestimmt. Der Graph des Bildes 7 stellt die mit einer Geschwindigkeitsänderung ΔV_{Ziel} von 10 m/s und 3 unterschiedlichen Aufpralldauern gebildeten Beschleunigungskurven dar. Die 3 Aufpralldauern sind die Untergrenze von einer halben Millisekunde, die Obergrenze von einer Millisekunde und eine Zwi-schendauer Δt .

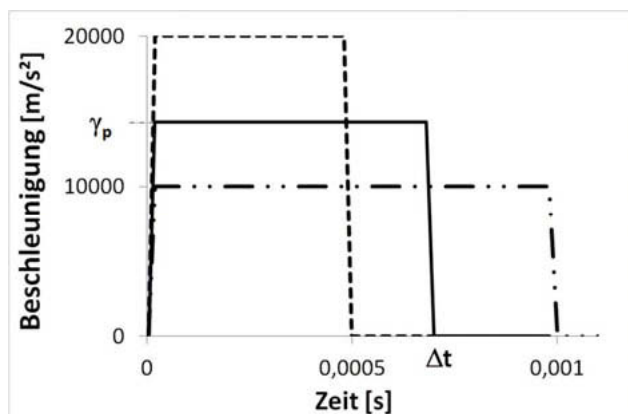


Bild 7: Idealisierte Beschleunigungskurven für $\Delta V_{\text{Ziel}}=10$ m/s

Damit wird nach Gleichung 3 eine Familie von Beschleunigungskurven gebildet.

$$\gamma_p = \frac{1}{\Delta t} \sqrt{\frac{2E}{m}} \quad \text{bei } E = 40 \text{ Joule und } 0,5 \times 10^{-3} < \Delta t < 10^{-3} \quad \text{Gl. 3}$$

Im Labor ist es nicht möglich, einen Aufprall mit einer konstanten Beschleunigung genau durchzuführen. Man muss daher einen Gültigkeitsbereich erstellen, in den die gemessene Beschleunigungskurve passen muss, um ihre Konformität zu bestätigen. Der Gültigkeitsbereich (siehe Bild 8) beinhaltet alle Punkte M (γ, t) deren Koordinaten nach den Ungleichungen 4 definiert sind:

$$\begin{aligned} \gamma &\leq \frac{\Delta V_{\text{Ziel}}}{0,510^{-3}} \\ \gamma &\leq \frac{\Delta V_{\text{cible}}}{t} \\ t &\leq 10^{-3} \end{aligned} \quad \text{Gl. 4}$$

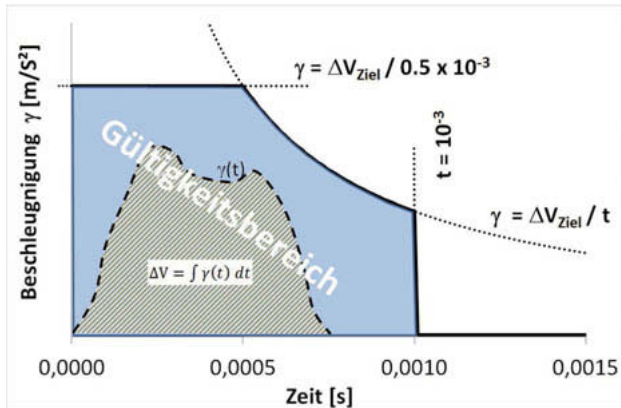


Bild 8: Gültigkeitsbereich mit einer passenden Beschleunigungskurve

Um einen Aufprall laut Prüfmethode zu akzeptieren, muss er schließlich die zwei folgenden Bedingungen erfüllen:

- i) Die Beschleunigungskurve $\gamma(t)$ fällt in den Gültigkeitsbereich.
- ii) Die mit der Beschleunigungskurve $\gamma(t)$ nach der Gleichung 1 errechnete Geschwindigkeitsänderung ΔV muss zwischen $0,95 \Delta V_{\text{Ziel}}$ und $1,05 \Delta V_{\text{Ziel}}$ liegen.

4.3 Messung der Aufprallbeschleunigung

Um die Beschleunigung $\gamma(t)$ bei einem Versuch zu messen, wird ein Beschleunigungssensor am Hammerkopf befestigt. Falls es nicht möglich ist, einen Beschleunigungssensor zu fixie-

ren, kann man einen piezoelektrischen Kraftsensor in den Aufprallkörper einbauen, um mit ihm die Messung durchzuführen (siehe Bild 9). Die Beschleunigung γ wird dann nach Gleichung 5 berechnet:

$$\gamma = \frac{(m_a + m_b) F_e}{m_a m} \quad \text{Gl. 5}$$

wobei F_e die vom Kraftsensor gemessene Kraft ist. m_b und m_a sind die Massen vor beziehungsweise hinter dem Kraftsensor (siehe Bild 9).

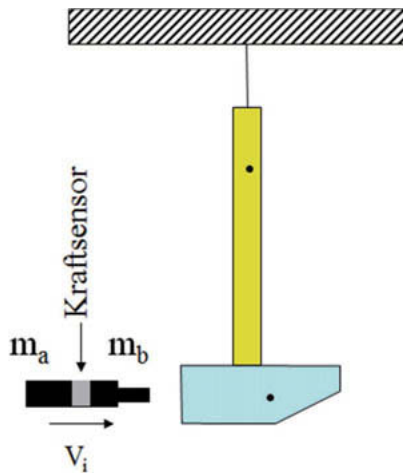


Bild 9: Im Aufprallkörper eingebauter Kraftsensor

4.4 Messung und Bewertung der Schwingungen des Stiels

Ein nah am freien Ende des Stiels befestigter Beschleunigungssensor wird benutzt, um die Bruttobeschleunigung a_{zh} des Stiels zu messen. Die Beschleunigung wird nach ISO/TS 15694:2004 [6] gefiltert, um die Beschleunigung a_{zhf} zu erhalten. Die Schwingungsdosis I wird nach Gleichung 6 berechnet und dient als Leistungszahl zur Charakterisierung der Hämmer.

$$I = \sqrt{\int a_{zhf}^2 dt} \quad \text{Gl. 6}$$

5. Schlussfolgerungen und Perspektiven

Im Rahmen des französischen Normenausschusses AFNOR E90H wurde eine Arbeitsgruppe zusammengesetzt, um eine Prüfmethode zur Bewertung der Schwingungsübertragung

von Hammerstielen zu erarbeiten. Dieser Artikel stellt die derzeit in der Arbeitsgruppe diskutierte Prüfmethode vor. Dieser Entwurf beruht auf den Ergebnissen einer in Labor durchgeführten Vorstudie. Es wurden zwei Prüfstände aufgebaut, einer im INRS, der andere im CETIM (Centre Technique des Industries Mécaniques), um Hämmer zu testen und die Prüfmethode zu bewerten. Ringversuche und die Veröffentlichung der Norm sind für 2018 vorgesehen.

6. Literaturangaben

- [1] NF E71-001 2015 : Outillage de martellerie et outillage connexe - Terminologie Nomenclature.
- [2] <https://www.stanleytools.com/products/hand-tools/hammers/antivibe>
- [3] <http://www.olympia-tools.co.uk/products/vrs-anti-vibe-roofers-hammer/>
- [4] <https://www.leborgne.fr/outils-professionnels-nanovib/>
- [5] ISO 15601:2000 Marteaux – Spécifications techniques relatives aux marteaux avec tête en acier – Modes opératoires d'essai.
- [6] ISO/TS 15694:2004 Vibrations et chocs mécaniques — Mesurage et évaluation des chocs simples transmis par les machines portatives et guidées à la main au système main bras.

Ein Vorschlag für die Definition von diskreten Stößen, die auf das Hand-Arm-System des Menschen bei der Arbeit mit mechanisierten und nicht mechanisierten Werkzeugen einwirken

A proposal for a definition of isolated shock events acting upon the human hand-arm system while working with mechanized or non-mechanized tools

Dr.-Ing. **Thomas Schenk**, KSZ Ingenieurbüro GmbH, Berlin

Abstract

Single shocks are a special type of hand-arm vibration while working with mechanized (e.g. nailers, bolt guns) or non-mechanized (axes, hammers) tools. Several different terms describing the form of vibration under investigation are in use (isolated shocks, repetitive shocks, impulse vibration). However it is uncertain whether different researchers all mean the same thing when using the same term. Therefore a standardized definition for shock exposures at the workplace is crucial. First results of experiments regarding this issue have already been described at the VDI Conference on Human Vibration 2016. This paper describes the effects of magnitude and pulse duration to determine whether a pulse (a mechanical movement) is judged as a shock or not. It can be seen that even relatively low magnitudes of acceleration cause a shock sensation. Significant interdependency exists between the magnitude and the pulse duration, with a slope of 10 dB/decade in double logarithmic scaling. This relationship would appear to be due to the principle of energy equivalence. Based on these results a proposal for a definition of shock exposures at the workplace is given.

1. Einleitung

Stöße sind Sonderformen der auf das Hand-Arm-System einwirkenden mechanischen Schwingungen, welche bei der Arbeit mit mechanisierten Werkzeugen (z. B. Bolzenschussgeräte und Nagler) oder auch nicht mechanisierten Werkzeugen (z. B. Hämmer und Äxte) auftreten. Aufgrund der schwierigen Randbedingungen bei der Untersuchung von Stößen wurden bisher nur relativ wenige Einzeluntersuchungen zu den vielen ungeklärten Fragestellungen der Stoßproblematik durchgeführt.

Auf Initiative des Technischen Komitees ISO/TC 108 wurde deshalb anlässlich der 13. Internationalen Konferenz zu Hand-Arm-Schwingungen 2015 in Peking ein Workshop organisiert, der die Einwirkung wiederholt auftretender diskreter Stöße als internationales Forschungsthema qualifizieren und den derzeitigen Kenntnissstand zur Thematik feststellen sollte [1]. Bestandteil des Workshops war eine Expertenbefragung zu den wichtigsten Problem- und Fragestellungen sowie zu Erkenntnisdefiziten innerhalb des Forschungsgebietes. Bei dieser Befragung wurden die weitaus häufigsten Kommentare zu der noch fehlenden Definition des Forschungsgegenstandes „Stoß“ abgegeben (siehe Bild 1).

Wegen der grundlegenden Bedeutung einer einheitlich akzeptierten Definition des Untersuchungsgegenstandes „Stoß“ wurde durch die DGV 2014 ein entsprechendes Forschungsprojekt in Auftrag gegeben, welches durch die KSZ Ingenieurbüro GmbH in Zusammenarbeit mit dem Institut für Arbeitsschutz der gesetzlichen Unfallversicherungen (IFA) bearbeitet und im Oktober 2015 abgeschlossen wurde [2]. Auf der VDI-Tagung Humanschwingungen in Würzburg 2016 wurde bereits ein Teil der Untersuchungsergebnisse vorgestellt, welcher die für eine Definition wichtige Abgrenzung von diskreten Stößen gegenüber kontinuierlichen Stoßfolgen und stationären Schwingungen anhand des zeitlichen Abstandes aufeinanderfolgender Stöße (Stoßabstand, Stoßfolgefrequenz) behandelt [3]. Nachfolgend werden Untersuchungsergebnisse hinsichtlich der beiden wichtigen Parameter Stoßintensität und Stoßdauer vorgestellt und alle Ergebnisse zusammenfassend ein Vorschlag für eine arbeitsschutzrelevante Definition von diskreten Stößen abgeleitet.

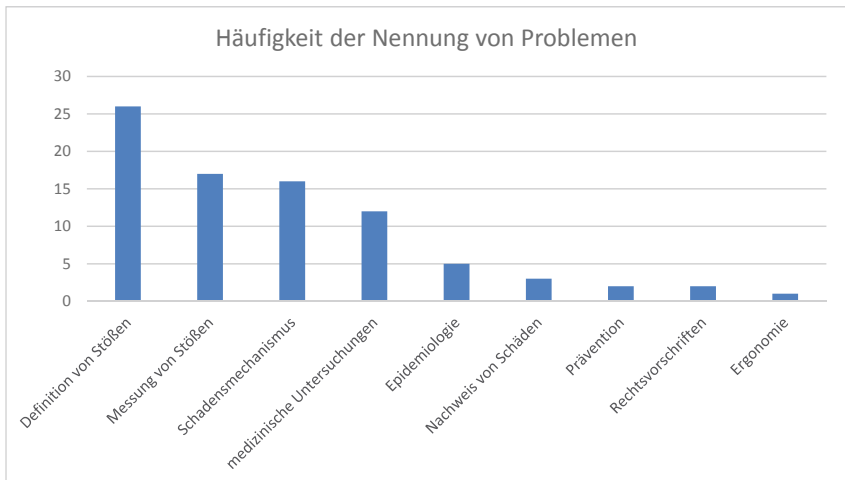


Bild 1: Häufigkeit der Nennung von Problemen oder Erkenntnisdefiziten im Zusammenhang mit Stoßexpositionen

2. Ansatzpunkte für eine problemorientierte Definition von diskreten Stößen

Eine arbeitsschutzrelevante Definition von Stoßexpositionen muss den Untersuchungsgegenstand möglichst exakt und umfassend beschreiben und außerdem auch eine Abgrenzung zu sonstigen Hand-Arm-Schwingungen erlauben. Die bislang sehr umfassend vorliegenden Untersuchungen zu den anderen Formen der Hand-Arm-Schwingungen sind zu einem großen Teil auf der Grundlage von Informationen im Frequenzbereich der jeweils untersuchten Schwingungen vorgenommen worden. Die herausragenden Merkmale von Stößen sind jedoch im Zeitbereich zu finden. Im Bild 2 sind die Zeitverläufe der Beschleunigung an den Handgriffen verschiedener Werkzeuge bzw. Maschinen mit mehr oder minder ausgeprägter Stoßhaltigkeit dargestellt.

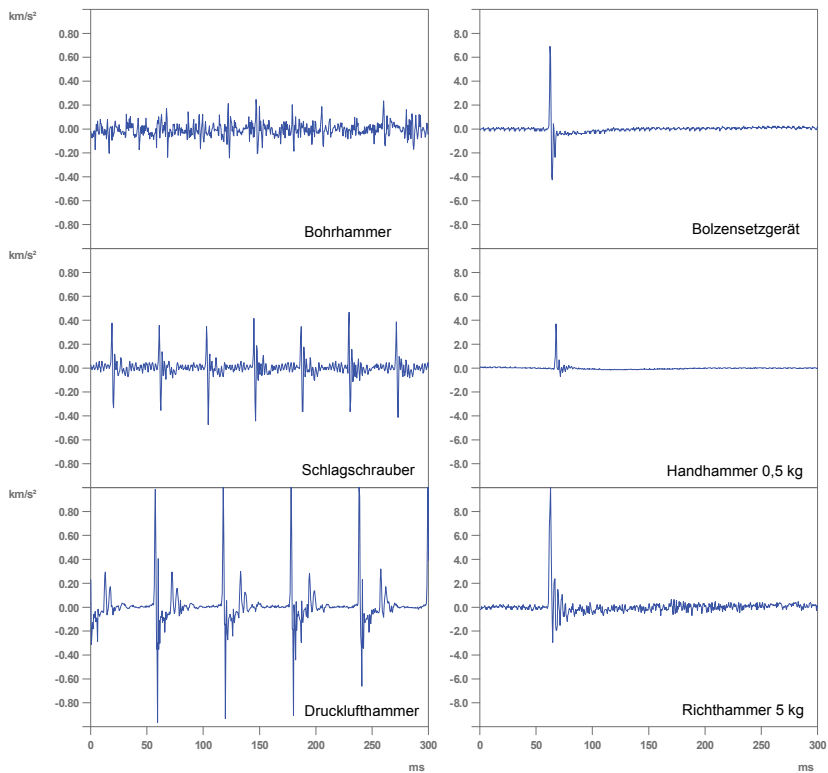


Bild 2: Beschleunigungs-Zeitverläufe an Handgriffen von Maschinen bzw. Werkzeugen

Zu beachten ist, dass die Diagramme identische Skalierung der X-Achse haben, in der rechten Spalte aber eine um den Faktor 10 höhere Skalierung der Y-Achse vorliegt.

Tabelle 1: Messergebnisse bei realen Stoßexpositionen [4]

Maschine bzw. Werkzeug	t _A ms	t ms	+peak m/s ²	-peak m/s ²	T s	N	Bemerkungen
Pneumatische Baumschere	0,5	7,0	5870	1750	>1	6	Trennen von Ästen
Richthammer 3 kg	1,8	14,0	3440	1270	1	20	Richten von Schiffsdecks
Handhammer 0,5 kg	2,0	17,2	1690	600	0,4	10	Richten von Metall im Waggonbau
Handhammer 0,3 kg	1,9	18,7	670	130	0,4	5	Einschlagen von Nägeln 40 mm
Handhammer 0,3 kg	1,4	20,6	1390	440	0,4	6	Einschlagen von Nägeln 70 mm
Zimmermanns- hammer	1,8	29,4	540	190	0,4	3	Einschlagen von Nägeln 40 mm
Zimmermanns- hammer	1,9	31,9	1010	430	0,5	3	Einschlagen von Nägeln 70 mm
Zimmermanns- hammer	0,8	24,9	790	800	>1	3	Schlagen auf Holz
Gummihammer	1,7	14,2	1360	220	>1	3	Richten von Alu-Blechen
Stahlhammer 0,5 kg	0,8	4,6	1290	980	>1	3	Schlagen auf Metall (leicht)
Stahlhammer 0,5 kg	0,6	6,0	7500	6850	>1	4	Schlagen auf Metall (stark)
Stahlhammer 1,5 kg	0,5	6,1	8900	7200	>1	3	Schlagen auf Metall (stark)
Aluminiumhammer	1,4	11,3	1650	970	>1	5	Schlagen auf Metall (leicht)
pneumatischer Anspitzhammer	0,9	44,5	920	1040	0,3	8	Anspitzen von Rohren in Metallurgie
Bolzensetzgerät	1,5	7,6	2140	930	>20	20	Bolzen setzen in Beton
Bolzenschuss-ge- rät	1,6	11,9	1500	830	>20	4	Schießen von Bolzen in Beton
Druckluftnagler	0,5	14,6	500	1160	0,3	13	Befestigen von Polstern an Möbeln
Tiefennagler	1,1	23,7	60	162	0,2	13	Kisten nageln
Schlagschrauber	2,4	10,8	300	500	-	5	Schrauben anziehen
Drucklufthammer	1,1	9,3	1100	950	0,6	7	Betonabbruch

t_A: Anstiegszeit in ms
 t: Stoßdauer in ms
 +peak: positiver Spitzenwert der Beschleunigung in m/s²
 - peak: negativer Spitzenwert der Beschleunigung in m/s²
 T: Zeitintervall zweier aufeinanderfolgender Stößen in s
 n: Anzahl der analysierten Stöße

Im Zusammenhang mit den Messergebnissen bei real auftretenden Stoßexpositionen (Tabelle 1 [4]) ist ersichtlich, dass sich diskrete Stöße durch folgende Charakteristika auszeichnen:

- extreme Kurzzeitigkeit (Anstiegszeit 0,5 – 2 ms),
- sehr hohe Intensität (u. U. mehrere km/s² Spitzenwert),
- schnelles und vollständiges Abklingen (innerhalb 3 - 50 ms),
- relativ langer Zeitabstand zum darauffolgenden Ereignis (200 ms bis zu mehreren Sekunden).

Im Vergleich z. B. der Daten von Bolzensetzgeräten und Drucklufthämmern zeigt sich, dass der Übergang zwischen diskreten Einzelstößen und kontinuierlichen Stoßfolgen durchaus fließend sein kann. Der einzelne Stoß des Bolzensetzgerätes (Bild 2, Diagramm rechts oben) ist einem einzelnen Schlag des Drucklufthammers (Bild 2, Diagramm links unten) sehr ähnlich. Unterschiede bestehen in der Intensität sowie in der Zeitdauer bis zum Auftreten des nächsten Stoßes (Stoßfolgefrequenz). Zum Einfluss der Stoßfolgefrequenz wurden bereits auf der VDI Tagung Humanschwingungen 2016 entsprechende Untersuchungsergebnisse vorgestellt. Nachfolgend werden die Untersuchungen beschrieben, die im Zusammenhang mit der Intensität und der Dauer eines einzelnen Stoßes durchgeführt worden sind.

Es ist zu vermuten, dass eine mechanische Einwirkung auf das Hand-Arm-System eine bestimmte Zeitdauer bzw. eine bestimmte Anstiegszeit unterschreiten muss, um subjektiv als Stoß wahrgenommen zu werden. Oberhalb bestimmter Werte von Dauer bzw. Anstiegszeit wird die Einwirkung lediglich als (langsame) Bewegung, Verschiebung, Auslenkung o. ä. wahrgenommen. Weiterhin erscheint es als plausibel, dass eine bestimmte Intensitätsschwelle überschritten muss, damit die Einwirkung subjektiv als Stoß wahrgenommen wird.

Zur Erläuterung dieser Zusammenhänge zeigt Bild 3 in idealisierter Darstellung in der oberen Grafik 5 Einzelereignisse (Impulse) von 10 ms Dauer und einem Abstand von 200 ms. Es ist nicht sicher, ob bei geringen Intensitäten der Impulse der Begriff „Stoß“ gerechtfertigt ist. Wenn eine gewisse Intensität der Impulse überschritten wird, werden diese Einwirkungen jedoch üblicherweise als Stoßexposition bezeichnet. Es ergibt sich folgende Fragestellung:

- Gibt es eine untere Intensitätsgrenze für Stöße?

Für eine Definition von Stößen in Abgrenzung zu anderen Arten der Hand-Arm-Schwingungen sind weitere Details zu betrachten. Wenn die Dauer der 5 Einzelereignisse der oberen Grafik von 10 ms auf 200 ms verlängert wird (siehe untere Grafik in Bild 3), so treten immer noch 5 Ereignisse mit der gleichen Intensität auf. Zwischen diesen Ereignissen bestehen jedoch keine schwingungsfreien Lücken mehr. Im Zeitverlauf ist eher eine Sägezahnsschwingung zu erkennen anstatt 5 Einzelereignisse. Es gibt keinen plötzlichen Wechsel der Intensität sondern ein eher langsames An- und Abschwellen des Signals. Es erscheint nicht mehr gerechtfertigt, von Stößen zu sprechen. Zwischen der oberen und der unteren Grafik muss im Zusammenhang

mit der Veränderung der Anstiegssteilheit ein allmählicher Übergang von Stößen zu Nicht-Stößen stattgefunden haben.

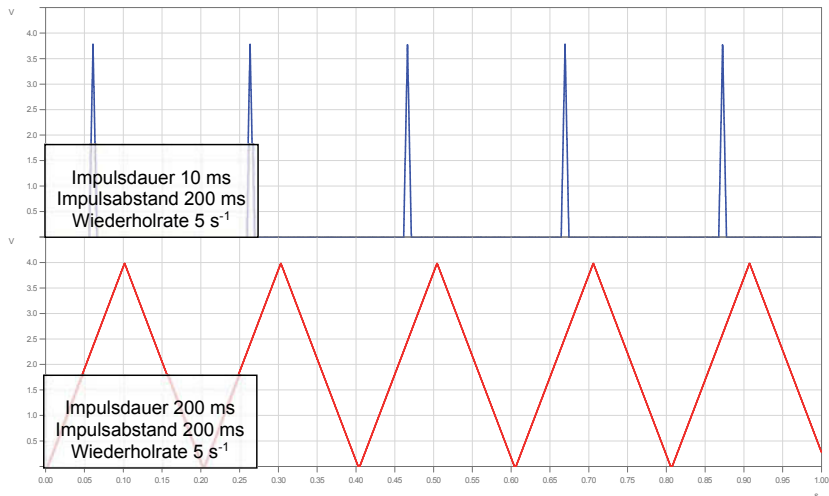


Bild 3: Theoretisches Beispiel für aufeinanderfolgende Einzelimpulse (Stöße)

Die Untersuchungen haben also auch die folgenden, im Zusammenhang mit der Veränderung der Anstiegssteilheit auftretenden Fragen zu beantworten:

- Gibt es bei Stößen eine Wechselwirkung zwischen Intensität und Dauer?
- Gibt es eine untere und/oder eine obere Grenze für die Dauer eines Ereignisses, um es als Stoß bezeichnen zu können?

3. Untersuchungsmethodik

Der Versuchsaufbau wurde bereits ausführlich auf der VDI-Tagung in Würzburg 2016 [3] beschrieben. Er wird an dieser Stelle nur noch einmal kurz erläutert.

Auf der Schwingplatte eines elektrodynamischen Schwingerregers wurde ein Handgriff montiert, welcher mit Kraftsensoren für Greifkraft und Andruckkraft versehen ist. Mittels zweier Beschleunigungsaufnehmer wurden die Schwingungssignale auf der Schwingplatte des elektrodynamischen Schwingerregers und am Handgriff aufgezeichnet. Alle Messsignale wurden mittels einem acht-kanaligem PC-gesteuerten Messsystem registriert und ausgewertet.

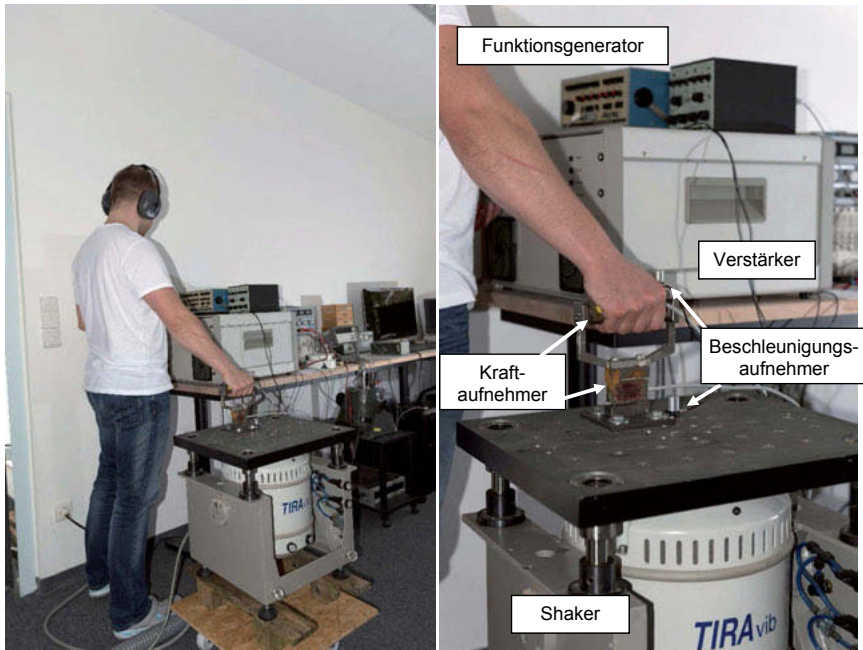


Bild 4: Versuchsaufbau

Während des Versuches wurden dreieckförmige Impulse mit unterschiedlicher Impulsdauer über den Handgriff des Shakers in das Hand-Arm-System der Versuchspersonen eingeleitet.

Impulsdauer: 1 ms, 2 ms, 5 ms, 10 ms, 20 ms, 30 ms, 50 ms, 80 ms, 100 ms

Diese Variation der Impulsdauer deckt die gesamte Bandbreite real auftretender Stoßexpositionen ab.

Die Versuchspersonen hatten die Aufgabe, die Intensität des Impulses so lange zu variieren, bis gerade die Grenze der Stoßempfindung erreicht ist. Bei sehr geringen Bewegungen war also die Intensität zu erhöhen, so lange, bis die Bewegung als Stoß empfunden wird. Bei einer deutlichen Stoßempfindung war die Intensität wieder zu verringern, bis der Übergang zu einem Nicht-Stoß, d.h. zu einer simplen Bewegung des Handgriffes erreicht wurde.

Bei den Untersuchungen sollte nur die subjektive Wahrnehmung der Versuchspersonen hinsichtlich der an der Hand gefühlten Ereignisse (Bewegungen, Impulse) bestimmt werden. Die Versuchspersonen entscheiden, welche Ereignisse (Bewegungen, Impulse) sie als Stöße betrachten und welche nicht. Es wurden keine Untersuchungen zu biologischen Effekten oder zu gesundheitlichen Wirkungen durchgeführt. Deshalb war es auch möglich, die Untersuchungen

nur mit knapp über der Fühlschwelle liegenden Intensitäten durchzuführen. Die bei den Versuchen an der Einwirkungsstelle in das Hand-Arm-System wirksamen Beschleunigungen (50 – 100 m/s² peak) liegen um Größenordnungen unterhalb der bei praktischen Arbeitstätigkeiten auftretenden Spitzenwerten (mehrere 1000 m/s² peak).

Die Versuche wurden mit zwei unterschiedlichen Andruckkräften durchgeführt:

- Nahezu ohne Andruck (nur lockerer Kontakt der Hand um den Griff)
- Leichte Abdruckkraft

Die jeweilige Andruckkraft wurde von den Versuchspersonen nach Instruktion und einigen Versuchen nach Gefühl ausgeübt. Da die Konzentration der Versuchspersonen von der eigentlichen Versuchsaufgabe, der Entscheidung „Stoß“ oder „Nicht-Stoß“, nicht abgelenkt werden sollte, wurde auf das bei solchen Versuchen übliche Einregeln der Andruckkraft mit Hilfe einer Kraftanzeige verzichtet. Unabhängig davon wurde die konkret bei den einzelnen Versuchen ausgeübte Andruckkraft registriert.

Alle Versuchspersonen wurden mittels einheitlicher schriftlicher Versuchsinstruktion auf die Versuchsaufgabe vorbereitet. Anschließend wurden durch den Versuchsleiter eventuelle Fragen beantwortet. Zum besseren Verständnis und zum Vertraut machen mit der Versuchsausrüstung wurden drei nicht gewertete Probereinstellungen vorgenommen. Alle Versuche wurden von jeder Versuchsperson insgesamt dreimal durchgeführt (2 Wiederholungen). Die Darbietung der unterschiedlichen Impulsdauern erfolgte nach einer Zufallsreihenfolge, die in den einzelnen Versuchsdurchgängen unterschiedlich, jedoch für alle Versuchspersonen gleich war. Ausgewertet wurde für jede Kombination von Impulsdauer und -intensität, welche die Versuchspersonen als „Stoß“ deklarierten, die am Handgriff gemessene Beschleunigung als Effektivwerte und als positive Spitzenwerte. Die Effektivwerte (Root Mean Square – RMS) wurden mit einer Integrationszeit von 1 s entsprechend DIN 45661-A1 [5] sowie mit einer Integrationszeit von 3 s entsprechend DIN ISO/TS 15694 [6] gemessen. Außerdem wurde der überenergetische Mittelwert (Root Mean Quad – RMQ) mit einer Integrationszeit von 3 s entsprechend DIN ISO/TS 15694 gemessen. Alle RMS- und RMQ-Werte wurden mit unterschiedlichen Frequenzbewertungsfunktionen gemessen:

- Linear entsprechend des verfügbaren Frequenzbereiches der verwendeten Messtechnik (Bandpass 2 Hz – 20 kHz)
- Frequenzbewertung Flat_n entsprechend DIN ISO/TS 15694 (Bandpass 6,3 Hz – 1,25 kHz)
- w_p – Bewertung entsprechend ISO/PWI 18570 (Bandpass 20 Hz – 400 Hz) [7]
- w_n – Bewertung entsprechend ISO 5349-1 [8]

Die Auswertung der Ergebnisse erfolgte mit der Statistik-Software STATISTICA, Version 6 der Fa. StatSoft. Zur Anwendung kamen ein- und mehrfaktorielle Varianzanalysen.

Die Versuche wurden mit insgesamt 24 männlichen Versuchspersonen im Alter zwischen 26 und 76 Jahren (Mittelwert 51,2 Jahre) durchgeführt.

4. Untersuchungsergebnisse

Die Auswertung der Ergebnisse erfolgte mit dem Ziel, anhand der jeweiligen Kombinationen von Impulsdauer und Impulsintensität, die von den Versuchspersonen als „Stoß“ empfunden wurden, Kurven gleicher Stoßempfindung zu ermitteln. Diese Kurven sind separat für die unterschiedlichen Messparameter mit den jeweils unterschiedlichen Frequenzbewertungskurven zu ermitteln.

Da sich in den statistischen Auswertungen zeigte, dass der Einfluss der Andruckkraft und der Einfluss der Messwiederholung nicht signifikant waren, konnten die Messwerte über die einzelnen Versuchsbedingungen gemittelt werden.

Bei den vier Messparametern (drei unterschiedliche Zeitmittelwerte sowie Spitzenwert) in Kombination mit vier unterschiedlichen Frequenzbewertungsfunktionen sind sehr viele grafische Darstellungen der Ergebnisse erforderlich. Zur besseren Übersicht werden deshalb einerseits die Ergebnisse mit dem Einfluss des Messparameters bei gleicher Frequenzbewertung, andererseits die Ergebnisse mit dem Einfluss der Frequenzbewertung bei gleichem Messparameter grafisch dargestellt. Alle Diagramme sind dahingehend zu interpretieren, dass Kombinationen von Impuls-Intensität und Impuls-Dauer für die Bereiche, die oberhalb der jeweiligen Kurve liegen, als „Stoß“ empfunden werden, währenddessen Parameter-Kombinationen für die Bereiche unterhalb der Kurven nicht als „Stoß“ empfunden werden.

Im Bild 5 ist der mittlere Verlauf der Stoßempfindung bei Verwendung der linearen Frequenzbewertung (Bandpass 2 Hz – 20 kHz) für die unterschiedlichen Messparameter Spitzenwert, RMS-Werte mit 1 s- und 3 s- Zeitkonstante sowie für den RMQ-Wert dargestellt. Es ist zu erkennen, dass bereits sehr geringe Intensitäten (ca. 5 m/s² Spitze-Spitze) ausreichend sind, damit bei den längeren Impulsdauern eine Bewegung des Griffes auf dem Shaker als „Stoß“ empfunden wird. Wenn die Bewegungen (die Impulse) kürzer werden, sind höhere Intensitäten für eine Stoßempfindung erforderlich. Aber selbst bei sehr kurzen Impulsdauern reichen Spitzenwerte von ca. 100 m/s² aus, damit die Versuchspersonen den Impuls (die Bewegung) als „Stoß“ empfinden.

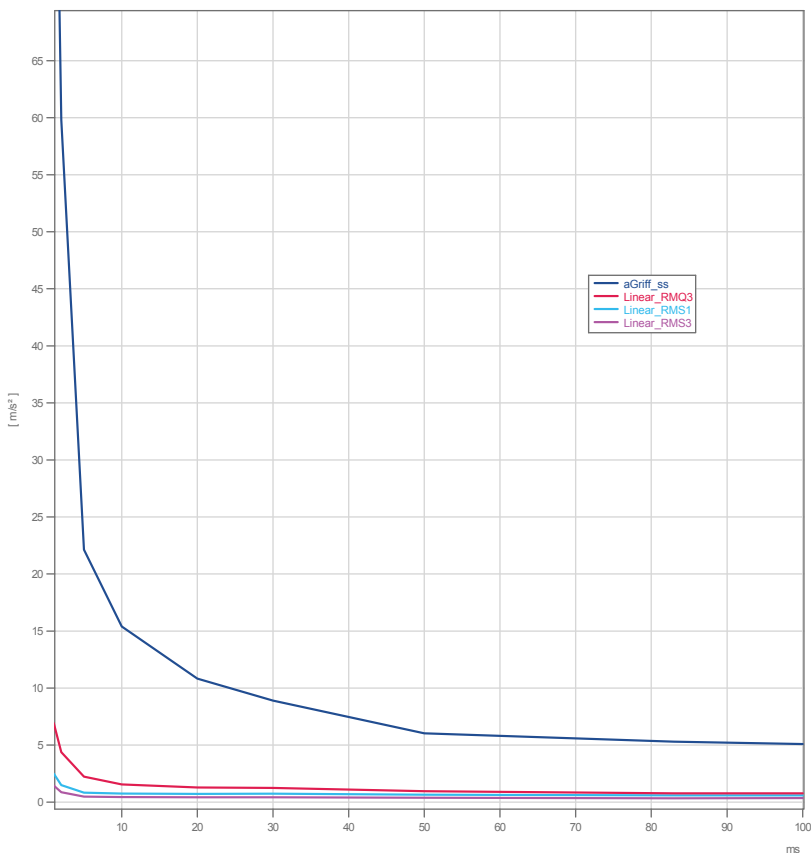


Bild 5: Mittlere Stoßempfindung in Abhängigkeit von der Impulsdauer für unterschiedliche Messparameter ohne Frequenzbewertung

Der Kurvenverlauf der Stoßempfindung zeigt einen näherungsweise exponentiellen Abfall mit höheren Impulsdauern. Die Ausprägung der Zahlenwerte für die Stoß-Intensität ist naturgemäß bei den Spitzenwerten am größten. Die nächst höheren Zahlenwerte werden bei Verwendung der RMQ-Werte infolge der Verwendung der 4. Potenz bei der Mittelung erreicht. Infolge der zeitlichen Mittelung eines zeitlich begrenzten, sehr kurzen Ereignisses über einen kürzeren Zeitraum sind die Zahlenwerte bei den RMS-Werten mit 1 s Mittelungsdauer die nächst höheren, während die RMS-Werte mit 3 s Mittelungsdauer die niedrigsten Werte aufweisen. Dieser

prinzipielle Kurvenverlauf ist für alle Messparameter (Spitzenwerte und Zeitmittelungswerte) in etwa gleich.

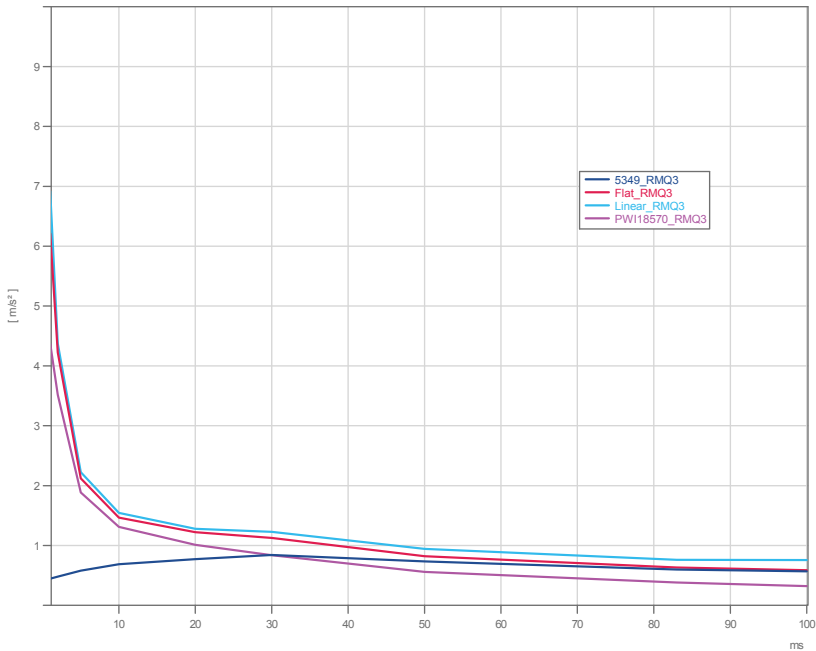


Bild 6: Mittlere Stoßempfindung als RMQ (3 s) mit unterschiedlicher Frequenzbewertung

Auch die unterschiedlichen Frequenzbewertungsfunktionen bewirken größtenteils keinen veränderten Kurvenverlauf. Eine Ausnahme bildet die Frequenzbewertung nach ISO 5349-1. Bild 6 zeigt dies am Beispiel der RMQ-Werte sowie Bild 7 im direkten Vergleich mit den Zeitmittelwerten mit linearem Frequenzverlauf. Im Gegensatz zu den anderen Frequenzbewertungsfunktionen werden die Messwerte bei kurzen Impulsdauern bis zu etwa 30 ms durch die Frequenzbewertung nach ISO 5349-1 sehr deutlich abgeschwächt.

Da die anderen Frequenzbewertungsfunktionen dem Prinzip nach alles Bandpassfilter mit unterschiedlichen Eckfrequenzen darstellen, sind die dazu gehörigen Stoßempfindungskurven lediglich parallel verschoben. Die höchsten Zahlenwerte werden durch die Kurven mit den breitesten Bandpassfiltern (Linear bzw. Flat₁₀) repräsentiert. Das speziell für die alternative Be-

urteilung von Hand-Arm-Schwingungen im Hinblick auf mögliche vibrationsbedingte Durchblutungsstörungen entwickelte Bandpassfilter nach ISO/PWI 18570 zeigt die geringsten Zahlenwerte.

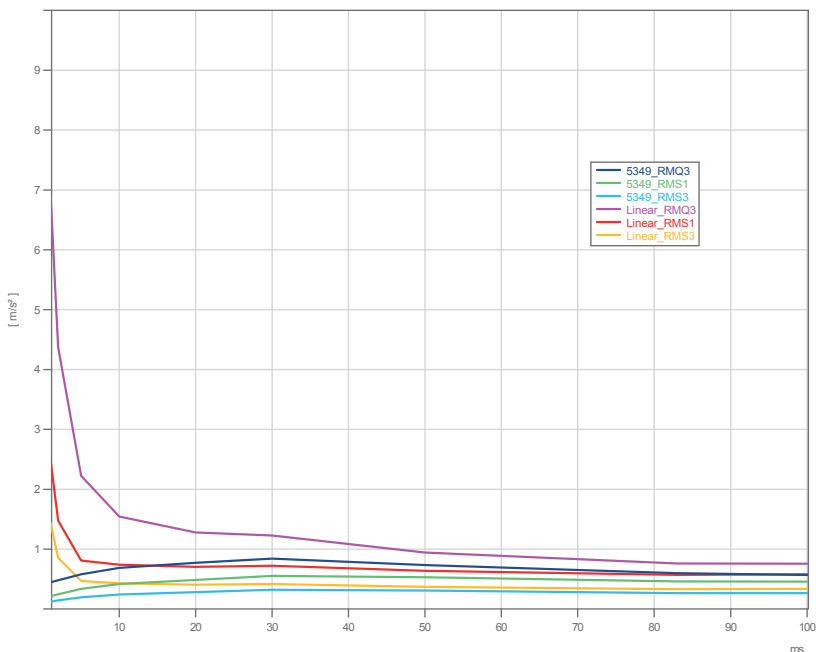


Bild 7: Mittlere Stoßempfindung als Zeitmittelwerte mit linearer Frequenzbewertung sowie Frequenzbewertung nach ISO 5349

Im Bild 8 sind die Messergebnisse am Beispiel für die RMS-Werte mit 1 s Mittelungszeit sowie für die Spitze-Spitze-Werte im doppelt logarithmischen Maßstab angezeigt. Es ist zu erkennen, dass sich die Messwertkurven zu mehr oder weniger geknickten Geraden verändern. Die Steigung der Geraden, (hier wiederum mit Ausnahme für die Frequenzbewertungskurve nach ISO 5349), beträgt etwa 10 dB/Dekade und entspricht somit näherungsweise dem Energieäquivalenzprinzip (dargestellt durch die dicke rote Linie in der Mitte der Grafik).

Alle Messwerte, d. h. alle Messparameter mit allen unterschiedlichen Frequenzbewertungsfunktionen (auch die Frequenzbewertungsfunktion nach ISO 5349) sind miteinander korreliert. Die Korrelationskoeffizienten für alle Kombinationen sind signifikant, d. h. alle Messparameter

reagieren näherungsweise gleich. Insofern ergibt sich keine Präferenz für einen bestimmten Messparameter oder eine bestimmte Frequenzbewertungskurve.

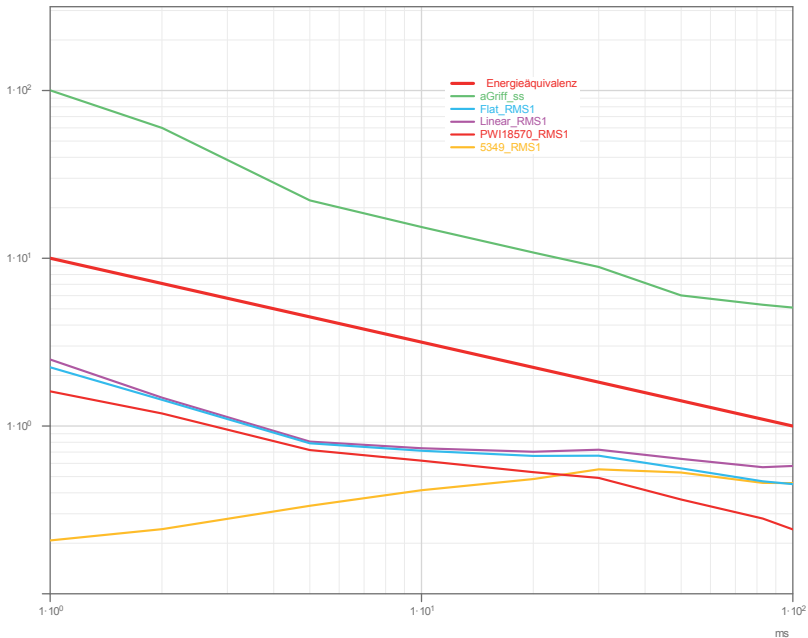


Bild 8: Mittlere Stoßempfindung im doppelt logarithmischen Maßstab

Die statistische Auswertung der Daten ergab, dass sich die als „Stoß“ bezeichneten Kombinationen von Impulsdauer und Intensität der einzelnen Versuchspersonen signifikant voneinander unterscheiden. Somit muss davon ausgegangen werden, dass der Entscheidungsprozess zur Klassifikation einer Bewegung bzw. eines Impulses als „Stoß“ ein personenspezifischer Vorgang ist. Der Einfluss der personenspezifischen Kovariablen (Körpermasse, Körpergröße, Lebensalter) war jedoch in jedem Fall nicht signifikant.

5. Diskussion der Ergebnisse hinsichtlich einer Definition für diskrete Stöße

In Auswertung der Ergebnisse ist die in Abschnitt 2 gestellte Frage, ob es eine untere Intensitäts-Schwelle gibt, die für eine Stoß-Empfindung erforderlich ist, eindeutig zu bejahen. Da diese Schwelle abhängig von der Ereignis-Dauer ist, ist gleichzeitig die Frage nach einer

Wechselwirkung von Intensität und Dauer zu bejahen. Ob eine Person eine bestimmte mechanische Auslenkung, d. h. eine Bewegung des Handgriffes, als Stoß empfindet oder nicht, ist abhängig sowohl von Impulsdauer und Intensität. Bei eher längerer Einwirkungsdauer des Ereignisses im Bereich 50 bis 100 ms sind bereits sehr geringe Beschleunigungen (ca. 5 m/s^2 Spitzenwert) ausreichend, um eine Stoßempfindung zu verursachen. Bei kürzerer Einwirkungsdauer, d. h. bei den in der Praxis häufiger auftretenden Bewegungsdauern von 10 bis 30 ms liegt die für eine Stoßempfindung erforderliche Intensität im Bereich 10 bis 15 m/s^2 (Spitzenwert). Selbst bei einer sehr kurzen Einwirkungszeit von 2 ms (in der Praxis z. B. bei Bolzensetzgeräten) ist ein Spitzenwert der Beschleunigung von ca. 80 bis 100 m/s^2 für eine Stoßempfindung ausreichend. Auch dies ist im Vergleich zu den in der Realität bei Bolzensetzgeräten auftretenden Spitzenwerten von mehreren Tausend m/s^2 (siehe Abschnitt 2) als sehr gering anzusehen.

Der Zusammenhang zwischen Einwirkungsdauer (Impulsdauer) und Beschleunigung (Intensität) ergibt im Diagramm mit linearer Achsenskalierung eine etwa exponentiell abklingende Kurve. Diese Kurvenform ist für fast alle untersuchten Messparameter sehr ähnlich. Eine Ausnahme stellt der Kurvenverlauf mit der w_h -Frequenzbewertung nach ISO 5349 dar. Hier bestehen Differenzen zu den Kurvenverläufen der anderen Messparameter im Bereich kürzerer Einwirkungsdauer. Die Ergebnisse für alle Messparameter (auch für die Messwerte mit w_h -Bewertung) sind statistisch signifikant miteinander korreliert.

Wird der Zusammenhang der für eine Stoßwahrnehmung erforderlichen Beschleunigungen und Einwirkungszeiten im doppelt logarithmischen Maßstab dargestellt, so ergeben sich angenäherte Geraden. Ausnahme ist hier wiederum der Zusammenhang auf der Basis der w_h -Frequenzbewertung nach ISO 5349. Der Abfall der Geraden mit zunehmender Einwirkungsdauer beträgt etwa 10 dB pro Dekade. Dies ist ein Hinweis darauf, dass auch die subjektive Stoßempfindung proportional der einwirkenden Energie der jeweiligen Exposition ist (Energieäquivalenzprinzip). Zur Verifizierung dieser Aussage sind jedoch weiterführende Untersuchungen, vor allem im überschwelligen Bereich erforderlich.

Im untersuchten Bereich der Ereignis-Dauer zwischen 1 ms und 100 ms konnte keine Zeitdauer des Ereignisses festgestellt werden, oberhalb oder unterhalb derer keine Stoßempfindung mehr auftritt. Die in Abschnitt 2 aufgeworfene Frage nach einer eventuellen zeitlichen Begrenzung der Stoßdauer nach höheren oder niedrigeren Werten ist somit zu verneinen.

6. Vorschlag einer Definition für diskrete Stöße

Im Zusammenhang mit einer Definition von Stößen ist auch die Wahl einer geeigneten Terminologie zu beachten. Mangels einer einheitlichen Definition sind sowohl im nationalen als auch im internationalen (englischen) Sprachgebrauch viele verschiedene Begriffe zur Kennzeichnung der Stoß-Exposition verwendet worden. Am häufigsten wurde bisher der Begriff „Einzelstöße“ (engl. „single shocks“) verwendet. Dieser Begriff impliziert jedoch eine gewisse Singularität (einmal im Leben, im Jahr, pro Arbeitstag ...), welche nicht der arbeitsschutztechnischen Praxis entspricht. Es wird deshalb vorgeschlagen, den Begriff „diskrete Stöße“ (engl. „isolated shocks“) zu verwenden. Die im interessierenden Gebiet des Arbeitsschutzes mehrmals während eines Arbeitstages auftretenden Ereignisse werden dementsprechend als „wiederholte diskrete Stöße“ (engl. „repeated isolated shocks“) bezeichnet (siehe auch [1]).

Schlussfolgernd aus den hier präsentierten Untersuchungsergebnissen sowie den in [1, 2, 3] vorgestellten Ergebnissen wird im Folgenden ein Vorschlag für eine arbeitsschutzrelevante Definition von Stoßexpositionen zur Diskussion gestellt.

Vorschlag für eine Definition wiederholter diskreter Stöße

(fett gedruckt: Definition; kursiv gedruckt: Erläuterungen)

Ein diskreter Stoß ist ein physikalischer Vorgang der Einwirkung mechanischer Energie auf das Hand-Arm System des Menschen bei der Arbeit mit mechanisierten oder nicht-mechanisierten Werkzeugen bzw. Maschinen, gekennzeichnet dadurch, dass die Einwirkdauer sehr kurz im Verhältnis zur Zeitdauer bis zum Auftreten der nächstfolgenden Energieeinwirkung ist. Die Dauer der Energieeinwirkung beträgt in der Regel 1 bis 50 ms, in sehr seltenen Fällen maximal 100 ms. Der Vorgang der Energieeinwirkung ist in diesem Zeitraum vollständig abgeklungen. *Beispiele praktischer Stoßeinwirkungen sind die Arbeit mit Bolzensetzgeräten, Naglern u.ä. Da Stoßempfindungen bei den Betroffenen bereits bei vergleichsweise sehr geringen Intensitäten auftreten, erscheint die Definition einer unteren Intensitätsschwelle als entbehrlich.*

Es wird unterschieden zwischen aktiver Stoßeinwirkung und passiver Stoßeinwirkung. Aktive Stoßeinwirkung liegt vor, wenn bei der Arbeit mit i. a. nicht mechanisierten Werkzeugen die für die Bearbeitung des Werkstückes notwendige Kraft und damit der Stoß durch die exponierte Person erzeugt wird. *Beispiele sind Arbeiten mit Hämmern, Beilen, Äxten, aber auch die Verwendung der Hand als Hammer.*

Im Gegensatz zur aktiven Stoßeinwirkung wird bei passiver Stoßeinwirkung die für die Bearbeitung nötige Kraft durch ein mechanisiertes Werkzeug bzw. durch eine handgehaltene oder handgeführte Maschine erzeugt. *Beispiele: Schlagschrauber, Nagler, Stampfer ...*

Weiterhin ist zu unterscheiden zwischen Stoßeinwirkungen, bei denen die Zeitdauer bis zum Eintreten des nächsten Stoßereignisses entweder A) durch die exponierte Person oder aber B) durch das verwendete (i. a. mechanisierte) Werkzeug bzw. durch die Maschine bestimmt wird. *Beispiele für Fall A) sind Arbeiten mit Bolzensetzgeräten und Handhämmern, Beispiele für Fall B) Drucklufthämmer und Schlagschrauber. Im Fall B) werden üblicherweise periodisch wiederholte Stöße einer bestimmten Anzahl erzeugt. Je nach Maschinenkonstruktion sind hierbei auch sehr schnelle Stoßfolgen (d. h. hohe Stoßfolgefrequenzen) möglich, die von den Betroffenen nicht mehr als Einzelstöße wahrgenommen werden. Als Abgrenzung zwischen diskreten Stößen (Einzelstößen) und Stoßfolgen wird nach derzeitigem Erkenntnisstand eine Stoßfolgefrequenz von 15 s^{-1} angesehen. Expositionen mit Stoßfolgefrequenzen über 15 s^{-1} , d. h. mit Stoßabständen kleiner als 68 ms, werden nicht mehr als diskrete Stöße (Einzelstöße) angesehen, sondern als Stoßfolgen bezeichnet.*

- [1] PITTS, P.; KAULBARS, U.; LINDELL, H.; GREARSSOHN, L.; MACHENS, M.; BRAMMER, A.J.; YU, G.; SCHENK, Th.; HAAS, F.
Hand-arm vibration: Exposure to isolated and repeated shock vibrations – Review of the International Expert Workshop 2015 in Beijing.
IFA Report 5/2017e
<http://www.dguv.de/ifa/publikationen/reports-download/reports-2017/report-5-2017e/index.jsp>
- [2] SCHENK, Th.; KAULBARS, U.; HAAS, F.
Untersuchungen zur Beschreibung und zur Definition sowie Möglichkeiten der Beurteilung von Stoßereignissen, die auf das menschliche Hand-Arm-System bei der Arbeit einwirken. DGUV Förderprojekt FF-FP 0376, 10/2015
<http://www.dguv.de/ifa/forschung/projektverzeichnis/ff-fp0376.jsp>
- [3] SCHENK, Th.
Probleme bei der Beurteilung von einzelnen Stößen, die auf das Hand-Arm-System des Menschen bei der Arbeit mit mechanisierten und nicht mechanisierten Werkzeugen einwirken. 6. VDI-Tagung Humanschwingungen, 26. und 27.04.2016 Würzburg, VDI-Berichte 2277, VDI-Verlag Düsseldorf 2016, S. 79-94
- [4] SCHENK, Th.; BÜHRING, R.
Messtechnische Untersuchungen einzelner Stöße, die auf das Hand-Arm-System des Menschen bei der Arbeit mit handgeführten Werkzeugen einwirken.
Arbeitssicherheit 1/90, Bauakademie der DDR, Berlin 1989
- [5] DIN 45661-A1
Schwingungsmesseinrichtungen – Begriffe; Änderung A1, Entwurf 2015-04
- [6] DIN ISO/TS 15694 „Mechanische Schwingungen und Stöße – Messung und Bewertung diskreter Stöße, die von handgehaltenen und handgeführten Maschinen auf das Hand-Arm-System übertragen werden“, Juli 2004
- [7] ISO/PWI 18570 Mechanical Vibration – Measurement and evaluation of human exposure to hand-transmitted vibration – Supplementary method for assessing risk of vascular injury. In Vorbereitung
- [8] DIN EN ISO 5349-1
Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen. 2001

Bewertung des Schwingungsdosiswertes und Fahrkomfort im PKW unter Unsicherheiten

Evaluation of the Vibration Dose Value (VDV) and riding comfort in a passenger car under random excitations

M.Sc. **Karl Zerle**, Dr.-Ing. **Kheirollah Sepahvand**,
Prof. Dr.-Ing. **Steffen Marburg**,
Lehrstuhl für Akustik mobiler Systeme, TU München

Kurzfassung

Diese Arbeit befasst sich mit der Bewertung der Vibrationsbelastung, der ein Insasse in einem Auto während der Fahrt ausgesetzt ist. Es wird insbesondere der Schwingungsdosiswert (VDV) betrachtet. Zur Analyse wird ein Mehrkörpersimulationsmodell eines Personenkraftwagens entwickelt. Das Hauptziel der Arbeit ist die Anwendung von Methoden zur stochastischen Simulation, denn die Schwingungsanregung an den Rädern wird als zufällig angenommen. Da die konventionelle, stichprobenbasierte Monte Carlo Methode nicht akzeptabel hohe Rechenzeiten verursacht, wird Polynomial Chaos Entwicklung mit der Kollokationsmethode angewandt. Es werden Simulationsergebnisse generiert, mit denen der Schwingungsdosiswert bewertet werden kann. Die Simulationsergebnisse von Monte Carlo Methode und Kollokationsmethode werden verglichen. Hintergrundinformationen und Zusammenhänge sowohl zum Thema Schwingungskomfort und Auswirkungen von Vibrationen auf den menschlichen Körper, als auch die Grundlagen stochastischer Simulation, werden erläutert.

Die Relevanz und die Mächtigkeit der Anwendung stochastischer Simulationsmethoden für die Berechnung des Schwingungsdosiswerts bei zufälliger Schwingungsanregung wird aufgezeigt. Des Weiteren wird die Genauigkeit der Ergebnisse der Kollokationsmethode bestätigt. Hinsichtlich der benötigten Rechenzeiten kann der Kollokationsmethode ein großer Vorteil gegenüber der Monte Carlo Methode attestiert werden.

Abstract

This study deals with the evaluation of the vibration which passengers in vehicles are exposed to while riding. In particular, the Vibration Dose Value (VDV) is considered. A multibody simulation model of a passenger car is developed. As uncertainty within the excitation at the car's wheels shall be respected, the main goal of this work is the application of stochastic simulation

methods. As the conventional sampling-based Monte Carlo method generates an unacceptably high computational cost, the generalized polynomial chaos using the non-sampling collocation method is applied to obtain results, with which the Vibration Dose Value can be evaluated. The simulation results of Monte Carlo method and collocation method are compared. Information is given on comfort analysis and human vibration exposure, and relations concerning stochastic simulation are explained.

The study confirms the importance and mightiness of stochastic simulation for the calculation of the Vibration Dose Value when random excitations are present. Furthermore, the accuracy of the results obtained by applying generalized polynomial chaos expansion is approved. Concerning computational cost, the outcomes of this work attest the great advantage of the collocation method over the conventional sampling-based Monte Carlo method.

1. Einleitung

Der Mensch ist täglich Schwingungen ausgesetzt. Beispielsweise findet die Exposition beim Reisen auf der Straße statt. Zur Beurteilung der Schwingungseinwirkungen auf den Körper des Menschen kann der Schwingungsdosiswert (Vibration Dose Value - VDV) betrachtet werden. Die Schwingungsanregung ist oft stochastisch, und die Übertragung von Schwingungen auf den menschlichen Körper sowie deren Wirkung sind von der Körperhaltung und individuellen Merkmalen wie Körperbau, Alter, Geschlecht oder Gesundheitszustand abhängig. Dieser Artikel befasst sich mit der Bewertung der Vibrationsbelastung unter Berücksichtigung von Unsicherheiten, der ein Insasse in einem Auto bei der Fahrt auf unebenem Untergrund ausgesetzt ist.

Während die Belastung durch das Arbeiten mit Werkzeugen zumeist als Hand-Arm-Schwingungen klassifiziert werden kann, handelt es sich bei der Fahrt im PKW vor allem um Ganzkörper-Schwingungen. Es sind demnach nicht nur einzelne Körperteile, welche in unmittelbarem Kontakt mit einer vibrierenden Oberfläche stehen, Vibrationen ausgesetzt, sondern es ist vielmehr der gesamte Körper betroffen. Die Folgen von Ganzkörper-Schwingungen reichen von Komforteinbußen über Einschränkungen hinsichtlich der Ausübung anspruchsvoller Tätigkeiten bis hin zu gesundheitlichen Risiken. Häufige Folgeerscheinungen von exzessiver Ganzkörper-Vibrationsbelastung in Fahrzeugen sind Rückenschmerzen im Bereich der Lendenwirbelsäule und Erkrankungen des Bewegungsapparates im Allgemeinen. Die Folgen von Ganzkörper-Schwingungen hängen von verschiedenen Faktoren ab, wie der Schwingungsamplitude, der Frequenz, sowie der Dauer der Vibrationsbelastung.

Zur Bewertung der Ganzkörper-Vibrationsbelastung in Fahrzeugen wird häufig der Schwingungsdosiswert VDV (Vibration Dose Value) herangezogen [1]

$$VDV = \sqrt[4]{\int_0^T a_w^4(t) dt} \quad (1)$$

mit der Messdauer T und der frequenzgewichteten Beschleunigung $a_w(t)$ zur Zeit t . Der Schwingungsdosiswert ist ein kumulativer Messwert mit der Einheit $m/s^{1.75}$. Diese Messgröße wird in der vorliegenden Arbeit zur Bewertung der Schwingungsbelastung der Insassen eines PKW genutzt.

Zur Beachtung, Handhabung und Klassifizierung von Ganzkörper-Schwingungen sind, neben unzähligen wissenschaftlichen Veröffentlichungen, verschiedene nationale und internationale Normen verfügbar, beispielsweise ISO 2631, BS 6841 und VDI 2057. In diesen Richtlinien werden unter anderem Grenzen für die menschliche Schwingungsaussetzung vorgeschlagen, um negative Auswirkungen zu verhindern.

Zahlreiche wissenschaftliche Arbeiten nutzen experimentelle Ansätze oder deterministische Simulationsmethoden, um die menschliche Ganzkörper-Vibrationsbelastung im PKW zu bewerten. Nur in sehr wenigen Veröffentlichungen wird stochastische Simulation angewandt, um beispielsweise Unsicherheiten im Simulationsmodell oder der Oberfläche der Fahrbahn zu berücksichtigen [2, 3]. Jedoch wurde bislang kein Ansatz zur nicht sampling-basierten Berechnung des Schwingungsdosiswertes (Vibration Dose Value – VDV) bei der Fahrt im PKW unter Unsicherheiten verfolgt, sondern es wurde stets die sampling-basierte Monte Carlo Simulationsmethode angewandt. Dies ist unter anderem durch den nach wie vor geringen Bekanntheitsgrad sogenannter „non-sampling Methoden“, sowie durch die damit verbundene anspruchsvollere Mathematik begründet.

Die Anwendung der Monte Carlo Methode für stochastische Simulation geht einher mit einem sehr hohen Rechenaufwand, da dieser Ansatz sehr ineffizient ist. Deshalb kann diese sampling-basierte Methode unter Anwendung detaillierter Simulationsmodelle in der Praxis kaum eingesetzt werden, denn die Rechenzeiten würden inakzeptabel hoch.

In dieser Arbeit soll daher die nicht sampling-basierte Polynomial Chaos Methode angewandt werden, um die Schwingungsbelastung der Insassen eines PKW während der Fahrt zu bewerten. Insbesondere wird die Kollokationsmethode eingesetzt, um die Unsicherheiten in der Anregung durch das zufällige Oberflächenprofil der Fahrbahn zu berücksichtigen.

Dieser Artikel ist wie folgt aufgebaut. Im folgenden Abschnitt wird kurz auf Methoden zur stochastischen Simulation eingegangen. Anschließend wird unter Punkt 3 das verwendete Mehrkörper-Simulationsmodell des PKW vorgestellt. Ergebnisse der numerischen Simulation werden schließlich in Abschnitt 4 gezeigt, bevor unter Punkt 5 eine Zusammenfassung erfolgt.

2. Stochastische Simulation

Ergebnisse, welche mit deterministischer Simulation gewonnen werden, haben, verglichen mit stochastischer Simulation, nur eine sehr begrenzte Aussagekraft. Dies geht unmittelbar aus der Grafik in Bild 1 hervor.

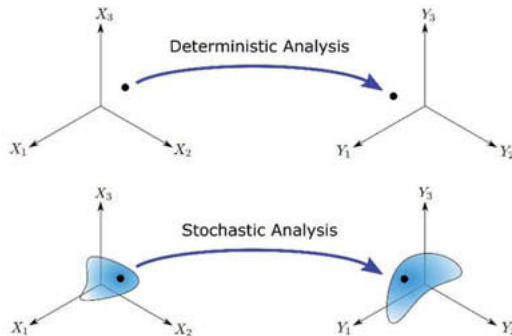


Bild 1: Deterministische Simulation vs. stochastische Simulation, nach [4]

Ein rein deterministisches Modell und deterministische Analyse erzeugen lediglich ein approximatives Ergebnis, denn in der Regel sind in jedem physikalischen System Parameter enthalten, deren Wert nicht exakt bekannt ist. Bereits geringe Variationen der Werte einzelner Parameter können eine große Auswirkung auf den Systemausgang bewirken. Diese Auswirkungen können bei der Anwendung deterministischer Simulationsmethoden nicht identifiziert werden. Mit Hilfe stochastischer Simulation können derartige Zusammenhänge jedoch erkannt werden. Die Ergebnisse sind daher präziser und aufschlussreicher, sodass letztendlich die richtigen Entscheidungen getroffen werden können.

In der vorliegenden Arbeit werden Unsicherheiten in der Anregung der Räder durch die Fahrt auf unebener Fahrbahn berücksichtigt. Hierbei handelt es sich um aleatorische Unsicherheit, welche mittels probabilistischer Methoden beschrieben werden kann. Die Wahrscheinlichkeitsverteilungen werden als bekannt angenommen. Die Unsicherheiten werden durch Zufallsvariablen beschrieben, mit dem Ziel, statistische Verteilungen der Systemausgänge zu erhalten. Beispiele für probabilistische Methoden sind, unter anderem, die Monte Carlo Methode, die Störungsmethode, und spektrale Methoden wie Karhunen-Loève Expansion und Polynomial Chaos Entwicklung. In dieser Arbeit wird Polynomial Chaos, insbesondere die Kollokationsmethode, als eine nicht sampling-basierte Methode angewandt, und die Ergebnisse mit der sampling-basierten Monte Carlo Methode hinsichtlich Genauigkeit und Rechenaufwand verglichen.

Als Einführung in die stochastische Simulation soll das in Bild 2 gezeigte System mit einem Freiheitsgrad betrachtet werden.

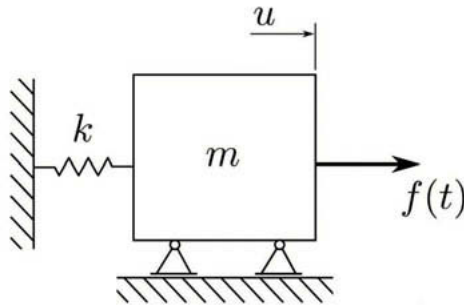


Bild 2: System mit einem Freiheitsgrad

Eine Masse m ist mit einer Feder mit Federsteifigkeit k verbunden. Es erfolgt eine Anregung durch die Kraft $f(t)$. Sofern das System deterministisch modelliert wird, ergibt sich die folgende Bewegungsgleichung:

$$m\ddot{u}(t) + ku(t) = f(t) \quad (2)$$

Die Systemantwort kann mit Hilfe analytischer oder numerischer Ansätze zur Lösung der Differentialgleichung gewonnen werden.

Ist hingegen eine Unsicherheit in der Steifigkeit k der Feder bekannt und soll berücksichtigt werden, so ergibt sich

$$m\ddot{u}(t, \xi) + k(\xi)u(t, \xi) = f(t) \quad (3)$$

mit der Zufallsvariable ξ . Die Unsicherheit der Federsteifigkeit ist damit berücksichtigt, und eine bestimmte Verteilungsfunktion von $k(\xi)$ wird angenommen. Selbstverständlich können Unsicherheiten in mehreren Parametern, auch mit jeweils voneinander unabhängigen Wahrscheinlichkeitsverteilungen, berücksichtigt werden, sodass ein mehrdimensionaler Wahrscheinlichkeitsraum entsteht: $\xi = \{\xi_1, \xi_2, \dots\}$.

Die Monte Carlo Simulationemethode

Bei Anwendung der Monte Carlo Methode werden Stichproben des unsicheren Parameters gezogen. Im vorliegenden Beispiel ist dies die Steifigkeit k . Für jede gezogene Stichprobe wird ein Simulationslauf durchgeführt, um jeweils die zugehörige Systemantwort zu erhalten. Bei ausreichend großer Anzahl an Stichproben kann die Verteilung der Systemantwort sowie die

statistischen Eigenschaften, wie zum Beispiel Erwartungswert und Varianz, gewonnen werden. Die Grafik in Bild 3 zeigt die Vorgehensweise für N Stichproben.

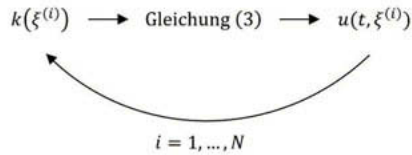


Bild 3: Prinzip der Monte Carlo Methode

Um aussagekräftige Simulationsergebnisse zu generieren, ist in der Regel eine sehr große Anzahl an Stichproben nötig. Für jede Stichprobe muss die Systemantwort mit dem originalen Simulationsmodell berechnet werden. Bei einer hohen Anzahl an Stichproben, welche durchaus im vier- oder fünfstelligen Bereich liegen kann, ergibt sich ein extrem hoher Rechenaufwand. Insbesondere bei der Verwendung detaillierter Simulationsmodelle mit zahlreichen Freiheitsgraden, bei welchen ein einziger Simulationslauf bereits eine hohe Rechenzeit in Anspruch nimmt, führt die Monte Carlo Methode zu nicht akzeptabel großem Rechenaufwand.

Polynomial Chaos Theorie und die Kollokationsmethode

Dieser Abschnitt soll als kurze Einführung in die Polynomial Chaos Entwicklung dienen. Ausführliche Informationen und Hintergründe können beispielsweise den Werken von Ghanem & Spanos [5], Xiu & Karniadakis [6] oder Sepahvand et al. [7] entnommen werden.

Die Unsicherheiten im System Ein- und Ausgang können mittels der Polynomial Chaos Entwicklung approximiert werden. Diese entspricht einer Entwicklung von orthogonalen Polynomen bezüglich der Zufallsvariablen. Der große Nutzen der Methode entsteht dadurch, dass die stochastische Systemgleichung (oder Gleichungssystem) durch ein System von deterministischen Gleichungen ersetzt wird, dessen Lösung eine Approximation der Lösung der stochastischen Systemgleichung (oder Gleichungen) darstellt. Während die Monte Carlo Methode aufwendiges Sampling erfordert, muss hier lediglich ein System aus deterministischen Gleichungen gelöst werden.

Die grundlegenden Ideen von Galerkin Projektion und Kollokationsmethode sollen im Folgenden kurz vorgestellt werden. Es soll ein komplettes Set orthogonaler Polynome ψ betrachtet werden, welche Funktionen einer Zufallsvariable ξ sind. $\xi = \{\xi_1, \xi_2, \dots\}$ ist ein Vektor aus Zufallsvariablen ξ_i mit jeweils zugehörigem Zufallsraum Ω_i . Der Wahrscheinlichkeitsraum

(Ω, F, P) mit dem Zufallsraum Ω , der σ -Algebra F bezüglich Ω , und dem Wahrscheinlichkeitsmaß P bezüglich Ω ist gegeben. Ein unsicherer Parameter $X: \Omega \rightarrow R$ mit endlicher Varianz kann demnach wie folgt ausgedrückt werden [6, 7]

$$X = x_0 \psi_0 + \sum_{i_1=1}^{\infty} x_{i_1} \psi_1(\xi_{i_1}) + \sum_{i_1=1}^{\infty} \sum_{i_2=1}^{i_1} x_{i_1 i_2} \psi_2(\xi_{i_1}, \xi_{i_2}) + \sum_{i_1=1}^{\infty} \sum_{i_2=1}^{i_1} \sum_{i_3=1}^{i_2} x_{i_1 i_2 i_3} \psi_3(\xi_{i_1}, \xi_{i_2}, \xi_{i_3}) + \dots$$

oder in der kompakten Form

$$X = \sum_{i=0}^{\infty} x_i \psi_i(\xi) \quad (4)$$

x_i sind unbekannte deterministische Koeffizienten, auf deren Berechnung im Folgenden eingegangen wird. Multiplikation beider Seiten von Gleichung (4) mit einer Testfunktion $\psi_j(\xi)$ ergibt

$$\begin{aligned} \langle x(\xi), \psi_j(\xi) \rangle &= \left\langle \sum_{i=0}^{\infty} x_i \psi_i(\xi), \psi_j(\xi) \right\rangle \\ \text{für } i = j: \quad x_i &= \frac{\langle x(\xi), \psi_i(\xi) \rangle}{\langle \psi_i^2(\xi) \rangle} \quad i = 0, 1, 2, \dots \end{aligned} \quad (5)$$

Bei einem multidimensionalen Wahrscheinlichkeitsraum und unabhängigen Zufallsvariablen resultiert [7]

$$x_i = \frac{1}{\langle \psi_i^2 \rangle} \int_{\Omega_1} \int_{\Omega_2} \dots \int_{\Omega_n} X \psi_k(\xi) \rho_1(\xi_1) \rho_2(\xi_2) \dots \rho_n(\xi_n) d\xi_1 d\xi_2 \dots d\xi_n \quad (6)$$

wobei $\rho_i(\xi_i)$ die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion der Zufallsvariablen ξ_i ist. Dieser Ansatz zur Bestimmung der deterministischen Koeffizienten wird auch intrusive Methode oder Galerkin Projektion genannt. Sobald die Koeffizienten bekannt sind, ist die Lösung des Problems abgeschlossen. Die Verteilung sowie die stochastischen Momente gehen direkt aus den Koeffizienten hervor. In der Praxis wird die unendliche Reihe in Gleichung (4) auf eine endliche Anzahl an Termen beschränkt:

$$X \approx \sum_{i=0}^N x_i \psi_i(\xi) \quad (7)$$

Demnach ist die Anzahl an Termen $N + 1$, welche wie folgt berechnet werden kann [6]

$$N + 1 = \frac{(n + p)!}{n! p!} \quad (8)$$

mit der Dimension n der Zufallsvariable ξ . p ist die höchste Ordnung der Polynome $\psi_i(\xi)$.

Bestimmte Typen von orthogonalen Polynomen haben Wichtungsfunktionen, die identisch sind mit den Wahrscheinlichkeitsfunktionen bestimmter Zufallsverteilungen. In der Praxis wird

der Typ der Polynome deshalb unter Berücksichtigung der gegebenen Verteilung der Zufallsvariablen gewählt. Tabelle 1 zeigt die verschiedenen Typen orthogonaler Polynome zu den entsprechenden Zufallsvariablen.

Tabelle 1: Typ der Polynome und die entsprechenden Zufallsvariablen, nach [6]

Zufallsvariable ξ	Typ der Polynome	Domain
Gaussian	Hermite	$(-\infty, \infty)$
Gamma	Laguerre	$[0, \infty)$
Beta	Jacobi	$[a, b]$
Uniform	Legendre	$[a, b]$

Neben der Galerkin Projektion kann zur Bestimmung der unbekannten, deterministischen Koeffizienten die nicht-intrusive Methode, auch Kollokationsmethode genannt, angewendet werden. Bei der Kollokationsmethode wird das Modell beziehungsweise die Systemgleichungen als „Black Box“ behandelt. Im Gegensatz zur Galerkin Projektion können daher auch nichtlineare Systeme sowie Systeme mit unbekannten Strukturdaten betrachtet werden.

Während der Fehler durch die Approximation bei der Galerkin Projektion im gesamten Domain minimiert wird, gilt dies bei der Kollokationsmethode nur an bestimmten Punkten, den sogenannten Kollokationspunkten $\xi^{(p)}$ [7]

$$\varepsilon(\xi^{(p)}) = 0 \tag{9}$$

Die Kollokationspunkte werden bestimmt als die Nullstellen des Polynoms, welches eine Ordnung über dem höchsten für die Approximation verwendeten Polynoms ist. Als Beispiel soll Polynomial Chaos vierter Ordnung mit zwei unisicheren Parametern ξ_1 und ξ_2 betrachtet werden. Es ergeben sich mit der höchsten Ordnung der Polynome $N + 1 = 5$ fünf Nullstellen und demnach insgesamt $(N + 1)^p = 5^2 = 25$ Kollokationspunkte, da die Nullstellen für die zwei Dimensionen für alle Möglichkeiten kombiniert werden.

Anschließend wird mit dem originalen Simulationsmodell ein Lauf für jeden Kollokationspunkt $\xi^{(p)}$ durchgeführt.

$$\begin{aligned} \xi^{(1)} &\rightarrow \text{Modell} \rightarrow F^{(1)} \\ &\vdots \\ \xi^{(25)} &\rightarrow \text{Modell} \rightarrow F^{(25)} \end{aligned}$$

Als Ergebnis ergibt sich ein Vektor $F(\xi)$, oder bei Zeit- oder Ortsabhängigkeiten (*) eine Matrix $F(*, \xi)$. Der Polynomial Chaos Ansatz

$$F(*, \xi) = \sum_{j=0}^N f_j(*) \psi_j(\xi) \quad (10)$$

kann als Gleichungssystem in Matrix-Form dargestellt werden

$$\begin{Bmatrix} F^{(1)} \\ \vdots \\ F^{(25)} \end{Bmatrix} = [A] \begin{Bmatrix} f_0 \\ f_1 \\ \vdots \\ f_{15} \end{Bmatrix}$$

$$[A] = [\psi(\xi^{(i)})]_{25 \times 15}, \quad i = 1, 2, \dots, 25 \quad (11)$$

Dieses System deterministischer Gleichungen kann sehr effizient gelöst und somit die unbekannten Koeffizienten f_j berechnet werden. Mit der Bestimmung der Koeffizienten ist das Problem vollständig gelöst, da die statistischen Eigenschaften des Systemausgangs F unmittelbar aus den Koeffizienten f_j bestimmt werden können.

3. Modellbildung des PKW

Zur Untersuchung der Schwingungsbelastung der Insassen eines PKW bei Fahrt über unebene Fahrbahn wird das in Bild 4 dargestellte Mehrkörpersimulationsmodell mit acht Freiheitsgraden verwendet.

Das Modell besteht aus der Karosserie, je einer Radaufhängung pro Rad, vier Reifen und dem Fahrersitz. Die ungefederten Massen m_{1F} und m_{1R} sowie der Passagier m_p besitzen einen Freiheitsgrad, da nur eine Bewegung in vertikaler Richtung zugelassen ist. Die Karosserie m_B kann sich neben einer Bewegung in vertikaler Richtung zusätzlich in die Richtungen ϕ und θ verdrehen. Somit ergeben sich insgesamt acht Freiheitsgrade.

An dieser Stelle soll angemerkt werden, dass es sich bei dem vorliegenden Modell um eine stark vereinfachte Abbildung eines PKW handelt. Dies liegt unter anderem daran, dass die meisten Körper des Modells in der Realität aus zahlreichen Komponenten bestehen, wie beispielsweise die ungefederten Massen. Des Weiteren sind sämtliche Nichtlinearitäten in Federn und Dämpfern nicht berücksichtigt. Zudem führt die Vernachlässigung der Flexibilität einzelner Körper zu einer begrenzten Aussagefähigkeit der Ergebnisse, die mit dem 8-Freiheitsgrad-Modell generiert werden. Insbesondere die Flexibilität der Karosserie mit ihren Eigenfrequenzen und Eigenschwingformen hat großen Einfluss auf die Übertragung von Vibrationen von den Rädern zum Fahrersitz.

Das stark vereinfachte Simulationsmodell stellt jedoch kein Problem dar. Das zentrale Thema

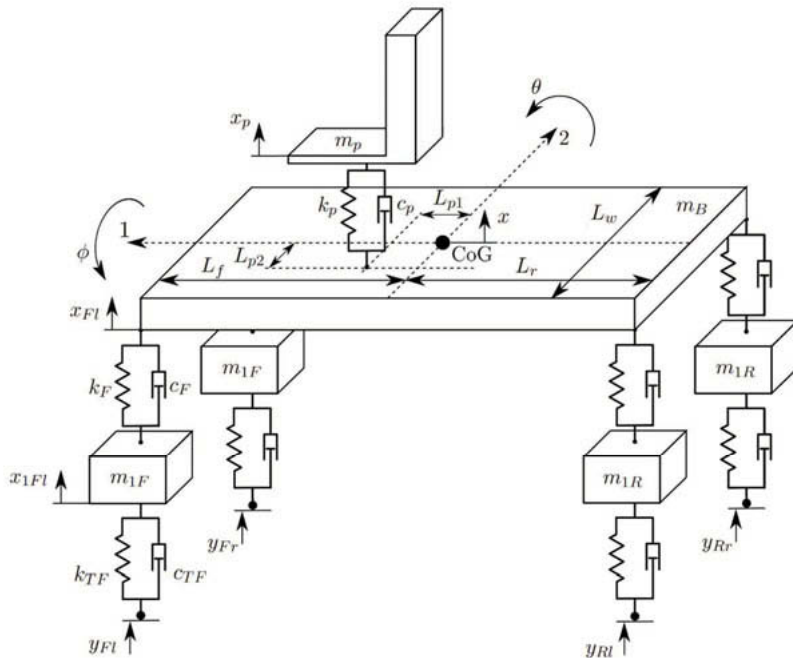


Bild 4: Mehrkörpersimulationsmodell des PKW mit acht Freiheitsgraden, nach [8]

dieser Arbeit ist die Bewertung der Vibrationsbelastung in einem PKW durch die Anwendung einer nicht sampling-basierten Simulationsmethode zur Berücksichtigung von Unsicherheiten in der Schwingungsanregung an den Rädern. Die vorgestellte Simulationsmethode ist unabhängig vom Detaillierungsgrad des Modells. Wie in Abschnitt 2 erläutert, behandelt die Kollokationsmethode das originale Simulationsmodell als „Black Box“. Daher kann der hier angewandte Ansatz genauso für detaillierte Mehrkörpersimulationsmodelle mit einer sehr großen Anzahl an Freiheitsgraden, wie sie beispielsweise von Automobilherstellern verwendet werden, genutzt werden.

4. Simulation und Ergebnisse

Unter Verwendung des im vorherigen Abschnitt vorgestellten Mehrkörpermodells kann die Schwingungsbelastung der Insassen eines PKW bei Fahrt über unebenen Untergrund ermittelt

werden. Nach Untersuchung verschiedener Szenarien sollen hier exemplarisch die Ergebnisse für eine Fahrt über eine wellige Landstraße gezeigt und diskutiert werden. Die Anregung an den Rädern ist als reine Weganregung modelliert und durch eine Sinusfunktion approximiert. Für eine einfache Interpretation werden hier Ergebnisse gezeigt, die aus Untersuchungen mit lediglich einem unsicheren Parameter, der Amplitude A , resultieren.

$$y(t, \xi) = A(\xi) \sin(\omega t) \quad (12)$$

Zusätzlich zur Amplitude kann beispielsweise auch die Anregungsfrequenz ω als unsicherer Parameter behandelt werden, um noch aussagekräftigere Ergebnisse zu generieren.

Die zufällige Amplitude wird im vorliegenden Fall als normalverteilt angenommen. Dieser unsichere Eingangsparameter kann daher mit Polynomial Chaos Entwicklung auf Basis von Hermite Polynomen approximiert werden.

Der Erwartungswert μ der Amplitude wird auf 10 mm festgelegt. Die Standardabweichung σ soll 1 mm betragen, was 10% des Erwartungswertes entspricht. Für die Geschwindigkeit des Autos wird 70 km/h angenommen. Bei einer Wellenlänge der Straße von ca. 10.2 m ergibt sich eine Anregungsfrequenz ω von 12 rad/s.

Da die Schwingungsbelastung des Passagiers bewertet werden soll, muss zunächst die Beschleunigung des Sitzes in vertikaler Richtung bestimmt werden. In Bild 5 und Bild 6 sind die gesuchten Beschleunigungen am Sitz in vertikaler Richtung über der Zeit sowie über der Frequenz dargestellt. Die Ergebnisse im Frequenzbereich resultieren aus einer Fast Fourier Transformation der Ergebnisse aus den Simulationsläufen des originalen Modells und anschließender Anwendung der Kollokationsmethode. Die zugehörigen Polynomial Chaos Koeffizienten sind daher in diesem Fall nicht zeit-, sondern frequenzabhängig (siehe auch Bild 8).

Die beiden Plots in Bild 5 und Bild 6 zeigen die mittels stochastischer Simulation generierten Ergebnisse für die Beschleunigung des Sitzes in vertikaler Richtung. Zum Vergleich ist sowohl das Ergebnis aus der Kollokationsmethode, als auch die mittels sampling-basierter Monte Carlo Methode gewonnene Systemantwort gezeigt.

Der schwarze Graph stellt jeweils die deterministische Lösung dar. Die blaue und rote Fläche umfasst den Bereich aller Lösungen, die für beide Simulationsmethoden aufgrund der Unsicherheit in der Anregung entstehen. Sowohl im Zeitbereich, als auch im Frequenzbereich, überdecken sich die Bereiche der Lösungen aus Kollokationsmethode und Monte Carlo Methode fast perfekt. Der Kollokationsmethode kann daher bereits an dieser Stelle eine hohe Genauigkeit attestiert werden. Während mit dem originalen Simulationsmodell bei Anwendung der Monte Carlo Methode 1000 Simulationsläufe nötig sind, sind bei der Kollokationsmethode

im vorliegenden Fall nur fünf Läufe für fünf Kollokationspunkte erforderlich. Anschließend kann sehr effizient eine große Anzahl an Realisierungen (hier 1000) mit dem approximierten Modell

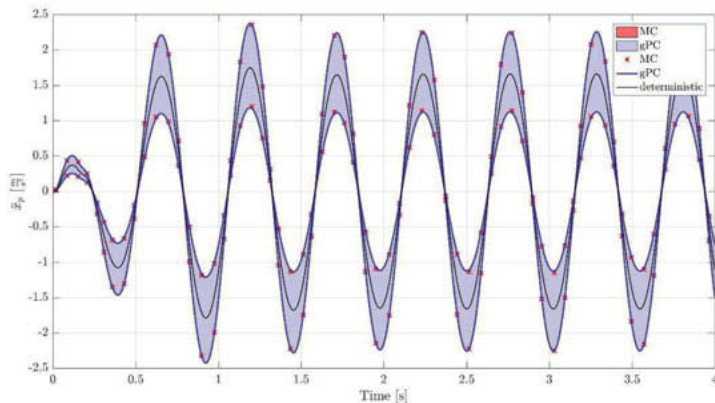


Bild 5: Beschleunigungen am Fahrersitz über der Zeit. Kollokationsmethode (dritte Ordnung, 5 Kollokationspunkte, 1000 Realisierungen) vs. Monte Carlo Methode (1000 Samples)

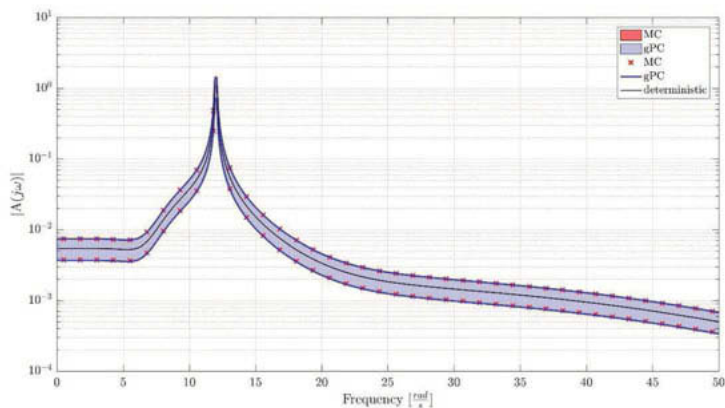


Bild 6: Beschleunigungen am Fahrersitz über der Frequenz. Kollokationsmethode (dritte Ordnung, 5 Kollokationspunkte, 1000 Realisierungen) vs. Monte Carlo Methode (1000 Samples)

durchgeführt werden. Zwischen den Rechenzeiten der nicht sampling-basierten Kollokationsmethode und der Monte Carlo Methode liegen im vorliegenden Fall Faktoren um 30. Bei Anwendung größerer, detaillierterer Simulationsmodelle können je nach Anzahl unsicherer Parameter noch wesentlich größere Faktoren resultieren und somit noch signifikantere Einsparungen hinsichtlich des Rechenaufwands erreicht werden.

Die Plots in Bild 7 und Bild 8 zeigen, dass die gewählte dritte Ordnung für die Polynomial Chaos Entwicklung für diese Problemstellung ausreicht. Lediglich die ersten beiden Koeffizienten nehmen signifikante Werte an, höhere Koeffizienten gehen gegen Null. Dies kann durch den vorliegenden „optimalen Fall“ begründet werden, da hier die Wichtungsfunktion der orthogonalen Polynome der Dichtefunktion des unsicheren Parameters entspricht.

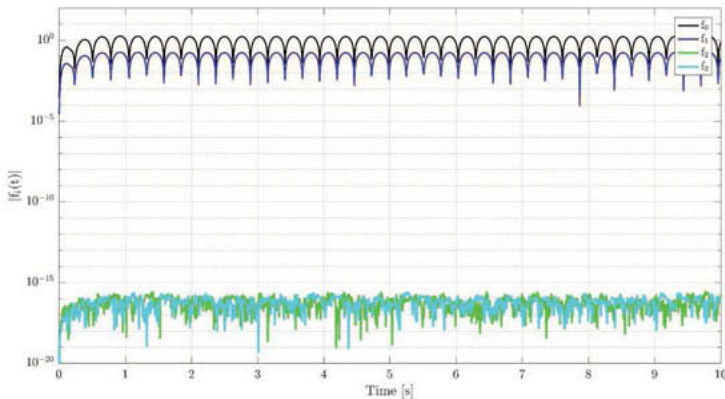


Bild 7: Koeffizienten von Polynomial Chaos dritter Ordnung über der Zeit

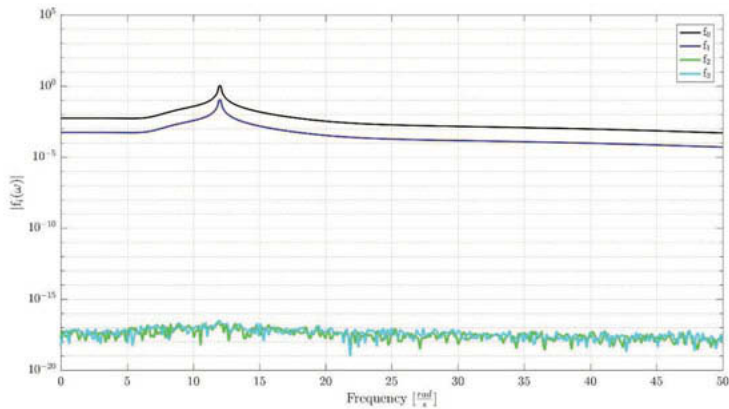


Bild 8: Koeffizienten von Polynomial Chaos dritter Ordnung über der Frequenz

Mit den gewonnenen Ergebnissen kann schließlich der Schwingungsdosiswert VDV bestimmt werden. Der Frequenzwichtungsfaktor wird gemäß ISO 2631-1 [1] zu 0.531 gewählt. Das Ergebnis für eine 30-minütige Fahrt des PKW über die wellige Landstraße ist in Bild 9 gezeigt.

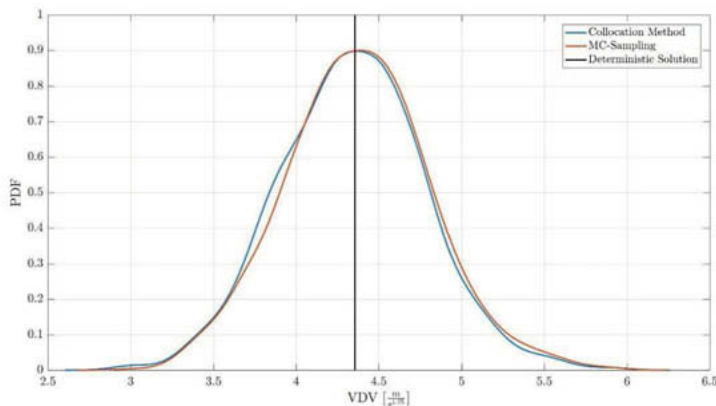


Bild 9: Dichtefunktion des Schwingungsdosiswertes für eine 30-minütige Fahrt. Kollokationsmethode (dritte Ordnung, 5 Kollokationspunkte, 1000 Realisierungen) vs. Monte Carlo Methode (1000 Samples)

Auch in diesem Plot ist die gute Genauigkeit der Kollokationsmethode klar erkennbar. Die Graphen aus Kollokationsmethode und Monte Carlo Methode unterscheiden sich nur minimal. Des Weiteren wird die Mächtigkeit stochastischer Simulation deutlich. Aufgrund der Unsicherheiten in der Anregung resultiert eine deutliche Streuung im Systemausgang. Mittels deterministischer Simulation kann lediglich ein Nominalwert von ca. $4.3 \text{ m/s}^{1.75}$ für den Schwingungsdosiswert gefunden werden, während durch die Anwendung stochastischer Simulation die Unsicherheit im Systemausgang aufgrund der Unsicherheit im Systemeingang identifiziert werden kann. Somit ist bei Anwendung stochastischer Simulation eine weitaus bessere Bewertung der Schwingungsbelastung der Insassen eines PKW möglich.

5. Zusammenfassung

Die gezeigten Ergebnisse unterstreichen die Wichtigkeit der Anwendung stochastischer Simulation für Problemstellungen mit Parameterunsicherheiten. Es ist offensichtlich, dass bei der Bewertung der Schwingungsbelastung der Insassen eines PKW verschiedene Parameter Unsicherheiten enthalten. Die Anwendung sampling-basierter Methoden ist unmittelbar mit einem sehr hohen Rechenaufwand verbunden. Insbesondere beim Einsatz detaillierter Simulationsmodelle mit einer großen Zahl an Freiheitsgraden ergeben sich dadurch inakzeptabel hohe Rechenzeiten. Die Ergebnisse dieser Arbeit bestätigen jedoch die Anwendbarkeit und die Genauigkeit nicht sampling-basierter Simulationsmethoden, welche verhältnismäßig kleine Rechenzeiten in Anspruch nehmen. Die Anwendung der Kollokationsmethode wird daher empfohlen, und es wird angenommen, dass die Verbreitung der Anwendung nicht sampling-basierter Methoden für stochastische Simulation in der Industrie nur eine Frage der Zeit darstellt. Besonders für die Bewertung der Schwingungsbelastung bei der Fahrt in einem PKW ist eine umfassende Analyse und Berechnung unumgänglich, insbesondere in Zeiten, in denen die Perfektion des Fahrkomforts im PKW immer weiter in den Mittelpunkt rückt.

- [1] International Organization for Standardization. ISO 2631-1. Mechanical vibration and shock - evaluation of human exposure to whole-body vibration – part 1: general requirements. ISO, 1997.
- [2] A. Batou, C. Soize, C. K. Choi, und H. H. Yoo. Robust design in multibody dynamics – application to vehicle ride-comfort optimization. *Procedia lutam*, 13:90-97, 2015.
- [3] J. Vom Scheidt, R. Wunderlich, und B. Fellenberg. Random road surfaces and vehicle vibration. *Progress in industrial mathematics at ECMI*, 98:352-359, 1999.
- [4] E. Patelli, M. Broggi, M. de Angelis, und M. Beer. Opencossan: An efficient open tool for dealing with epistemic and aleatory uncertainties. In *Vulnerability, Uncertainty, and Risk: Quantification, Mitigation, and Management*, Seiten 2564-2573. ASCE, 2014.
- [5] R. G. Ghanem und P. D. Spanos. *Stochastic Finite Elements: A Spectral Approach*. Springer-Verlag, New York, 1991.
- [6] D. Xiu und G. E. Karniadakis. The wiener-askey polynomial chaos for stochastic differential equations. *SIAM journal on scientific computing*, 24(2):619-644, 2002.
- [7] K. Sepahvand, S. Marburg, und H. J. Hardtke. Uncertainty quantification in stochastic systems using polynomial chaos expansion. *International Journal of Applied Mechanics*, 2(02):305-353, 2010.
- [8] A. Shirahatt, P. Prasad, P. Panzade, und M. M. Kulkarni. Optimal design of passenger car suspension for ride and road holding. *Journal of The Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering - J BRAZ SOC MECH SCI ENG*, 30, 03 2008.

Relevanz zusätzlicher Bewertungsverfahren nach ISO 2631-1 bei der Beurteilung der Schwingungsexposition in Traktoren

Relevance of additional evaluation methods according to ISO 2631-1 in the assessment of vibration exposure in tractors

Dipl.-Ing. **M. Kremb**, Dr.-Ing. **C. von Holst**, Dr.-Ing. **C. Oberhaus**,
John Deere GmbH & Co. KG, Mannheim

Kurzfassung

Die Verbesserung des Fahrkomforts von Traktoren ist nach wie vor eine komplexe Aufgabe und aufgrund vielfältiger Randbedingungen eine große Herausforderung. Durch die meist nicht gefederte Hinterachse und durch weitere Faktoren ist der Fahrer gegenüber Ganzkörper-Schwingungen mit stoßhaltiger und transientser Charakteristik exponiert. Für die Beurteilung solcher Schwingungen sieht die Norm ISO 2631-1 zusätzliche Bewertungsverfahren vor, die gegebenenfalls ergänzend zum Basis-Bewertungsverfahren anzuwenden sind.

Im Beitrag wird die Relevanz dieser zusätzlichen Bewertungsverfahren für einen typischen Anwendungsfall analysiert. Ferner wird deren Nutzen an einem Beispiel aus der Traktorentwicklung untersucht.

Abstract

The improvement in ride comfort of tractors is still a complex task and due to many different constraints a major challenge. Because of the mostly unsuspended rear axle and of further factors the driver is exposed to whole-body vibration with specific characteristics (occasional shocks, transient vibration). For the assessment of such vibration the standard ISO 2631-1 includes additional evaluation methods which complement the basic evaluation method where appropriate.

In this contribution, the relevance of these additional evaluation methods is analyzed for a typical application. Furthermore, their benefit is investigated using a practical example taken from tractor development.

1. Einleitung

Auch wenn sich ergänzend zu den bereits lange eingesetzten gefederten Fahrersitzen seit den 1990er Jahren zusätzliche Federungssysteme in Traktoren etabliert haben, stellt die suffiziente Schwingungsisolierung des Fahrers auch heute noch eine große Herausforderung dar. Diese leitet sich sowohl aus erheblich gestiegenen Kundenanforderungen als auch aus vielfältigen technischen, rechtlichen und ökonomischen Rahmenbedingungen sowie aus verschiedensten anwendungsspezifischen Anforderungen ab.

Die weit überwiegende Mehrzahl der Traktoren ist nach wie vor in Standardbauweise mit Radfahrwerken und nicht gefederter Hinterachse ausgeführt und wird es aller Voraussicht nach auch in absehbarer Zukunft noch sein. Auf dem europäischen Markt kann bei Traktoren der Leistungsklassen ab 100 PS diese Bauart in der Regel mit einer Vorderachs- und einer Kabinenfederung kombiniert werden, wobei auch zunehmend kleinere Maschinen diese Ausstattungsvarianten erhalten. Bild 1 zeigt exemplarisch einen solchen Standardtraktor.

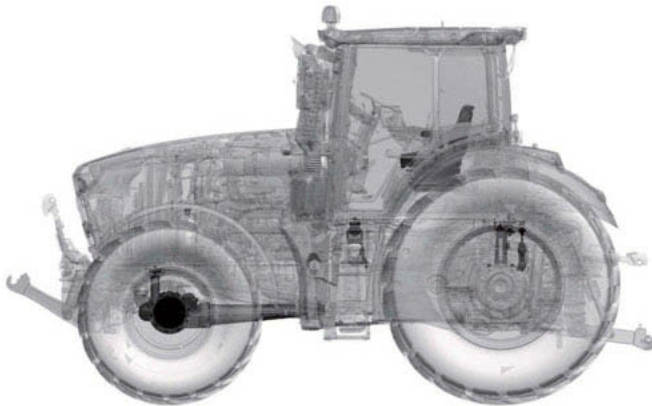


Bild 1: Standardtraktor mit Vorderachs- und Kabinenfederung (John Deere 6250R)

Hauptaufgaben der normalerweise niveauregulierten, hydro-pneumatisch gefederten Vorderachse sind die Zugkraftherhöhung des Traktors durch Vermeidung von sogenannten Power Hop-Schwingungen und die Verbesserung des Schwingungskomforts des Fahrers. Aufgrund des Fahrzeugaufbaus hat die Vorderachsfederung zwar signifikant positiven Einfluss auf die Nick-Schwingungen des Chassis und dessen Hub-Schwingungen im vorderen Bereich. Die

Wank-Schwingungen und die Hub-Schwingungen am hinteren Chassis-Ende jedoch werden primär durch die Charakteristik der nicht gefederten Hinterachse bestimmt und sind entsprechend groß.

Der Kabinenfederung, die als 2-Punkt-, 3-Punkt oder 4-Punkt-Federungssystem ausgeführt sein kann, kommt die schwierige Aufgabe zu, die Kabine gegen Anregungen mit teils hohen Amplituden und zudem problematisch niedrigen Frequenzen zu isolieren. Die Hub-Eigenfrequenz des Chassis typischer Traktoren liegt bei etwa 2 Hz, die Nick-Eigenfrequenz abhängig von der Fahrzeug-Ballastierung bei etwa 1 – 2,5 Hz [1]. Macht man sich bewusst, dass aufgrund Bauraumrestriktionen in der Regel nicht mehr als 100 – 120 mm Federweg an der Kabinenfederung zur Verfügung stehen, dass eine ungünstige Massenverteilung vorliegt und dass sich signifikant unterschiedliche statische Stützlasten bei minimal und maximal beladener Kabine ergeben, wird klar, wie herausfordernd die Auslegung einer solchen Kabinenfederung ist. Berücksichtigt man dann noch die in den letzten Jahrzehnten deutlich gestiegenen Fahrgeschwindigkeiten, die Größe des Einsatzspektrums und die große Varianz der Traktor-Ballastierung sowie des eingesetzten Reifen-Luftdrucks, wird verständlich, dass Traktor-Federungssysteme in bestimmten Situationen an ihr Limit stoßen.

In solchen Fällen sind Fahrer auch gegenüber Ganzkörper-Schwingungen mit stoßhaltiger Charakteristik exponiert. Die Methoden nach ISO 2631-1 zur Beurteilung solcher Schwingungsexpositionen sollen nachfolgend untersucht werden.

2. Zusätzliche Bewertungsverfahren nach ISO 2631-1 für stoßhaltige Schwingungen

Die seit langem etablierte und umfangreich genutzte Norm ISO 2631-1 [2,3] definiert Methoden zur quantitativen Bewertung der Einwirkung von Ganzkörper-Schwingungen auf den Menschen. Der frequenzbewertete, quadratische Mittelwert a_w eines Beschleunigungssignals in translatorischer oder rotatorischer Richtung stellt dabei die Standard-Bewertungsgröße dar und ist definiert als

$$a_w = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt \right]^{1/2}$$

mit der frequenzbewerteten Beschleunigung $a_w(t)$ und dem Beobachtungszeitraum T . $a_w(t)$ erhält man durch Anwendung von Filterfunktionen auf das gemessene Beschleunigungssignal $a(t)$ nach dessen Transformation in den Frequenzbereich und der anschließenden Rücktrans-

formation in den Zeitbereich. Durch die einleitungs- und richtungsspezifischen Filter (Gewichtungskurven) wird sichergestellt, dass die frequenzabhängigen Auswirkungen von Schwingungen auf den Menschen berücksichtigt werden.

Hat sich die Zweckmäßigkeit der Basis-Bewertungsmethode in unzähligen Untersuchungen und basierend auf praktischen Erfahrungen einerseits bestätigt, so zeigen Studien andererseits jedoch auch, dass der frequenzbewertete, quadratische Mittelwert transiente Schwingungen sowie stoßhaltige Schwingungen mit erheblichen Beschleunigungsspitzen tendenziell unterbewertet. Die genannten Studien belegen die Relevanz der Beschleunigungs-Peaks und stellen insbesondere ihre Auswirkungen auf die Gesundheit heraus. Dem trägt die ISO 2631-1 dahingehend Rechnung, dass sie zwei zusätzliche Bewertungsgrößen für stoßhaltige und transiente Schwingungen definiert. Namentlich sind dies der Vibrations-Dosis-Wert (VDV)

$$VDV = \left[\int_0^T [a_w(t)]^4 dt \right]^{1/4}$$

und der maximale, transiente Vibrationswert (MTVV)

$$MTVV = \max\{a_w(t_0)\} = \max \left\{ \left[\frac{1}{\tau} \int_{t_0-\tau}^{t_0} [a_w(t)]^2 dt \right]^{1/2} \right\} .$$

Beim MTVV wird in [2,3] eine Integrationsdauer für die Bildung des gleitenden, quadratischen Mittelwerts von $\tau = 1$ s empfohlen.

Die Entscheidung, ob die Basis-Methode die zu untersuchende Schwingung angemessen bewertet oder ob zusätzliche Methoden angewendet werden sollten, kann mithilfe des Scheitelfaktors (Crest-Faktors) sowie mittels des Verhältnisses von VDV zu $a_w T^{1/4}$ bzw. des Verhältnisses von MTVV zu a_w getroffen werden.

Der Crest-Faktor cf ist definiert als

$$cf = \frac{\max\{a_w(t)\}}{a_w} .$$

Ist sein Wert größer 9, kann von einer signifikant stoßhaltigen oder transienten Schwingung ausgegangen werden und zusätzliche Bewertungsgrößen (VDV und/oder MTVV) sollten herangezogen werden. Betont werden soll in dieser Stelle ausdrücklich, dass der Crest-Faktor

dabei nicht selbst den Schweregrad der Schwingung wiedergibt. Er ist lediglich eines der Entscheidungskriterien, die zeigen, ob die Basis-Bewertungsmethode alleine ausreicht, die gegebene Schwingung angemessen zu beschreiben. Bei Crest-Faktoren kleiner oder gleich 9 ist dies oftmals der Fall. Jedoch kann es bei bestimmten Arten von Schwingungen, insbesondere bei solchen mit vereinzelt Stößen, durchaus vorkommen, dass diese trotz Crest-Faktoren unterhalb des Schwellwerts durch die Basis-Methode hinsichtlich Komfort unterbewertet werden. Bei Schwingungsbelastungen mit spürbaren Stößen, auch im Zweifelsfall, kann deshalb nur empfohlen werden, auch die zusätzlichen Bewertungsmethoden zu durchlaufen und gegebenenfalls auszuwerten.

Gibt es anhand obiger Berechnungen und Überlegungen Indizien, dass die Basis-Bewertungsmethode alleine nicht ausreichend ist, kann mit den bereits angesprochenen Verhältnissgrößen die Relevanz der entsprechenden, zusätzlichen Bewertungsgröße überprüft werden. Im Falle, dass

$$\frac{MTVV}{a_w} \geq 1,5$$

ist, sollte der maximale, transiente Vibrationswert (MTVV) zusätzlich zum a_w -Wert berücksichtigt werden. Ist

$$\frac{VDV}{a_w T^{1/4}} \geq 1,75 \quad ,$$

lautet die Empfehlung, den Vibrations-Dosis-Wert (VDV) zusammen mit dem a_w -Wert anzugeben.

Bild 2 stellt den Prozess, um vom gemessenen Beschleunigungssignal zu den relevanten Schwingungs-Bewertungsgrößen zu gelangen, schematisch dar.

3. Stoßhaltige Schwingungen bei Traktoren, Testumgebung

Wie bereits angedeutet ist das Einsatzspektrum von Standardtraktoren äußerst vielfältig. Die Fahrgeschwindigkeiten variieren dabei je nach Aufgabe in ebenso großem Maße wie die Bodenunebenheiten und die Ballastierungszustände. Bild 3 gibt einen Überblick über das Traktor-Einsatzspektrum inklusive der einsatztypischen spektralen Unebenheitsdichten sowie der zugehörigen Fahrgeschwindigkeiten.

Hinsichtlich der Schwingungsbelastung des Fahrers haben sich in der Vergangenheit oftmals Transportfahrten auf Feldwegen bei mittleren Geschwindigkeiten als sehr problematisch erwiesen. Dabei treten regelmäßig auch stoßhafte Belastungen, z.B. beim Durchfahren von Schlaglöchern, auf.

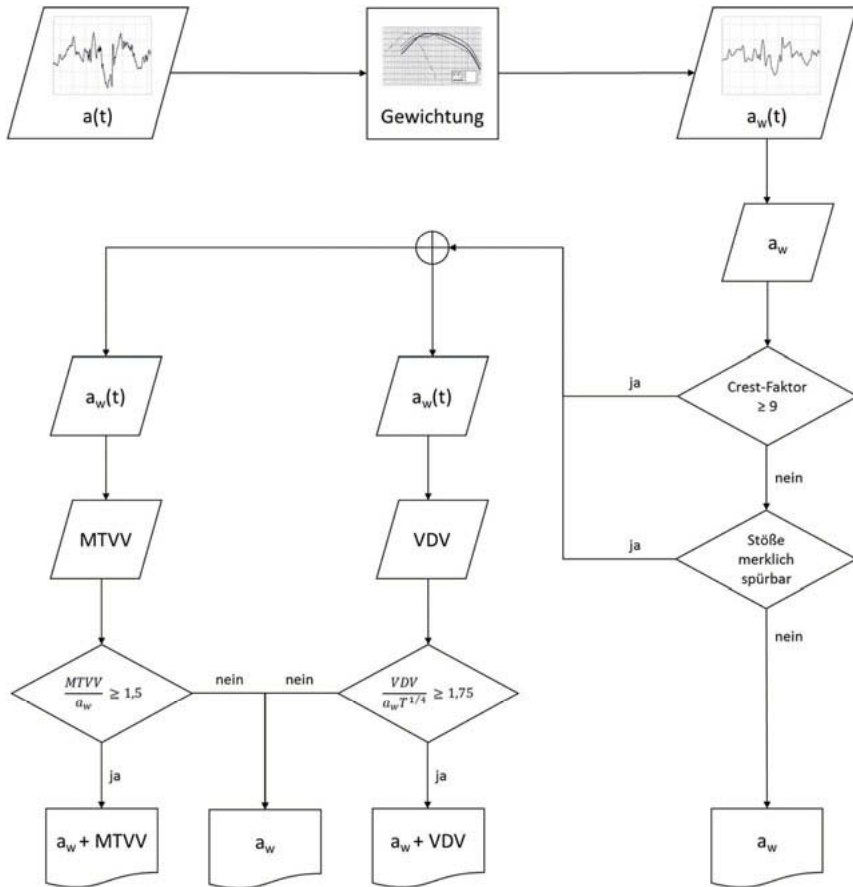


Bild 2: Prozess zur Erlangung der relevanten Schwingungs-Bewertungsgrößen (vgl. [2])

Zur Untersuchung der Relevanz zusätzlicher Bewertungsverfahren bei der Beurteilung der Schwingungsexposition in Traktoren wird deshalb diese Nutzungsart ausgewählt und nachgestellt. Ein typischer, mit Betonplatten befestigter Feldweg mit vereinzelt Fahrbahnschäden

wird dazu von verschiedenen Traktoren mit definierten Geschwindigkeiten befahren. Der Feldweg weist dabei spektrale Leistungsdichten der Fahrbahnunebenheit auf, die lokal im Bereich von 128 cm^3 bis über 512 cm^3 liegen. Alle Traktoren haben ein Leergewicht zwischen 8500 und 10000 kg, sind mit Vorderachsfederung sowie Kabinenfederung ausgestattet und werden ohne zusätzliche Ballastierung gefahren. Bei den Kabinenfederungen finden sich sowohl 2-Punkt- als auch 3- bzw. 4-Punkt-Systeme, die entweder passiv oder mit geregelter Dämpfung ausgeführt sind. Zusätzlich zu den genannten Maschinen durchläuft zu Vergleichszwecken ein deutlich kleinerer und leichter Traktor das Testprogramm. Dieser ist mit einer einfachen Kabinenfederung, jedoch ohne Vorderachsfederung ausgestattet.

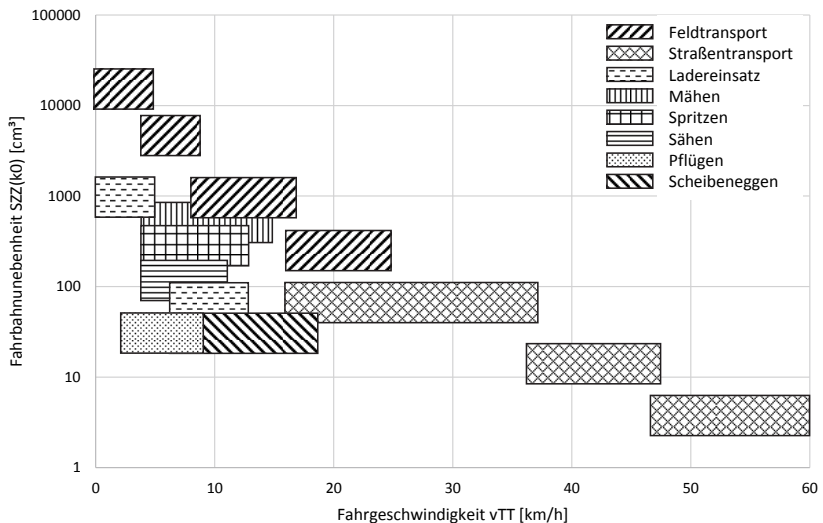


Bild 3: Auszüge aus dem Einsatzspektrum eines Standardtraktors (mod. nach [4])

Bei den Fahrten mit konstanter Geschwindigkeit auf der exakt begrenzten Messstrecke werden sämtliche relevanten Beschleunigungswerte aufgezeichnet, nach Vorgabe der ISO 2631-1 frequenzbewertet und hinsichtlich a_w , MTVV und VDV ausgewertet. Zudem werden die Crest-Faktoren und die zu MTVV und VDV gehörigen Verhältnisgrößen ermittelt. Werden Beschleunigungswerte verschiedener Raumrichtungen oder Mehrpunkt-Anregungen kombiniert, erfolgt dies ebenfalls nach Vorgabe der ISO 2631-1.

4. Ergebnisse

Frequenzbewertete, quadratische Mittelwerte a_w und dynamische Radlastfaktoren

Um zunächst einen Eindruck von der Schwingungsbelastung zu bekommen, zeigt Bild 4 für die oben genannten Maschinen die frequenzbewerteten, quadratischen Mittelwerte a_w der Sitzbeschleunigung, kombiniert aus den translatorischen und rotatorischen Einzel-Beschleunigungen und aufgetragen über der Fahrgeschwindigkeit. Die zusätzlichen Anregungen des Fahrers über die Rückenlehne und die Fußauflagefläche soll zunächst unberücksichtigt bleiben. Wie zu erkennen ist, bewegen sich die a_w -Werte bei mittleren Geschwindigkeiten von 20-30 km/h grob im Bereich von 1,5 m/s², was für diese Anwendung noch akzeptabel ist. Erwartungsgemäß ist man in Traktor E, der kleineren und leichteren Maschine ohne Vorderachsfederung, durchschnittlich der höchsten Schwingungsbelastung ausgesetzt.

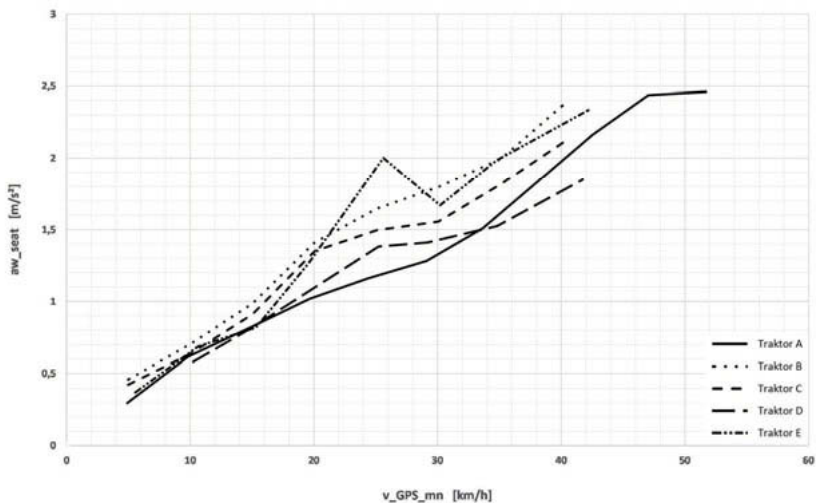


Bild 4: Frequenzbewertete, quadratische Mittelwerte a_w der Sitzbeschleunigung

Aussagen über die Kontrollierbarkeit (Lenkbarkeit) von Traktoren lassen sich mithilfe des sogenannten dynamischen Radlastfaktors (DTLF) treffen. Nach [1] soll in diesem Zusammenhang mit einem DTLF-Grenzwert von 0,33 gearbeitet werden, unterhalb dessen noch keine

Abhebevorgänge der Räder auftreten. Bild 5 stellt die dynamischen Radlastfaktoren an der Vorderachse wiederum über der Fahrgeschwindigkeit dar. Wie zu erkennen ist, können mit Ausnahme des Traktors ohne Vorderachsfederung alle Maschinen im gesamten Geschwindigkeitsbereich sicher kontrolliert werden. Für Traktor E hingegen ist dies auf dem ausgewählten Feldweg nur bis etwa 20 km/h sichergestellt.

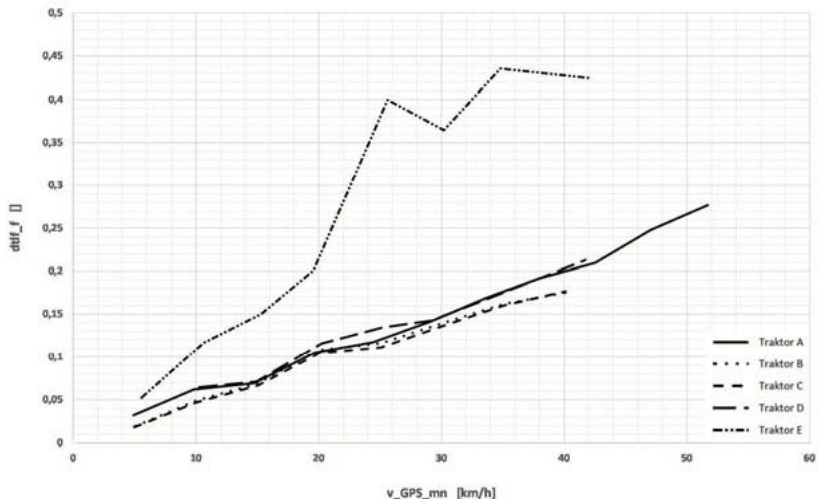


Bild 5: Dynamische Radlastfaktoren (DTLF) an der Vorderachse

Crest-Faktoren

Um die Schwingungsbelastung hinsichtlich Stoßhaltigkeit und Transienz zu untersuchen, werden die Crest-Faktoren der Sitzbeschleunigung getrennt für die verschiedenen Raumrichtungen berechnet und in Bild 6, Bild 7 sowie Bild 8 dargestellt. Auffällig ist, dass sowohl in horizontaler als auch in vertikaler Richtung gerade bei geringeren Geschwindigkeiten der Schwellenwert von 9 mehrfach überschritten wird. Zusammen mit der subjektiven Wahrnehmung mittlerer bis starker Stöße bei höheren Geschwindigkeiten gibt es somit klare Indizien, dass die zusätzlichen Bewertungsverfahren von Relevanz sein können. Die Bewertungsgrößen MTVV und VDV müssen daher näher betrachtet werden.

Herausgehoben werden soll an dieser Stelle noch, dass Traktor E im Hinblick auf die Crest-Faktoren nicht gegenüber den anderen Maschinen heraussticht. Dies unterstreicht die zuvor

getätigte Aussage, dass Crest-Faktoren nicht selbst den Schweregrad der Schwingung wiedergeben.

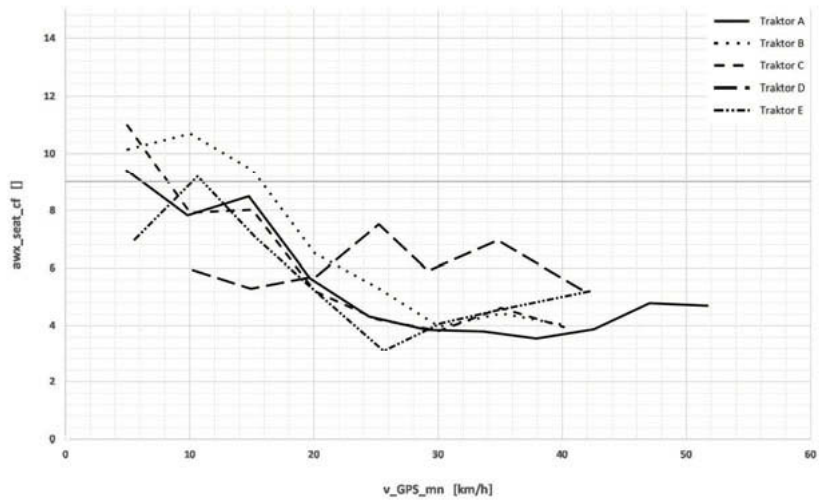


Bild 6: Crest-Faktoren der frequenzbewerteten Sitz-Beschleunigung in x-Richtung

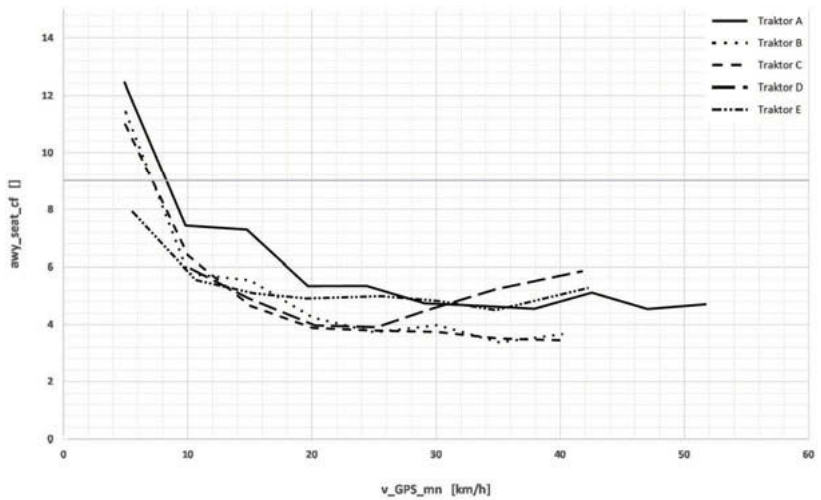


Bild 7: Crest-Faktoren der frequenzbewerteten Sitz-Beschleunigung in y-Richtung

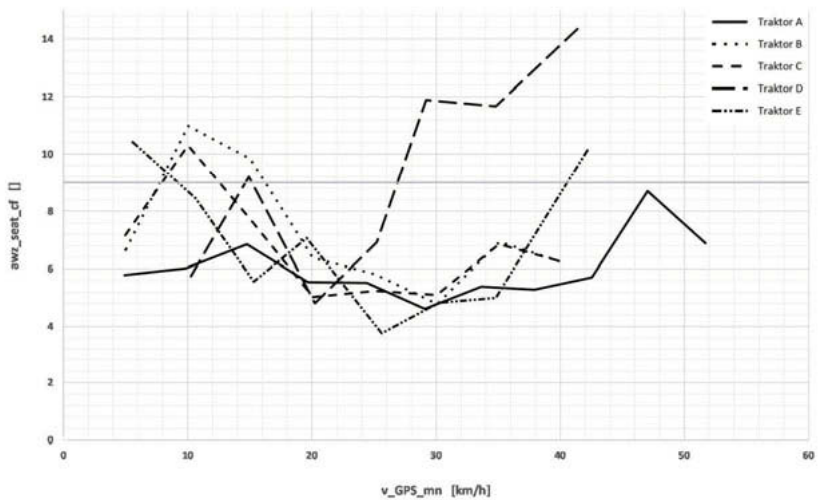


Bild 8: Crest-Faktoren der frequenzbewerteten Sitz-Beschleunigung in z-Richtung

Relevanz der maximalen, transienten Vibrationswerte (MTVV)

Wie zuvor beschrieben hängt es vom Verhältnis von MTVV zu a_w ab, ob der maximale, transiente Vibrationswert (MTVV) neben dem quadratischen Mittelwert (a_w) anzugeben ist. Bild 9, Bild 10 und Bild 11 kann entnommen werden, dass der entsprechende Schwellenwert von 1,5 bei sämtlichen Maschinen für alle Fahrgeschwindigkeiten und Raumrichtungen deutlich überschritten wird. Die höchsten Werte treten dabei tendenziell wieder bei niedrigen Geschwindigkeiten auf. Bei der Schwingungsbewertung von Traktoren sollten die MTVV-Werte bei entsprechendem Anwendungsfall somit immer zusätzlich zum a_w -Wert angegeben werden.

Relevanz der Vibrations-Dosis-Werte (VDV)

Eine ähnlich klare Aussage wie bei den maximalen, transienten Vibrationswerten (MTVV) kann für die Vibrations-Dosis-Werte (VDV) nicht getroffen werden. Bild 12, Bild 13 und Bild 14 zeigen, dass speziell bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten der Schwellenwert von 1,75 zwar wiederholt überschritten wird, das Verhältnis von VTV zu $a_w T^{1/4}$ jedoch bei fast ausnahmslos allen Traktoren in der Mehrzahl der Fälle darunter bleibt. Hier gilt es, im Einzelfall zu entscheiden, ob durch Angabe des VDV-Wertes parallel zum a_w -Wert signifikante Zusatzinformationen transportiert werden können.

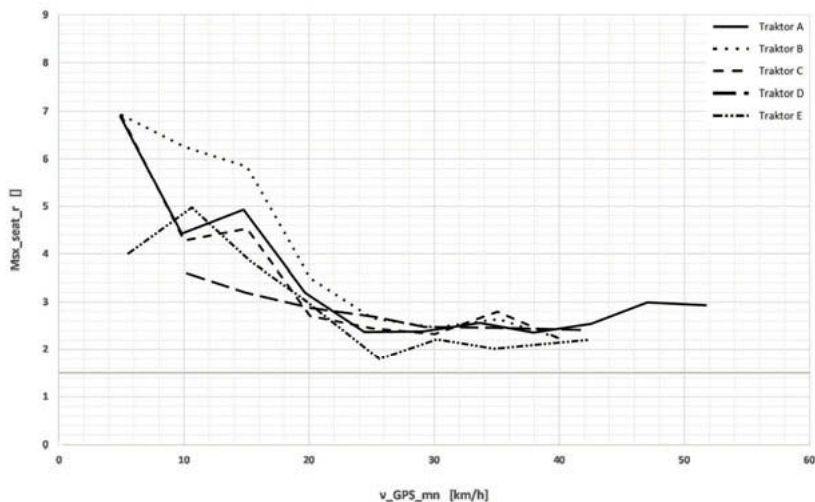
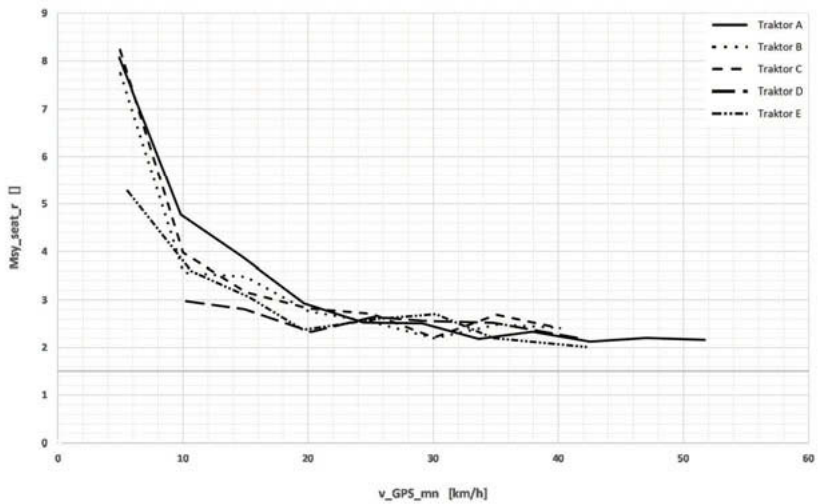
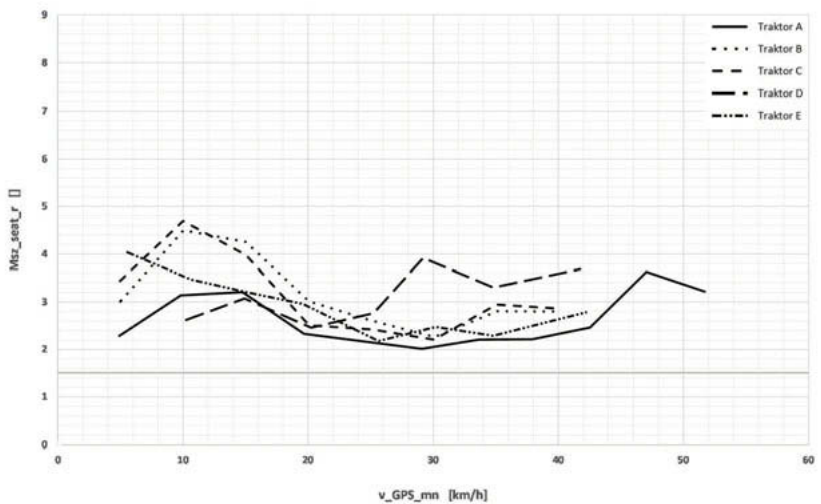


Bild 9: Relationen von MTVV zu a_w der Sitz-Beschleunigung in x-Richtung

Bild 10: Relationen von MTVV zu a_w der Sitz-Beschleunigung in y-RichtungBild 11: Relationen von MTVV zu a_w der Sitz-Beschleunigung in z-Richtung

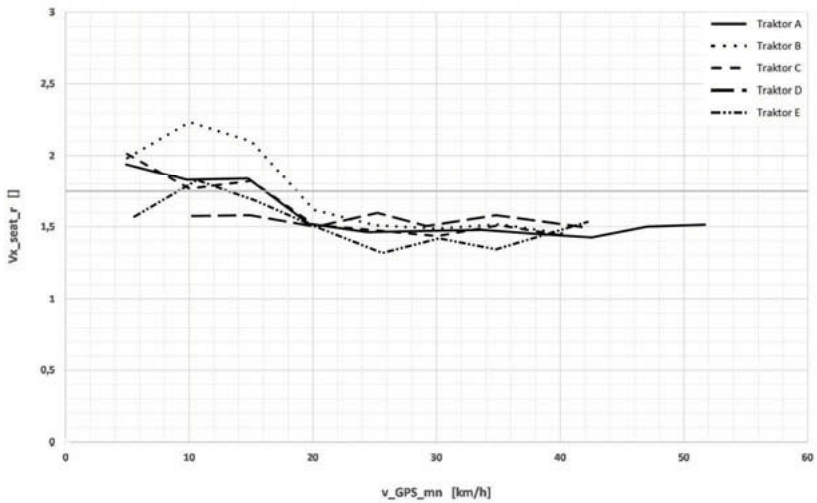


Bild 12: Relationen von VTV zu $a_w T^{1/4}$ der Sitz-Beschleunigung in x-Richtung

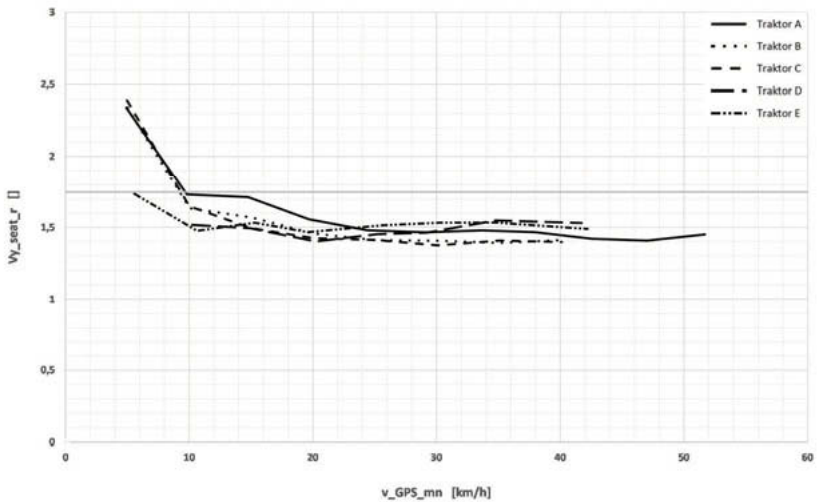


Bild 13: Relationen von VTV zu $a_w T^{1/4}$ der Sitz-Beschleunigung in y-Richtung

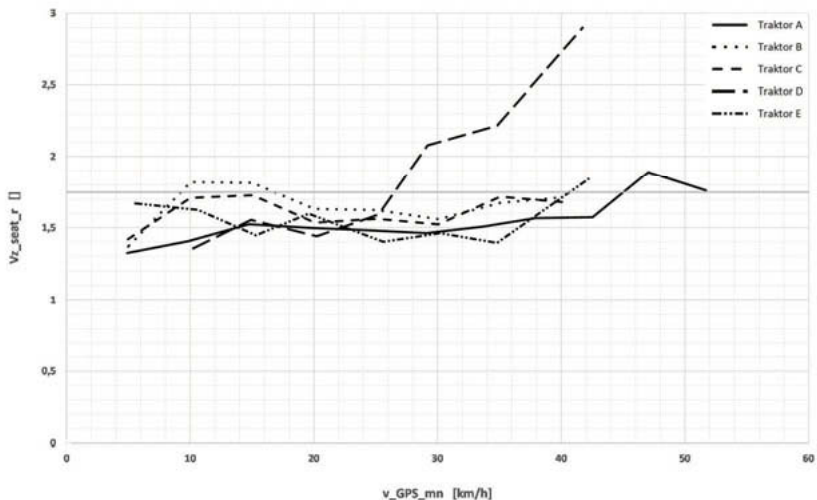


Bild 14: Relationen von VTV zu $a_w T^{1/4}$ der Sitz-Beschleunigung in z-Richtung

5. Nutzen der zusätzlichen Bewertungsverfahren in der Traktorentwicklung

Wie zuvor gezeigt, weist die untersuchte Schwingungsexposition in Traktoren einen signifikant transienten bzw. stoßhaltigen Anteil auf, der nach ISO 2631-1 in jedem Fall die zusätzliche Angabe des maximalen, transienten Vibrationswerts (MTVV) und evtl. auch des Vibrations-Dosis-Wertes (VDV) neben dem frequenzbewerteten, quadratischen Mittelwert (a_w) notwendig macht.

Diese Erkenntnisse sollen nachfolgend auf ein bereits abgeschlossenes Entwicklungsprojekt angewendet werden, in dem eine Teilaufgabe die finale Abstimmung einer Kabinenfederung war. Bild 15 zeigt die Unterschiede der in Messungen ermittelten a_w -Werte der kombinierten Sitzbeschleunigungen der letztlich zur Auswahl gestandenen Setups in Prozent. Wie zu sehen ist, ergibt sich aus den Messdaten kein aussagekräftiges Bild. Bei geringen Unterschieden zwischen den Setups könnte man noch am ehesten Setup 2 als solches mit der geringsten Schwingungsbelastung identifizieren. Im Gegensatz dazu steht, dass durch umfangreiche, subjektive Fahrversuche Setup 1, welches in Bild 15 auch das Bezugssetup bildet, klar als Favorit benannt werden konnte.

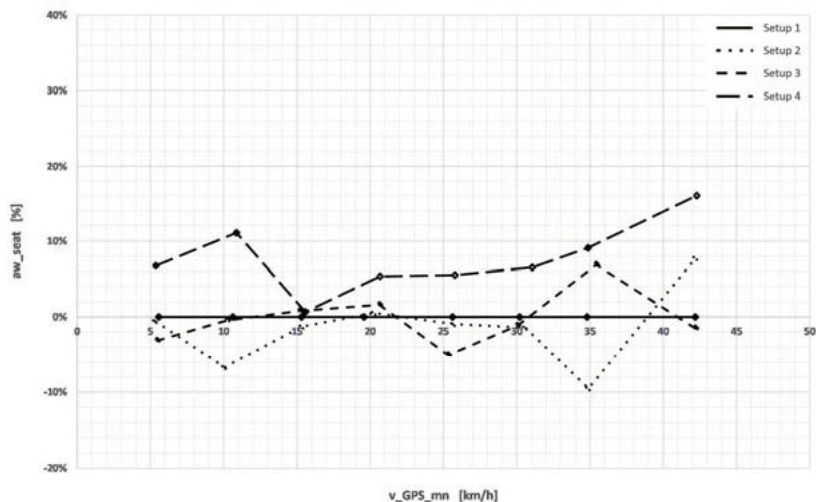


Bild 15: Prozentuale Unterschiede der frequenzbewerteten, quadratischen Mittelwerte (a_w) der kombinierten Sitzbeschleunigungen verschiedener Kabinenfederungs-Setups

Betrachtet man jedoch zusätzlich zu den prozentualen Unterschieden der a_w -Werte ebenfalls die der maximalen, transienten Vibrationswerte (MTVV), dargestellt in Bild 16, wird eine Entscheidung auch auf Basis von Messdaten möglich. Setup 1 kann hier klar als Variante mit der geringsten Schwingungsbelastung benannt werden.

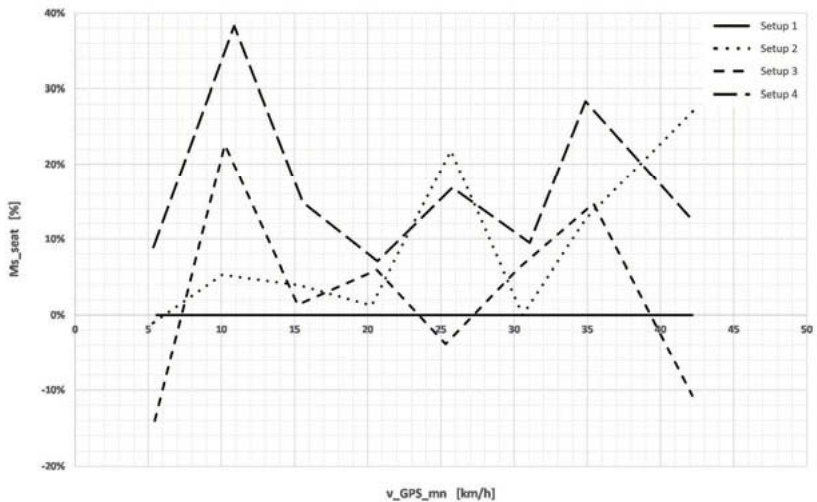


Bild 16: Prozentuale Unterschiede der maximalen, transienten Vibrationswerte (MTVV) der kombinierten Sitzbeschleunigungen verschiedener Kabinenfederungs-Setups

Abschließend seien in Bild 17 die prozentualen Unterschiede der Vibrations-Dosis-Werte (VDV) dargestellt. Auch hier lässt sich Setup 1 als beste Variante identifizieren, wobei tendenziell die Unterschiede etwas geringer hervortreten als bei den maximalen, transienten Vibrationswerten (MTVV). Dies passt zum Untersuchungsergebnis, dass auf Basis der Kriterien der ISO 2631-1 nicht eindeutig belegt ist, dass die Angabe der VDV-Werte notwendig und wichtig ist.

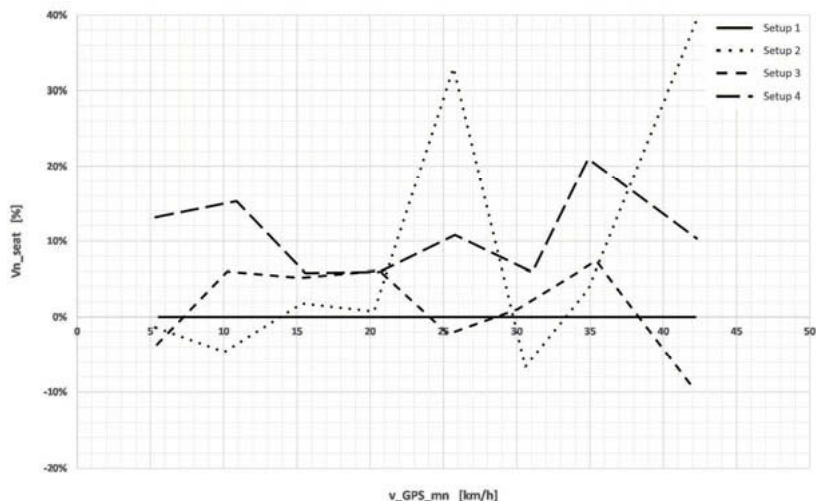


Bild 17: Prozentuale Unterschiede der Vibrations-Dosis-Werte (VDV) der kombinierten Sitzbeschleunigungen verschiedener Kabinenfederungs-Setups

7. Fazit

Die Norm ISO 2631-1 beschreibt zusätzliche Bewertungsverfahren, die bei der Beurteilung der Exposition durch transiente und stoßhafte Schwingungen zusätzlich zum Basis-Bewertungsverfahren eingesetzt werden sollen. Für den Traktor-typischen Anwendungsfall Feldtransport konnte die Relevanz des maximalen, transienten Vibrationswerts (MTVV) als ergänzende Bewertungsgröße klar nachgewiesen werden. Beim Vibrations-Dosis-Wert (VDV) stellt sich die Situation grenzwertig dar. Hier muss im Einzelfall überprüft werden, ob er neben dem frequenzbewerteten, quadratischen Mittelwert a_w und dem MTVV-Wert noch weiteren Mehrwert bietet. Abschließend konnte der Nutzen der zusätzlichen Bewertungsverfahren an einem praktischen Beispiel aus der Traktorentwicklung gezeigt werden.

6. Literaturangaben

- [1] Thomas, B.: Konzeption und Simulation eines passiven Kabinenfederungssystems für Traktoren., TU Braunschweig Diss. 2001
- [2] ISO 2631-1:1997-05, Mechanische Schwingungen und Stöße - Bewertung der Einwirkung von Ganzkörper-Schwingungen auf den Menschen - Teil 1: Allgemeine Anforderungen
- [3] ISO 2631-1 AMD 1:2010-07, Mechanische Schwingungen und Stöße - Bewertung der Einwirkung von Ganzkörper-Schwingungen auf den Menschen - Teil 1: Allgemeine Anforderungen; Änderung 1
- [4] Scheff, U.: Grundlagen für die Entwicklung eines erweiterten Traktorfahrwerks mit adaptiver Regelung., TU Braunschweig Diss. 2010

Einbindung Aktiver Rumpfmuskulatur in ein FE Modell zur Analyse von Humanschwingungen

Implementation of Active Trunk Musculature in a FE Model to Analyze Human Body Vibrations

Dr.-Ing. A. Siefert, Dipl.-Ing. J. Hofmann,
Wölfel Engineering, Höchberg

Abstract

Working environments have to be evaluated with respect to human body vibrations as they could cause damages to internal structures. Using measurements like accelerations has the limitation that an evaluation of structures like the lumbar spine is not possible. Therefore the FIOSH (Federal Institute for Occupational Safety and Health) has carried out several research projects to develop and validate a human body model [2] for evaluating working environments via defined risk values [3]. The goal of the presented research project F2070, [1], was to enhance the model setup by an active muscle model approach for human body vibration. Background are previous experimental studies where muscle activation patterns are determined via EMG measurements, see [4] and [5].

In a first step a comprehensive experimental study with test persons was carried out. The results of the motion capture system are used to verify the FE human model for different operational modes in the frequency range from 1 to 10 Hz.

After that an analysis of the activation patterns was carried out via comparing the EMG measurement results and the computed strain behavior in the FE model. Based on that an active muscle model was developed and implemented in the human body model. Finally an evaluation is carried out via the load on the intervertebral disc with and without the active muscle model.

1. Einleitung

Zur Prävention von Schädigungen des menschlichen Körpers infolge des Arbeitsalltags ist eine zuverlässige Abschätzung von auftretenden Belastungen notwendig. Eine Risikobewertung über Messungen ist dabei oft nicht ausreichend, da eine Bewertung innerer Strukturen wie z.B. der Lendenwirbelsäule (LWS) nicht möglich ist. Aus diesem Grund wurden verschiedene Forschungsprojekte der Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin (BAuA) zur Entwicklung und Validierung eines Finite-Element-Modells (FE-Modell) des Menschen durchgeführt [2]. Ziel war eine Simulationsmethode, um Belastungen der LWS infolge von Ganzkörpervibrationen zu ermitteln und eine Risikobewertung im Vergleich zu Grenzwerten durchzuführen [3].

Im Rahmen des Forschungsprojektes F2070 der BAuA, [1], sollte hierzu eine Erweiterung zur Berücksichtigung der Muskelaktivität bei Ganzkörpervibrationen entwickelt werden. Grundlage waren frühere Untersuchungen der BAuA, siehe [4] und [5]. Dabei wurden bei Humanschwingungen systematische Aktivitätsmuster der Rückenmuskulatur anhand von EMG Messungen festgestellt. Die Bewertung, inwieweit dies zu einer zusätzlichen Belastung innerer Strukturen führt, war Ziel der durchzuführenden Modellerweiterung.

Im ersten Schritt wurde im Projekt eine umfangreiche Reihe von Probandenversuchen an der BAuA durchgeführt. Die im Hauptversuch gemessenen Motion Capture Daten wurden für eine erweiterte Validierung des Menschmodells mittels Betriebsschwingformen herangezogen. Danach wurden die über EMG-Signale gemessenen Aktivierungsmuster mit dem im FE Modell berechneten Dehnungszuständen verglichen und analysiert. Daraus konnten, die für das FE Modell notwendigen Informationen bestimmt und implementiert werden. Eine abschließende Bewertung erfolgte durch einen Vergleich der Belastungen im Bereich der Bandscheibe mit und ohne Berücksichtigung der Muskelaktivität bei harmonischer Anregung.

2. Aufbau FE Menschmodell

Die vorliegende Arbeit basiert auf dem von Buck [6] vorgestellten Ansatz eines FE Modells des sitzenden Menschen für das Perzentil m50, siehe Bild 1. Der Modellansatz wurde für die FE-Solver ABAQUS [17] aufgebaut.

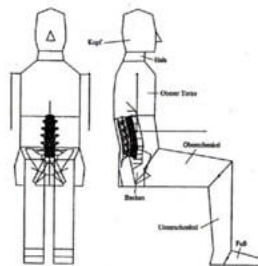


Bild 1: Modellaufbau nach Buck [6] – Frontal- und Sagittalebene

Ziel war ein anatomischer Aufbau, der die statischen und dynamischen Eigenschaften des Körpers zur Untersuchung von Ganzkörperschwingungen repräsentiert. Durch den Einsatz des Modells sollten die intern wirkenden Kräfte im Bereich der Lendenwirbelsäule (LWS) für Vibrationsbelastungen aus dem Arbeitsalltag ermittelt werden, um darüber das Risiko lokaler Schäden zu bewerten.

Im Rahmen verschiedener Arbeiten wurde das Modell stetig weiterentwickelt. Hervorzuheben sind dabei die Arbeiten von Pankoke [7] und Hofmann [8] zur Parametrisierung und Individualisierung des Aufbaus in Bezug auf Anthropometrie und Haltung. Weiterhin waren die Arbeiten von Gohl [9] und Siefert [10] entscheidend, wodurch die stark vereinfachte Körpergeometrie durch ein realistisches Skelettmodell in Kombination mit einem nachgiebigen Gesäßmodell ersetzt wurde. Final ist noch die Verbesserung des Detailmodells der Bandscheiben durch Siefert [11] zu erwähnen. Hierdurch konnte die Korrelation zu Versuchsdaten, Huber [13], für uniaxiale und kombinierten Belastungen der Bandscheiben verbessert werden, siehe Bild 2.

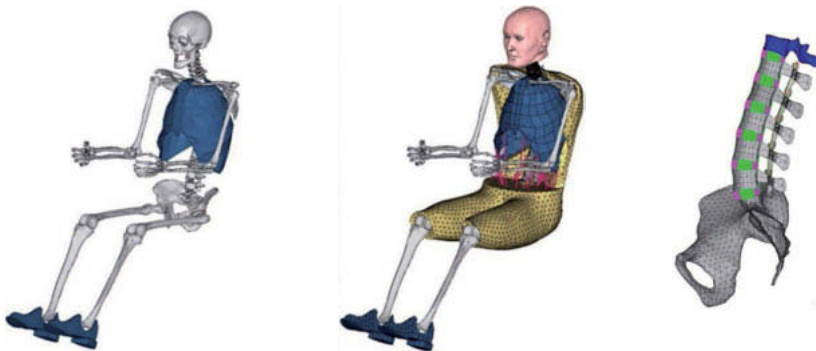


Bild 2: Modellaufbau nach Siefert [10] –Skelett – Gewebemodell – Detail LWS

Der eingesetzte Modellaufbau kann in folgende Hauptbestandteile unterteilt werden:

- Realistisches Skelettmodell mit idealen Gelenkdefinitionen;
- Ersatzmodell des Bauchraums und dessen Anbindung an die LWS;
- Modell der Bauch- und Rückenmuskulatur durch Feder- und Dämpferelemente;
- Detailmodell LWS mit Nucleus, Anulus, Facettengelenke und Bandapparat;
- Nachgiebiges Gewebemodell für Rücken und Gesäß;

Eine Validierung des Modells bezüglich der Analyse von Ganzkörpervibrationen erfolgte global durch die maßgebenden Eigenmoden im Frequenzbereich bis 10 Hz und die dynamische Masse. Sie repräsentiert die Last eines Insassen auf eine Sitzoberfläche infolge einer harmonischen Anregung, siehe Griffin [12].

3. Probandenversuche

Die bisher vorhandenen Messdaten aus verschiedenen Versuchsreihen der BAuA, siehe [4] und [5], waren für eine Modellerweiterung nicht ausreichend. Dementsprechend wurde im Projekt F2070 eine umfangreiche Versuchsreihe mit acht männlichen Probanden mittleren Alters auf der Hexapod Anlage der BAuA in Berlin durchgeführt.

Im Rahmen der Messungen wurden sinusförmige Expositionen mit einem Frequenzgehalt von 0,5 bis 11 Hz in Schritten von 0,5 Hz in alle drei Raumrichtungen separat aber auch kombiniert aufgebracht. Zur Bewertung des Einflusses der Anregungsstärke wurden die Messungen mit drei unterschiedlichen Intensitäten (I1 – I3) mit einem Effektivwert von 0,42, 0,85 und 1,70 m/s² durchgeführt.

Beim Versuch kamen maßgeblich folgende Mess-Systeme zum Einsatz:

- Kistler Kraftmessplatten für Lehne, Kissen und Fußbereich,
- Beschleunigungsaufnehmer (Wirbel L5, Brustbein, Akromion und Kopf),
- Motion Capture System ProReflex mit 33 Markern auf Proband und Setup,
- Oberflächenelektroden zur Bestimmung des EMG Potentials und des EKGs.

Gegenüber den bisherigen Messungen ist ein besonderer Vorteil der Einsatz des Motion Capture Systems mit einer Samplingrate von 100 Hz. Dadurch können Schwingformen des Körpers bis 20 Hz bestimmt werden und zur Validierung des FE-Modells eingesetzt werden.

Im Rahmen des Versuchs wurden drei Haltungen (aufrecht sitzend, 30° nach vorne gebeugt und 30° nach links um Körperachse gedreht, siehe Bild 3) untersucht.

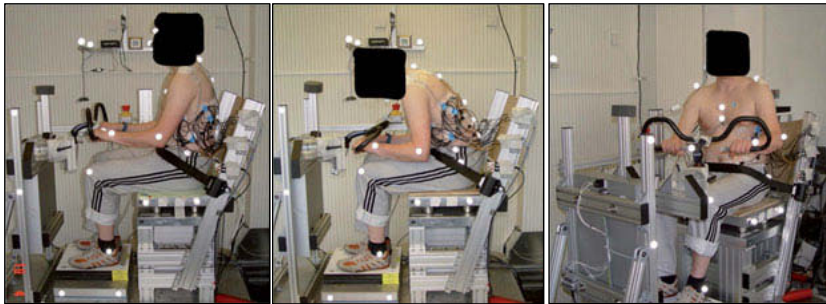


Bild 3: Untersuchte Haltungen für Hauptversuch: aufrecht, nach vorne gebeugt und tordiert

Ein weiterer wichtiger Bestandteil war die Messung von EMG-Potentialen von insgesamt 23 Muskeln im Abdomen- und Rückenbereich mittels Oberflächen Elektroden. Die Auswahl der Muskeln erfolgt nach Ihrem Einfluss auf die Stabilisierung der Haltung des Oberkörpers. Insbesondere sind hier die Messung des *M.longissimus*, *M.ileocostalis*, *M.multifidus* und des *M.obliquus externus/ internus* hervorzuheben.

Die Bearbeitung der Rohdaten der Messung erfolgte durch die BAuA. Zuerst wurden Bewegungsartefakte sowie der QRS-Komplex des EKG Signals eliminiert. Danach wurden die EMG Daten über ein Averaging Verfahren gemittelt, um für die Umsetzung im FE-Modell adäquate Aktivierungsprofile zu erhalten, Blüthner [14]. Eine gleichwertige Mittelung erfolgte auch für die Daten des Motion Capture Systems und der Kraftmessplatten sowie die Beschleunigung. Exemplarisch ist die Vorgehensweise für das Anregungssignal des starren Sitzes in Bild 4 dargestellt.

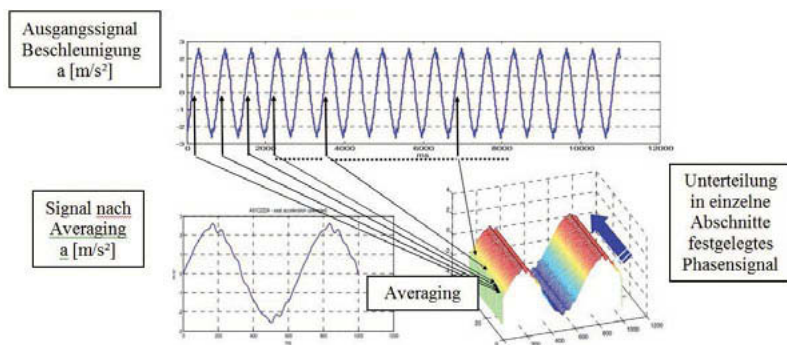


Bild 4: Beispiel für Averaging Verfahren für Beschleunigung am Sitz, Blüthner [14]

Im letzten Schritt wurden die EMG-Signale aller Probanden zusammengefasst und gemittelt, um individuelle Effekte zu normieren. Dabei konnten die Feststellungen aus den ursprünglichen Untersuchungen der BAuA mit einer erhöhten Muskelaktivität im Bereich von ca. 2 bis 5 Hz bei einer Anregung in Z-Richtung bestätigt werden. Dabei ist aber anzumerken, dass dies nur bei der höchsten Intensität I3 gut feststellbar war, siehe Bild 5.

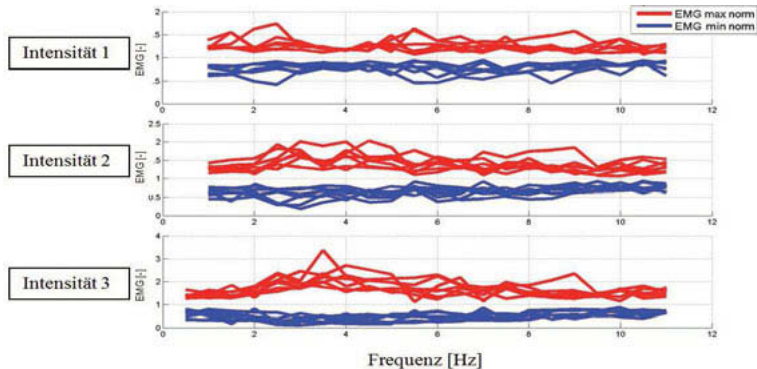


Bild 4: Genormte EMG-Signale für I1 bis 3 – Z-Anregung, *M.longissimus p. lumb.* Links

4. Validierung FE Menschmodell anhand Daten des Motion Capture System

Die grundsätzliche Idee der Modellerweiterung war die Einbindung der dynamischen Muskelaktivität in Abhängigkeit einer Modellgröße wie z.B. Dehnungen oder Dehngeschwindigkeiten. Dies setzt natürlich voraus, dass zuvor eine Relation zwischen dieser Modellgröße und den mittels EMG Potentialen gemessenen Aktivitätsmustern definiert wird. Hierzu musste in einem ersten Schritt das dynamische Verhalten des Modells in Bezug auf die Deformation der Muskelstränge überprüft werden.

Eine Validierung von Muskeldehnungen des Modells direkt über Messungen ist nicht möglich. Als Alternative erfolgte ein Vergleich von Betriebsschwingformen unter harmonischer Anregung mittels des Motion Capture Systems ProReflex. Darüber können dreidimensionale Bewegungsmuster unter Einwirkung von Ganzkörpervibration visualisiert und somit für eine Validierung des Modellverhaltens herangezogen werden. Aus dem Hauptversuch wurden die gemittelten Messdaten einzelner Marker verwendet. Eine Visualisierung der Betriebsschwingform erfolgte mit dem Tool ME'Scope [15]. Hierzu wurde zuerst anhand der Ausgangskordinaten ein vereinfachtes Modell des belegten Sitzes aufgebaut, siehe Bild 5.

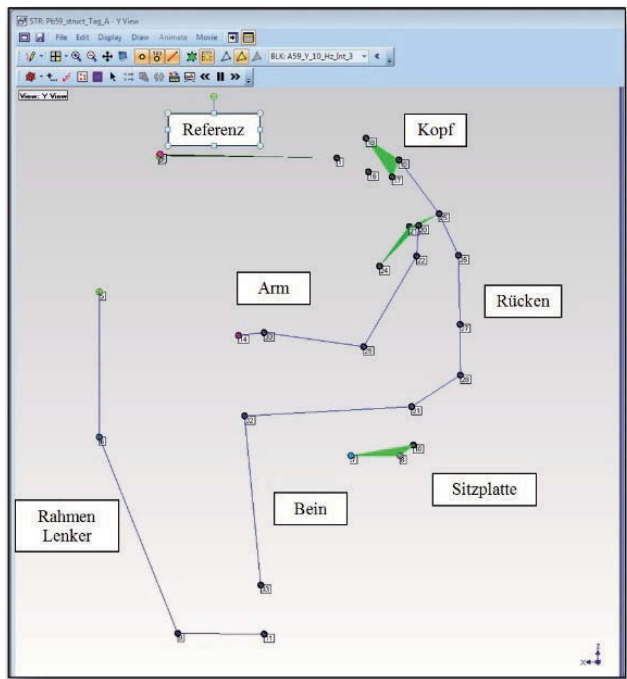


Bild 5: Benutzer Oberfläche ME'scope: Darstellung vereinfachtes Modell

Danach wurden die Messdaten den definierten Knoten zugewiesen, um die Betriebsschwingform zu animieren. Die Messdaten wurden zuvor aufwändig von der BAuA aufbereitet, um Artefakte wie z.B. Reflexionen zu eliminieren. Die Auswertung erfolgte für alle Probanden für die drei Anregungsrichtungen nur für I3. Bezüglich der Frequenzen wurden nur 1, 2, 3, 4, 5, 8 und 10 Hz betrachtet. In X- und Z-Richtung korrelierten die Daten der Probanden sehr gut. Größere Abweichungen waren dahingegen für die Y-Anregung erkennbar, so dass hier nicht eindeutig eine Betriebsschwingformen für den Vergleich mit dem Modell verwendet werden konnte. Nachfolgende Bildersequenz zeigt das Verhalten der Probanden und des Modells unter Anregung in Z-Richtung bei 3 Hz für die Phase von -180 bis 0° , siehe Bild 6.

Durch die gute Überstimmung mit den Messdaten ist das Modellverhalten für die Analyse von Ganzkörpervibrationen validiert und kann somit auch für die Bestimmung der Muskeldehnung verwendet werden.

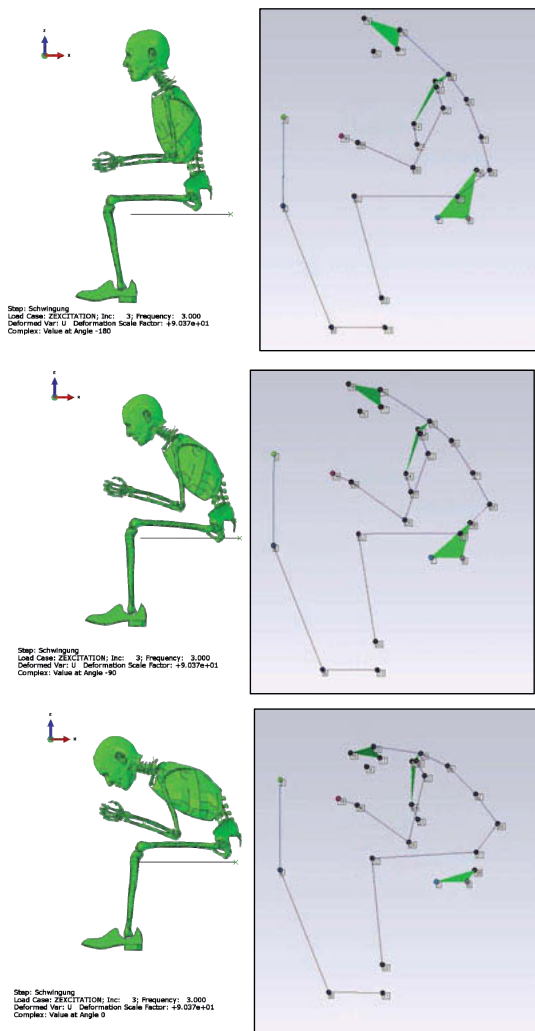


Bild 6: Vergleich Messung und Simulation bei gebeugter Haltung und 3 Hz Anregung in Z

5. Definition Aktives Muskelmodell

Im nächsten Schritt wurde das interne Übertragungsverhalten des Modells zwischen Anregung Gesäß und Muskeldehnung Δt_{Mus} bestimmt. Aus der Kombination zwischen Messung und Simulation war somit der komplette Ablauf bis zum EMG-Potential analysierbar, siehe Bild 7.

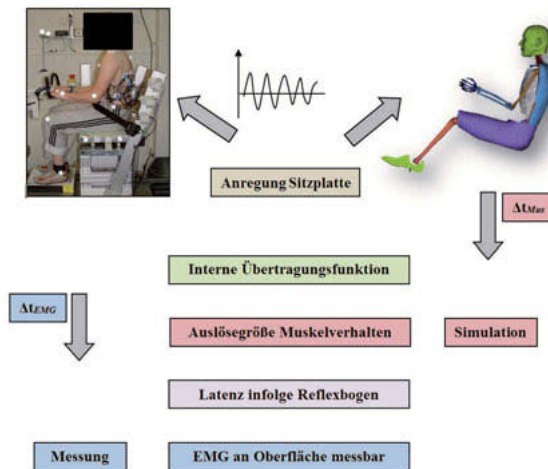


Bild 7: Ablauf Anregung bis EMG Potential für Messung und Simulation

Die nächste Aufgabe bestand nun in der Definition der Auslösegröße für die erhöhte dynamische Muskelaktivität. Grundsätzlich sind hier verschiedene Deformationsgrößen wie maximale Dehnung oder Dehnrate denkbar. Die Überprüfung der möglichen Auslösegrößen erfolgte anhand des Zeitunterschieds zur Anregung der Sitzplatte. Addiert man hierzu die Latenz infolge des Reflexbogens (~ 30 ms), so sollte sich die Phase des EMG Signals zur Anregung, Δt_{EMG} , ergeben, siehe Bild 8.

$$\Delta t_{EMG} - \text{Latenz infolge Reflexbogen} = \Delta t_{Mas}$$

Bild 8: Gleichung zur Abstimmung zwischen Messung und Simulation

Dabei konnte die beste Übereinstimmung für die Dehnung kurz nach dem Nulldurchgang von Druck zu Zug festgestellt werden. Hierbei ist anzumerken, dass dies dem Maximum der Dehnungsrate, also der entsprechenden Geschwindigkeitsgröße, entspricht. In einigen Veröffentlichungen wird dies auch als eine relevante Auslösegröße propagiert, siehe [16].

Eine entsprechende Analyse wurde für alle gemessenen und gleichzeitig im Modell vorhandenen Muskeln durchgeführt. Dabei konnte eine gute Übereinstimmung für die Rückenmuskulatur für die Anregung in Z und für die Bauchmuskulatur für die Anregung in X festgestellt werden.

In einem weiteren Schritt wurde die Phase der maximalen Muskeldehnung im Modell zur Anregung für die X- und die Z-Richtung analysiert, siehe Bild 9 und 10. Dabei fällt auf, dass der Phasenverlauf für die Muskeln mit guter Übereinstimmung für die Auslösegröße sehr ähnlich ist (Bild 9 grüne Kurven und Bild 10 orange Kurven).

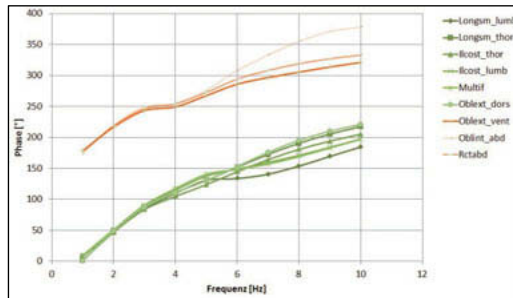


Bild 9: Gegenüberstellung Phase aller Muskel für Z-Anregung aufrechte Haltung

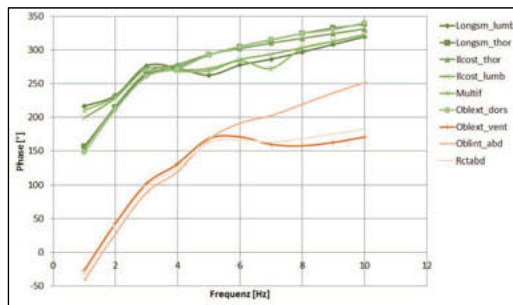


Bild 10: Gegenüberstellung Phasenverzug aller Muskel für X-Anregung aufrechte Haltung

Somit scheint die Phase der maximalen Dehnung geeignet, um eine erhöhte Muskelaktivierung im Modell zu identifizieren. Weist ein Muskel in Bezug auf die Beschleunigung an der Sitzoberfläche einen ähnlichen Phasenverlauf wie gezeigt auf, so ist aufgrund der Ergebnisse qualitativ von einer Erhöhung der Aktivität auszugehen.

6. Simulation Humanschwingung mit und ohne dynamischem Aktivierungsmuster

In einem ersten Ansatz wurde die Muskelsteuerung im Zeitbereich implementiert. Dabei traten aber numerische Instabilitäten auf, welche letztlich dazu führten, diesen Ansatz nicht weiter zu verfolgen. Aus diesem Grund erfolgte die letztliche Umsetzung im Frequenzbereich über die folgenden Schritte:

1. Berechnung des Modellverhaltens unter Gravitation. Bestimmung der Muskeln mit erhöhter Muskelaktivität anhand Phasenverlauf für definierte Anregung.
2. Definition und Einbindung erhöhte Muskelaktivität in Simulation
3. Lokale und globale Betrachtung Körperverhalten mit und ohne Reflex

Der erste Schritt war die Simulation mit dem Ausgangsmodell. Hierzu wurde das statische Einsitzen und darauf aufbauend das dynamische Ganzkörperverhalten bestimmt. Über die Phase der maximalen Muskeldehnung zur Anregung wurde die Entscheidung für erhöhte Muskelaktivierung getroffen.

Im nächsten Schritt erfolgte die Einbindung der Muskelaktivität in das Modell über *Connectoren*. Diese diskreten Elemente ermöglichen das direkte Aufbringen von komplexen Kräften im Frequenzbereich, welche durch die erhöhte Muskelaktivität entstehen. Die Einbindung erfolgte parallel zu den bestehenden Muskelementen. Für die *Connectoren* waren die folgende Größen zu definieren:

1. Veränderung der Muskelaktivität gegenüber Niveaus infolge Gleichgewicht und
2. Phasenverzug gegenüber Anregung.

Da die erhöhte Muskelaktivität nur qualitativ und nicht quantitativ im Modell nachgewiesen werden konnte, wurde der Level der Erhöhung direkt aus den gemessenen EMG Potentialen des Hauptversuchs übernommen. Für die zukünftige Anwendung stellt dies natürlich das Problem dar, dass eine Quantifizierung ohne EMG-Daten eigentlich nicht möglich ist. Dies kann aber mit einer Datenbank aus den aktuellen Versuchsdaten umgangen werden.

Im letzten Schritt erfolgte die Simulation und Bewertung der erhöhten Muskelaktivität auf die Belastung der LWS für folgende Szenarien:

1. Aufrechte Haltung Anregung in Z Richtung,
2. Aufrechte Haltung Anregung in X-Richtung,
3. Vorgebeugte Haltung Anregung in Z Richtung und
4. Vorgebeugte Haltung Anregung in X-Richtung.

Die Simulationen wurden für 1 bis 10 Hz mit einer Verschiebungsamplitude von 1 mm durchgeführt. Vor einer detaillierten Bewertung der LWS wurde zuerst das globale Schwingungsverhalten für 2, 4, 6, 8 und 10 Hz mit und ohne Anpassung der Muskelaktivität betrachtet. Dabei konnte bis auf eine verstärkte Pendelbewegung im Bereich von 2 Hz kein nennenswerter Unterschied festgestellt werden.

Anschließend erfolgte die Bewertung der internen Belastung der LWS über ein Submodell des Segmentes L4 / L5 (Siefert [11]), siehe Bild 11.

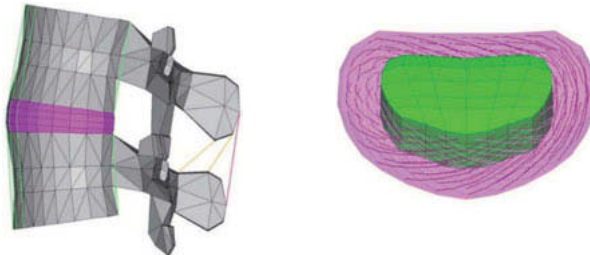


Bild 11: Detailmodell LWS Segment aus [11]

Dazu erfolgte zunächst die Analyse mit dem Ganzkörpermodell mit und ohne zusätzliche Aktivierung. Danach wurden die statischen und dynamischen Verschiebungen der Wirbelkörper L4 und L5 ausgewertet und als Zwangsbedingung auf das Submodell aufgebracht. Für die symmetrische Belastung bei X- und Z-Anregung wurden die Verschiebungen dieser Achsen sowie die Rotation um die Y-Achse angesetzt. Dabei war für die Dynamik der Phasenunterschied zwischen den Bewegungsanteilen zu berücksichtigen, d.h. die Größen wurden als Real- und Imaginäranteile auf das Submodell aufgebracht. Die Bewertung der Belastung der LWS erfolgte integral über die Reaktionskraft von L5. Nachfolgend sind die Ergebnisse für die Z-Anregung bei aufrechter Haltung, Bild 12, sowie für die X-Anregung bei vorgebeugter Haltung gezeigt, Bild 13.

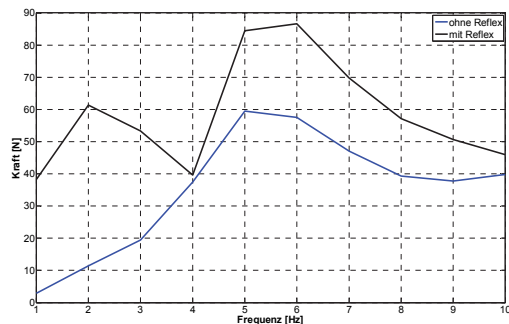


Bild 12: Belastung LWS mit und ohne Reflex für aufrechte Haltung mit Z-Anregung

Für die aufrechte Haltung unter Z-Anregung erhöht sich die maximale Belastung im Resonanzbereich von 5 bis 6 Hz von 60 auf über 80 N, was einem Anstieg von bis zu 40 % entspricht.

Zusätzlich kann für das Modell mit Reflex ein zweiter Peak im Bereich von 2 Hz Infolge der verstärkten Pendelbewegung identifiziert werden.

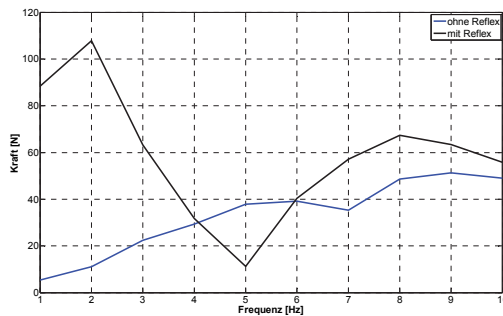


Bild 13: Belastung LWS mit und ohne Reflex für vorgebeugte Haltung mit X-Anregung

Betrachtet man sich das Ergebnis für die vorgebeugte Haltung so ist auch hier für die Simulation mit Reflex ein zusätzlicher Peak im niederfrequenten Bereich bis 2 Hz erkennbar.

Anhand der Ergebnisse konnte gezeigt werden, dass die durch die EMG-Messungen festgestellte erhöhte Aktivität einen starken Einfluss auf das Belastungsniveau besitzt. Es kann für den kompletten Frequenzbereich eine teilweise starke Erhöhung festgestellt werden. Darüber hinaus sind neue Belastungsspitzen im niederfrequenten Bereich bis 2 Hz erkennbar. Basierend auf den Ergebnissen sind bei zukünftigen Analysen dynamische Muskeleffekte zu berücksichtigen.

7. Zusammenfassung

Im Rahmen des Forschungsprojektes F2070 der BAuA wurde ein bestehendes FE Modell des Menschen um einen Ansatz zur Berücksichtigung dynamischer Muskelaktivitäten erweitert. Grundlage für die Definition war ein umfassender Hauptversuch auf der Hexapod Anlage der BAuA. Durch die dabei gewonnenen EMG Messdaten der Rücken- und Bauchmuskulatur konnte eine erhöhte Muskelaktivität bei Anregung in Z und X für den Frequenzbereich von 2 bis 5 Hz nachgewiesen werden.

Im ersten Schritt der Modellbearbeitung erfolgte eine detaillierte Validierung des Ganzkörperverhaltens des bestehenden Modells über die Daten des Motion Capture Systems. Hierbei konnte eine gute Korrelation zwischen Messung und Simulation für die Schwingformen unter harmonischer Anregung festgestellt werden.

Im nächsten Schritt erfolgt über die Kombination aus EMG-Signal und Muskeldehnungen im Modell eine Analyse möglicher Auslösegrößen. Die beste Übereinstimmung konnte hierbei das Überschreiten von negativer zu positiver Dehnung festgestellt werden. Die Implementierung im Modell erfolgte über diskrete *Connector* Elemente, deren Eigenschaft teilweise aus dem Modell sowie teilweise anhand der EMG Messungen bestimmt wurde.

Abschließend erfolgte eine exemplarische Implementierung für das Perzentil m50 für die aufrechte und vorgebeugte Haltung. Mit dem Modell wurde zuerst das Ganzkörperverhalten analysiert, wobei nur marginale Unterschiede mit und ohne Reflex festgestellt wurden.

Im letzten Schritt wurde die interne Belastung auf die LWS beurteilt, wobei die Anregung aus dem Ganzkörpermodell ermittelt wurde. Die Bewertung erfolgte über die integrale Kraft zwischen beiden Wirbelkörpern. Dabei konnte ein grundsätzlicher Anstieg der Belastung festgestellt werden, wobei die Maxima im Bereich der Hauptresonanz sich teilweise um bis zu 60 % erhöhte.

Anhand der Ergebnisse konnte gezeigt werden, dass die durch die EMG-Messungen festgestellte erhöhte Aktivität einen starken Einfluss auf das Belastungsniveau besitzt und somit bei zukünftigen Analysen berücksichtigt werden sollte.

8. Danksagung

Die Arbeiten wurden im Rahmen des Forschungsprojektes F2070 der BAuA durchgeführt. Für die finanzielle Unterstützung dieser Arbeit bedanken sich die Autoren.

9. Literaturangaben

- [1] Siefert, A. et al.: Aktives Rumpfmuskelmodell zur verbesserten Berechnung der Beanspruchung der Lendenwirbelsäule durch Ganzkörpervibrationen. Abschlussbericht zu Projekt F2070 der BAuA, Berlin 2017
- [2] Mischke, Ch. et al.: Belastung der Wirbelsäule durch Ganzkörperschwingungen mit variabler Frequenz, Intensität und Einleitungsrichtung. Abschlussbericht zu Projekt F2028 der BAuA, Berlin 2007
- [3] Seidel, H. et al.: Belastung der Lendenwirbelsäule durch stoßhaltige Ganzkörperschwingungen. Schriftenreihe der BAuA, Fb 01 HK 061, 1995
- [4] Blüthner, R. et al.: Zur Zeitstruktur elektromyografischer Aktivität ausgewählter Rückenmuskeln unter Einwirkung von Ganzkörperschwingungen – experimentelle Befunde und Bedeutung für die Abschätzung der Wirbelsäulenbeanspruchung mittels biomechanischem Modellansatz. Humboldt-Universität zu Berlin Diss., 1996
- [5] Blüthner, R. et al.: Myoelectric response of back muscles to vertical WBV with different magnitudes at different postures, Journal of Sound and Vibration, 2002, Seite 37-56
- [6] Buck, B.: Ein Modell für das Schwingungsverhalten des sitzenden Menschen mit detaillierter Abbildung der Wirbelsäule und Muskulatur im Lendenbereich. TU Darmstadt Diss., Shaker Verlag, ISBN 3-8265-2970-7, 1997
- [7] Pankoke, S.: Numerische Simulation des räumlichen Ganzkörperschwingungsverhalten des sitzenden Menschen unter Berücksichtigung der individuellen Anthropometrie und Haltung. TU Darmstadt Diss., VDI Verlag, ISBN 3-18-352212-8, 2002
- [8] Hofmann, J. et al.: Individualisierbares FE-Modell des sitzenden Menschen zur Berechnung der Beanspruchung bei dynamischer Anregung – Ganzkörpermodell und Submodell LWS. Schriftenreihe BAuA Fb994, 2003
- [9] Gohl, C.: Modellierung eines geometrisch realitätsnahen Skeletts und Einbindung in ein FE-Ganzkörpermodell des sitzenden Menschen. Diplomarbeit TU Darmstadt, 2004
- [10] Siefert, A., et al.: Development of a detailed Buttock and Thigh Muscle Model for the Dynamic Occupant Model CASIMIR. SAE Digital Human Modeling Conference, Paper 08DHM-0043, Pittsburgh USA, 2008

- [11] Siefert, A.: Numerische Modellierung und experimentelle Validierung der passiven und aktiven mechanischen Eigenschaften des menschlichen Gewebes und dessen Implementierung in ein Ganzkörpermodell. TU Darmstadt Diss., Shaker Verlag, 2013
- [12] Griffin, M.J.: Handbook of Human Vibration, Elsevier, 1996
- [13] Huber, G.: Dependence of spinal segment mechanics on age and posture. BAuA Bericht zu Projekt 2069, ISBN 978-3-88261-112-0, 2010
- [14] Blüthner, R, et al.: Human test data for enhancement of FE-model CASIMIR to investigate effects of active muscle patterns within WBV on internal body loads. 5th Conference on Whole Body Vibration Injuries, Amsterdam 2014
- [15] Vibrant Technology: *MEscope Version 5.1*. <http://vibetech.com/>, 2010
- [16] Lee, S.H.: Biomechanical Modeling and Control for the Human Body for Computer Animation. University of California, Los Angeles, PHD-thesis, 2008
- [17] Simulia 3DS: ABAQUS – Documentation, Version 6.12-1, Simulia 3DS (2011), USA

Dynamische Druckverteilungsmessungen zur Komfortbewertung

M. A. J. Keiner, M.Sc. L. Vollmann,
ISRINGHAUSEN GmbH & Co KG, Lemgo

Kurzfassung

Im Folgenden wird die dynamische Druckverteilungsmessung der statischen Druckverteilungsmessung als objektive Messmethode zur Komfortbewertung gegenübergestellt. Es wird aufgezeigt welche Vorteile das dynamische Messverfahren gegenüber dem statischen aufweist und welche Parameter für eine ergonomisch betrachtete Sitzdruckverteilung zu berücksichtigen sind. Für dieses Vorgehen wird die Anatomie vom menschlichen Gesäß als abhängige Variable definiert. Es werden Druckverteilungsbilder aus Aufzeichnungsreihen als Beispiele gezeigt, anhand derer ein mögliches Analyseverfahren zur Auswertung diskutiert wird. Als Abschluss wird ein Ausblick in noch zu erarbeitende Problemlösungen gegeben und welches Ziel mit der Entwicklung der dynamischen Druckverteilungsmessung in der Entwicklung von Fahrzeugsitzen wird verfolgt wird.

1. Motivation

Komfortbewertung ist in der Sitzentwicklung ein Parameter, der immer wieder subjektiv diskutiert wird. Um diesen Einflussfaktor zu objektivieren, soll die dynamische Druckverteilungsmessung als eine verifizierte Messmethode betrachtet werden. Die Schwierigkeiten bei der Analyse und Auswertung bisheriger Untersuchungen, zeigen sich immer wieder in der Betrachtung des Menschen als abhängige Variable im Versuchsaufbau. Die Funktionalität des Sitzes muss nach den Parametern, die zur Ausführung der Sitzaufgabe am Fahrerarbeitsplatz Voraussetzung sind, beschrieben werden. Die Sitzaufgabe ist die auszuführende Aufgabe des Sitzens, die Dauer des Sitzens und die dafür eingenommene Sitzhaltung. Das Sitzen ist nicht die Tätigkeit, sondern die einzunehmende Haltung, um die Tätigkeit Fahren ausführen zu können. Somit eine Zwangshaltung, die dem Fahrer vorgegeben wird, in der er sich über einen längeren Zeitraum nicht natürlich bewegen kann. Der Sitz ist das Hilfsmittel für den Fahrer, mit dem er seine Arbeitsaufgabe zu bewältigen hat. Anders als bei der Sitzaufgabe zum Beispiel im Büro auf einem Bürostuhl, kann der Fahrer während der Fahrt nicht aufstehen und umhergehen, wenn Ihm das Sitzen, verursacht durch anhaltende Druckbelastung, unangenehm wird.

Er ist an seinen Sitz gebunden. Dies beschreibt die Motivation den Versuchsaufbau der Druckverteilungsmessung aus einer anderen Perspektive zu betrachten. Mit Hilfe der Definition des Gesäßes als abhängige Variable. Mit dieser Sichtweise soll ein Messverfahren entwickelt werden, welches die Druckbeanspruchung auf das Gesäß über einen längeren Zeitraum während der Fahrt sichtbar macht. Das Messverfahren sollte herausstellen können, welche Parameter, wie z.B. Passform und Materialeigenschaften in der Sitzentwicklung dem Gesäß angepasst werden. Interdisziplinär betrachtet, ist diese Vorgehensweise zum Beispiel aus der Entwicklung von Rollstuhlsitzflächen, Fahrradsätteln und Reitsätteln bekannt.

2. Belastung von Sitzoberflächen auf das Gesäß des Okkupanten

Das statische Belastungsszenario ist keinesfalls repräsentativ für die tatsächliche Beanspruchung auf das Gesäß während der Fahraufgabe.

Die Beanspruchung auf das Gesäß, durch die Sitzfläche, wird bei dynamischer Druckverteilungsmessung sichtbar. Beanspruchungsparameter wie Druckspitzen und Verlauf des Kraftangriffspunktes, unter dem Gesäß, werden analysiert und zur Beurteilung der statischen und dynamischen Belastung der Gesäßstrukturen herangezogen. Der Hauptanteil der Gewichtsübertragung des Rumpfgewichtes erfolgt ausschließlich über die Sitzbeinhöcker. Diese anatomisch funktionelle Einheit ist gestört, wenn zum Beispiel in anderen Regionen höhere oder ähnlich hohe Druckspitzen identifiziert werden. Auch Druckspitzen, die keinen Rückschluss auf anatomische Strukturen zulassen sind nicht in Ordnung. Es liegen damit wissenschaftlich fundierte Fakten vor, die in der Unterscheidung für oder gegen ein korrektes Ergebnis sprechen.

Es stellt sich die Herausforderung, die Gestaltung der Sitzflächen auf die Beanspruchung des menschlichen Gesäßes hin zu prüfen. Messtechnisch kann die Beanspruchung visualisiert und quantifiziert werden.

3. Das menschliche Gesäß als abhängige Variable.

Für die Definition der Variable, sind Anatomie, Anthropometrie und Sitzaufgabe heranzuziehen. Anatomisch richtig, wird das meiste Rumpfgewicht beim Sitzen über die Sitzbeinhöcker auf die Sitzfläche übertragen. Das gilt für Frau und Mann und das jeweils individuelle Körpergewicht. Die Beanspruchung des Skeletts passiert durch die Kraftübertragung der Sitzbeinhöcker auf die Sitzoberfläche.

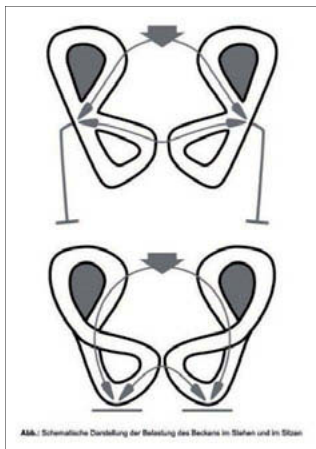


Bild 1: Übertragung der Rumpflast über die Sitzbeinhöcker auf eine Kontaktfläche [1]

Durch die Beanspruchung der Sitzbeinhöcker werden keine anatomischen Strukturen wie Organe, Blutgefäße, Nerven, Muskel- und Sehnenansätze mit Druckspitzen belastet. Das Rumpfgewicht wird je nach Perzentil im Handbuch der Ergonomie [2] in hinterer Sitzhaltung beschrieben. Anteil am Gesamtgewicht (%) hintere Sitzhaltung: 5%il 58,7% und 95%il 77,7%. Teilgewichtskraft (N) hintere Sitzhaltung: 5%il weiblich 270,6N und 95%il männlich 724,2N. Ein anatomisch richtiges Sitzdruckrelief kann mit Hilfe einer Druckverteilungsmessung eindeutig optisch visualisiert werden. Druckspitzen sollen unter beiden Sitzbeinhöcker zu identifizieren sein und dienen als Referenzwert für die anderen Bereiche.

Belastungszone des Rumpfes durch direkte Druckmessungen auf dem Sitz (Sitzdruckrelief).

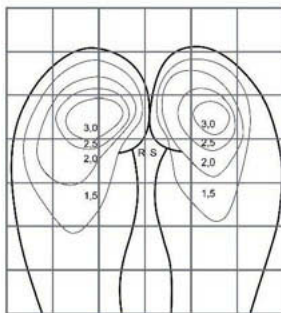


Bild 2: Sitzdruckrelief nach Schoberth [3]

Die anthropometrischen Maße der Sitzbeinhöcker werden in der Datensammlung *Adult data* [4] beschrieben.

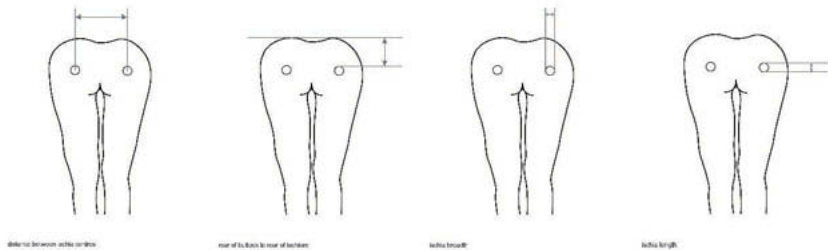


Bild 3: Maße Sitzbeinhöcker Adult Data [4]

Zusätzliche Beanspruchung entsteht durch Reibbewegungen, wenn der Fahrer das Gas- oder Bremspedal bedient. So wie bewusste Rutsch- und Entlastungsbewegungen in Folge von langanhaltender Sitzdauer. Druckspitzen werden demnach dann sichtbar ausgeprägt, wenn Gegendruck erzeugt wird, oder durch die Verlagerung von Körpergewicht durch Bewegung des Okkupanten stattfindet. Die im Gewebe liegenden Mechanorezeptoren sensieren die auftretenden Zug-, Druck- und Scherkräfte. Die Beanspruchung von Bändern und Sehnen der Hüfte, des Steißbeines und Kreuzbeines, sowie den Beckenboden stellen Beanspruchungen dar, welche individuell je nach Körpermaß (5%, 50%, 95%) abhängig von der Sitzoberfläche ausgeprägt sind. Anatomische Strukturen, welche nicht für die Druckübertragung der Rumpflast auf die Kontaktfläche vorgesehen sind, sind definiert. Bei einem Druckverteilungsbild, wird daher als erstes geprüft, in wie weit ein anatomisch korrektes Druckverteilungsrelief zu identifizieren ist.

4. Statische und dynamische Druckverteilungsmessung auf Sitzflächen

Bei einer statischen Druckverteilungsmessung gibt es keine Anregung über den Sitz. Die Messung findet in einem stehenden Fahrzeug oder auf einem statischen Prüfstand statt. Die Schwankungen der Druckverteilungswerte resultieren aus der Bewegung des Okkupanten auf dem Sitz und der Reaktion der Materialeigenschaften auf das einwirkende Gewicht des Okkupanten.

Eine dynamische Druckverteilungsmessung auf der Sitzfläche macht sichtbar, wie die Beanspruchung auf das Gesäß des Okkupanten bei zusätzlicher Anregung durch den Sitz ausfällt.

Charakteristisch ist der Unterschied zwischen Druckmaxima und Druckminima in Folge der einwirkenden Anregung. Der Okkupant wird in das Material der Sitzoberfläche hineingedrückt und herausgehoben. Diese Schwankungen sind deutlich höher, als bei einer statischen Messung. Zusätzlich kann eine Veränderung der Druckverteilung über die Zeit gegenüber der statischen Messung festgestellt werden.

Im Beispiel wird die Analyse einer statischen und dynamischen Druckverteilung einer 50%il Frau und eines 50%il Mannes dargestellt. Die dynamische Messung erfolgte auf einem vertikalen Schwingungsprüfstand mit einer breitbandigen Anregung im Frequenzbereich 1 – 10 Hz des nach ISO 2631 hoch bewerteten Frequenzbereich für den sitzenden Menschen. Der Schwingungsprüfstand bietet den Vorteil, dass unabhängig von individuellen Fahrzeugsignalen, der Einfluss der dynamischen Anregung in allen relevanten Frequenzbereich untersucht werden kann.

Bild 5 zeigt die schematische Einteilung der Druckverteilungsbilder in die Bereiche Sitzbeinhöcker (SBH) links und rechts sowie den Steißbeinbereich. Diese Bereiche sind für die Auswertung einer Druckverteilungsmessung am aussagekräftigsten. Graphisch dargestellt werden die Druckspitzen dieser drei Bereiche über die gesamte Aufzeichnungslänge mit einer linearen Trendlinie um den Anstieg, oder Abfall deutlich zu machen. Bildlich werden die ersten 120 Sekunden, die mittleren 360 Sekunden und die letzten 120 Sekunden gemittelt dargestellt.

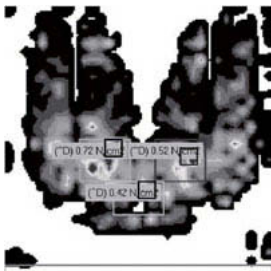


Bild 4: Schematisches Bild der Einteilung in die zu analysierenden Bereiche Sitzbeinhöcker und Steißbeinbereich

50%il Frau 158,5 cm 58,5 kg
statische Druckverteilungsmessung

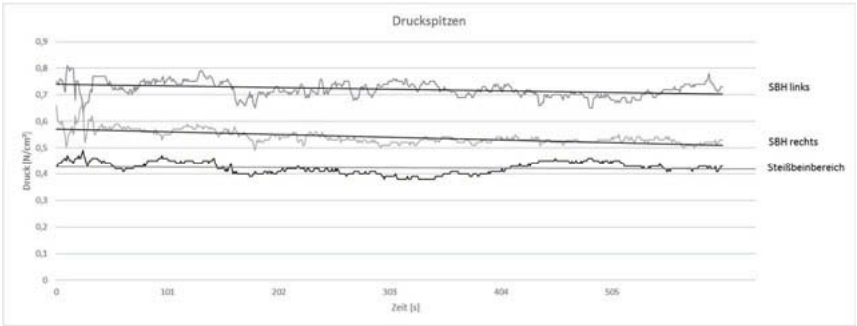


Bild 5: Druckspitzenverlauf über die Zeit der festgelegten Bereiche Sitzbeinhöcker (SBH) links, rechts und Steißbeinbereich

Tabelle 1: Trendlinienverlauf der Druckspitzen

	0 - 120 s	120 - 480 s	480 - 600 s
SBH links	0,74 N/cm²	0,72 N/cm²	0,71 N/cm²
SBH rechts	0,57 N/cm²	0,53 N/cm²	0,53 N/cm²
Steißbeinbereich	0,44 N/cm²	0,41 N/cm²	0,43 N/cm²

Bildliche Darstellung der Druckverteilung über die Zeit

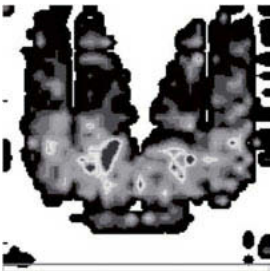


Bild 6: Gemittelt 1 - 120 s

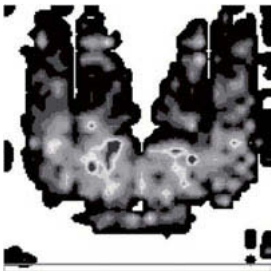


Bild 7: Gemittelt 120 - 480 s

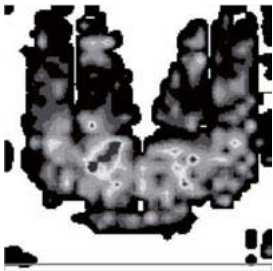


Bild 8: gemittelt 480 - 600 s

Dynamische Druckverteilungsmessung

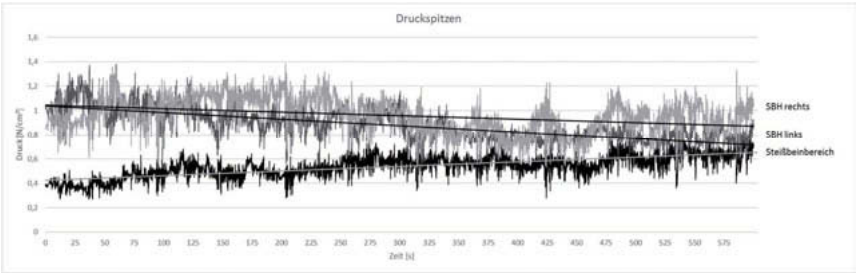


Bild 9: Druckspitzenverlauf über die Zeit der festgelegten Bereiche Sitzbeinhöcker (SBH) links, rechts und Steißbeinbereich

Tabelle 2: Trendlinienverlauf der Druckspitzen

	0 - 120 s	120 - 480 s	480 - 600 s
SBH rechts	0,99 N/cm²	0,95 N/cm²	0,95 N/cm²
SBH links	1,02 N/cm²	0,86 N/cm²	0,78 N/cm²
Steißbeinbereich	0,43 N/cm²	0,54 N/cm²	0,63 N/cm²

Bildliche Darstellung der Druckverteilung über die Zeit



Bild 10: gemittelt 1 - 120 s

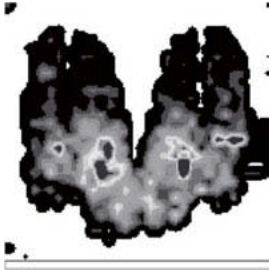


Bild 11: gemittelt 120 - 480 s

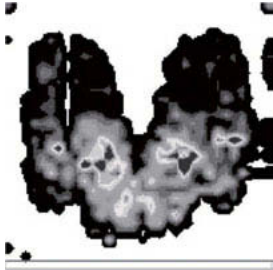


Bild 12: gemittelt 480 - 600 s

50%il Mann 174 cm 77 kg
Statische Druckverteilungsmessung

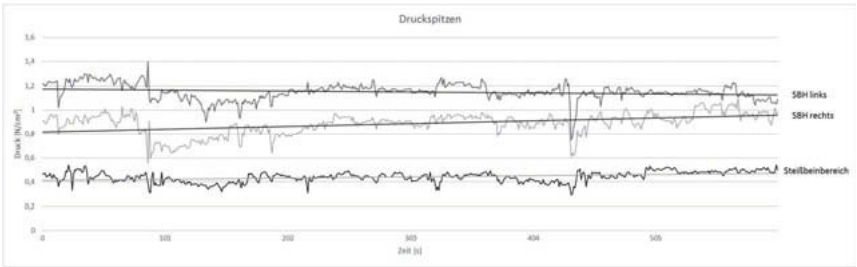


Bild 13: Druckspitzenverlauf über die Zeit der festgelegten Bereiche Sitzbeinhöcker (SBH) links, rechts und Steißbeinbereich

Tabelle 3: Trendlinienverlauf der Druckspitzen

	0 - 120 s	120 - 480 s	480 - 600 s
SBH links	1,2 N/cm²	1,14 N/cm²	1,14 N/cm²
SBH rechts	0,85 N/cm²	0,87 N/cm²	0,96 N/cm²
Steißbeinbereich	0,43 N/cm²	0,43 N/cm²	0,49 N/cm²

Bildliche Darstellung der Druckverteilung über die Zeit

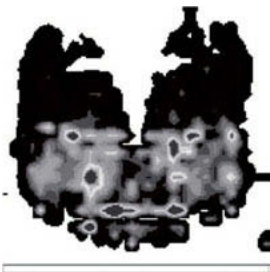


Bild 14: gemittelt 1 - 120 s

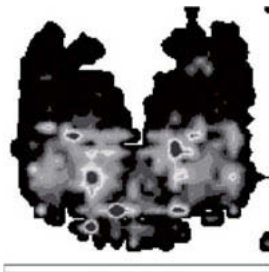


Bild 15: gemittelt 120 - 480 s

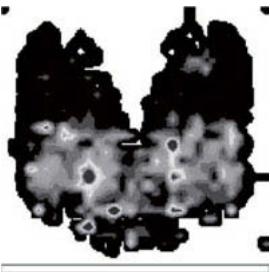


Bild 16: gemittelt 480 - 600 s

Dynamische Druckverteilungsmessung

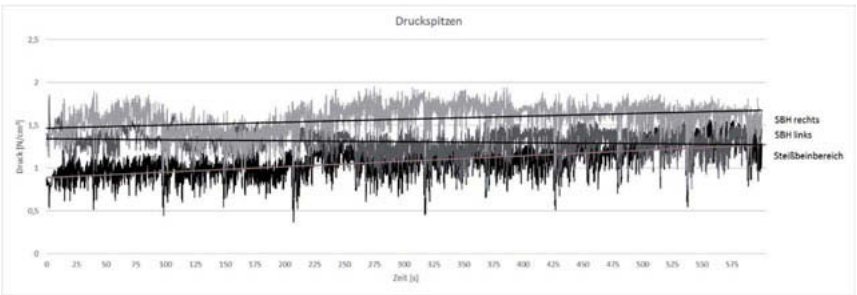


Bild 17: Druckspitzenverlauf über die Zeit der festgelegten Bereiche Sitzbeinhöcker (SBH) links, rechts und Steißbeinbereich

Tabelle 4: Trendlinienverlauf der Druckspitzen

	0 - 120 s	120 - 480 s	480 - 600 s
SBH rechts	1,51 N/cm ²	1,59 N/cm ²	1,61 N/cm ²
SBH links	1,36 N/cm ²	1,3 N/cm ²	1,3 N/cm ²
Steißbeinbereich	0,95 N/cm ²	1,06 N/cm ²	1,28 N/cm ²

Bildliche Darstellung der Druckverteilung über die Zeit

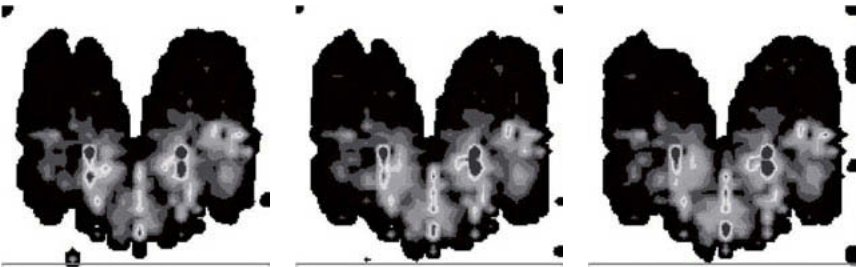


Bild 18: gemittelt 1-120 s

Bild 19: gemittelt 120-480 s

Bild 20: gemittelt 480-600 s

Die Beispiele zeigen bei den dynamischen Messungen einen Anstieg des Druckes im Steißbeinbereich über die Zeit. Die Druckverteilung variiert im gesamten bei den dynamischen Messungen stärker als bei den statischen Messungen. Auch die bildliche Darstellung zeigt eine

deutliche Veränderung der Druckverteilung bei der dynamischen Messung gegenüber der statischen Messung.

5. dynamische Druckverteilungsmessungen als objektives Verfahren zur Beurteilung von Sitzoberflächen

Die Druckverteilung des Rumpfgewichtes steht mit den Materialeigenschaften und der Kontur der Sitzfläche in Wechselwirkung. Druckspitzen, welche aufgrund von Körperbewegung erzeugt werden, zeichnen sich durch Gewichtsverlagerung aus. Hingegen sind Druckspitzen, hervorgerufen durch Anregung, an aufeinanderfolgenden Druckmaxima und Druckminima zu erkennen. Die Druckspitzen fallen über die Dauer der Anregung höher aus, als bei einer statischen Betrachtung. Als objektives Bewertungsverfahren zeigt die Messung Druckspitzen, die anatomisch als falsch lokalisiert werden können. Bei Einfluss durch mechanische Anregung wird bei dynamischer Druckverteilung sichtbar, dass außer den Sitzbeinhöckern, auch umliegende Region, wie der Genitalbereich, das Hüftgelenk und das Steißbein beansprucht werden.

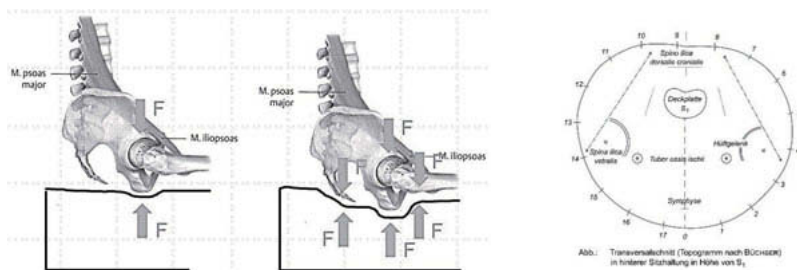


Bild 21: Kraftübertragung Gesäß auf Sitzoberfläche [5], Transversalschnitt (Topogramm nach Büchser) in hinterer Sitzhaltung in Höhe von S1 [6]

Die Messung visualisiert, wo die Sitzoberflächen in Bezug auf Ihre Beschaffenheit hin zu prüfen ist. Die Sitzfläche wird als die unabhängige Variable betrachtet, die als Produkt von Konstruktionsrichtlinien und Materialeigenschaften beeinflussbar ist.

Druckspitzen können durch technische Einheiten im Sitz, oder durch Kleidung entstehen. Das Sitzflächenmaterial komprimiert und der Abstand zu starren Sitzkomponenten ändert sich. Starre Sitzkomponenten sind klassischer Weise Sitzrahmenkomponenten. Aktuelle Komfortfunktionen bedeuten jedoch eine Vielzahl weiterer technischer Einheiten. Diese technischen Einheiten sind nicht verformbare Geometrien, welche im Schaumteil untergebracht werden.

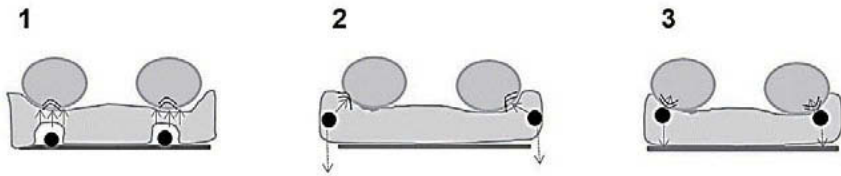


Bild 22: Druck und Gegendruck technische Einheit Querschnitt Sitzpolster Ansicht Seitenwangen unterm Oberschenkel [7]

Festzuhalten ist, dass alle Druckspitzen die auf das Gesäß einwirken, das Sitzverhalten und Druckempfinden des Okkupanten bewusst und unterbewusst beeinflussen. Für eine anatomisch richtige Druckverteilung, muss die Passform der Sitzoberfläche und die Materialauswahl abgestimmt werden. Für die Entwicklung der funktionalen Sitzauflageflächen, könnte die Kontaktfläche und Stützfläche nach Erkenntnissen der Druckverteilungsmessung ausgelegt und überprüft werden. Die Funktionalität und Wirksamkeit von Material und Geometrie für Sitzflächen kann durch die Messung objektiviert werden. Optisch und in konkreten Zahlen würde sich dann exakt bestimmen lassen, welche Kräfte wo auf dem Gesäß wirken.

Auf Basis der Messtechnik und wissenschaftlich fundierten Fakten, könnte durch diesen objektiven Zugang, Defizite und Risikofaktoren, welche zur Störung der Vitalsphäre während der Langzeitsitzaufgabe führen, erkannt werden.

Dann würde der Entwicklung diese Ergebnisse als Entscheidungsvorlage zur Problemlösung vorliegen.

Literaturverzeichnis

- [1] Appell, H.-J.: Funktionelle Anatomie. München: Bergmann [u.a.]. 1986
- [2] Prof. Dr. rer. Nat. Schmidtke, H.: Handbuch der Ergonomie. Koblenz Bundesamt für Wehrtechnik und Beschaffung 1989
- [3] Prof. Dr. med. Schoberth, H.: Richtig sitzen, besser Leben. Kopp Unitex 1986
- [4] Department of Trade and Industry: ADULTDATA The Handbook of Adult Anthropometric an Strength Measurements-Data for Design Safety (Government consumer safety research) Spiral-bound 1998
- [5] Schünke, M., Schulte, E., Schumacher, U.: PROMETHEUS Allgemeine Anatomie und Bewegungssystem. Thieme; 2011. Hinzugefügte Grafik: Keiner, J.: Gewichtsübertragung weiche Polsterunterlage. Lemgo: ISRINGHAUSEN GmbH Co KG 2015
- [6] Prof. Dr. med. Schoberth, H.: Vom richtigen Sitzen am Arbeitsplatz, Wissenschaftliche Untersuchungen, Ergebnisse, Lösungen. GHA e.V., Minden
- [7] Keiner, J.: Druck und Gegendruck technische Einheit Querschnitt Sitzpolster Ansicht Seitenwangen unterm Oberschenkel. Lemgo: ISRINGHAUSEN GmbH Co KG 2015

Numerische Methode zur kombinierten Analyse von Sitz- und Ridekomfort

Numerical methods for combined analysis of seat and ride-comfort

M.Sc. **A. Veeraraghavan**, M.Sc. **Y. Lu**, Dipl.-Ing. **J. Hofmann**,
Dr.-Ing. **A. Siefert**, Wölfel Engineering GmbH + Co. KG, Höchberg

Abstract

Seating comfort and ride comfort for a passenger during a test drive on an automobile seat is a vital factor influencing the decision to buy. Although test studies of manufactured vehicles are performed on specified road-profiles, the amount of subjectivity involved in the evaluation of the dynamic ride-comfort reduces the reliability of such studies to serve as a basis for design. Numerical simulations represent a cost-effective, yet a highly reliable method to evaluate the seating and the ride comfort. In this paper, a numerical approach to analyze the vibrations on the human body arising from real excitations of the whole vehicle is presented. This represents an interface between the seating comfort, where the occupant and the seat are considered separately isolation from the rest of the vehicle, and the ride comfort, where the occupant is subjected to real vibrations arising from the rest of the vehicle. Here, a standard FE-model of the human body, CASIMIR m50 on an automobile seat typically used for static and dynamic seating comfort in Abaqus, [3], is converted into a substructure and used to evaluate the ride comfort in SIMPACK, [8], via the Multi-Body Systems approach.

1. Einleitung

Der Begriff "Ride Komfort" umfasst hauptsächlich alle vom Insassen wahrgenommenen Vibrationen. Er kennzeichnet die Interaktion zwischen dem Insassen und der direkten Umgebung, die hauptsächlich aus Sitz, Fahrzeugboden und Lenkrad besteht. Die Vibrationen von der Straßenoberfläche werden über das Fahrzeug, insbesondere den Sitz, auf den Insassen übertragen.

Im Stand der Technik gibt es verschiedene Ansätze zur Analyse und Bewertung des Ride Komfort. Zur Abbildung von Mensch und Sitz werden größtenteils vereinfachte Systeme eingesetzt, welche im Allgemeinen aus Federn, Dämpfen und diskreten Massen bestehen,

(siehe [4] und [5]). In Bild 1 sind typische Ergebnisse wie die Beschleunigung in Z für den Fahrersitz sowie für das Becken dargestellt.

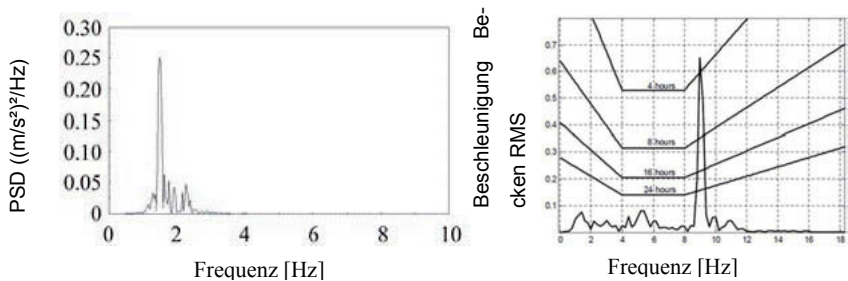


Bild 1: Exemplarische Ergebnisse Feder-Masse-Systeme für Schwingung in Z des Fahrersizes, [4], und Beckens, [5]

Aufgrund der vereinfachten Modellierung können diese Ansätze die Interaktion zwischen Insasse und Sitz nicht im Detail wiedergeben. Effekte durch die Wechselwirkung des nachgiebigen Sitzpolsters mit dem nichtlinearen Verhalten des menschlichen Gewebes werden somit nicht erfasst, obwohl diese den Ride Komfort maßgeblich beeinflussen, was bereits durch [6] gezeigt wurde.

Neben der Interaktion zwischen Mensch und Sitz ist auch die Berücksichtigung der dynamischen Eigenschaften der Teilsysteme entscheidend. Für den menschlichen Körper bedeutet dies, dass ohne eine detaillierte Abbildung von Skelett, Gelenken, Lendenwirbelsäule und Muskeln, die für den Ride Komfort wichtigen Eigenfrequenzen nicht wiedergegeben werden können. Ähnliches gilt auch für die Sitzstruktur, da die Wiedergabe der maßgebenden globalen Eigenmoden, Lehne längs und quer sowie Torsion, nur über eine detaillierte Modellierung von Steifigkeit, Masse und Kinematik möglich ist.

Im Laufe der Jahre hat sich die Software CASIMIR/Automotive, [10], mit einer Modellierung des menschlichen Körpers sowie des Sitzes mittels Finite Elemente (FE), siehe Bild 2, als Tool etabliert, um den statischen und dynamischen Sitzkomfort zu bestimmen.

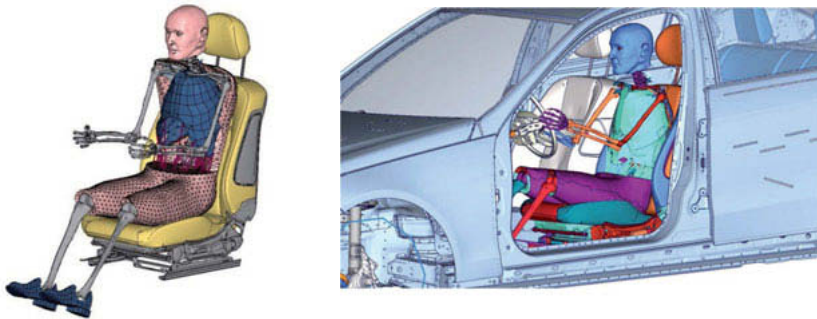


Bild 2: Modell belegter Sitz in CASIMIR/Automotive sowie gekoppeltes NVH Modell aus [7]

Ein detailliertes FE-Modell von Fahrzeug inklusive Sitz und Menschmodell hat jedoch aufgrund der Modellgröße und der notwendigen nichtlinearen Simulation des Einsitzens unter Gravitation Grenzen für eine praktikable Anwendung in der Fahrzeugentwicklung. Ein erfolgreicher Ansatz dieses Problem durch die Einbindung des belegten Sitzes als Matrix im Gesamtfahrzeug zu lösen wurden bereits in [7] vorgestellt, siehe Bild 2. Die Methode zielte aber auf eine NVH Analyse ab und ist nicht in gleicher Weise für eine Analyse des Ride Komforts im Zeitbereich anwendbar.

Für die Analyse im Zeitbereich werden generell MKS Modelle eingesetzt. Sie bieten den Vorteil eine Analyse des Gesamtfahrzeugs mit den für den Ride Komfort relevanten Eigenschaften in kurzer Zeit berechnen zu können.

Ziel der hier vorgestellten Arbeiten ist die Einbindung der Informationen eines detaillierten FE-Modells des belegten Sitzes in ein Gesamtfahrzeugmodell im MKS Bereich. Dies wird durch die *Substructure* Option im FE-Solver Abaqus, [3], ermöglicht. Hierdurch werden die ausgewählten Freiheitsgrade sowie deren Interaktion in eine Substruktur umgewandelt, welche dann in ein MKS Modell integriert werden kann.

Der theoretische Hintergrund von Substrukturen und ihre Anwendung, den belegten Sitz in das Modell des gesamten Fahrzeugs zu integrieren, wurde in [1] diskutiert. In dieser Arbeit liegt der Fokus auf der Implementierung und Validierung dieser Technik, um die Eigenschaften eines FE-Modells des belegten Sitzes in eine MKS Analyse zu integrieren und somit eine verbesserte Bewertung des Ride Komforts zu ermöglichen.

2. Aufbau des belegten Sitzmodells

2.1 Unbelegter Sitz

Ausgangsbasis ist eine FE Simulation des belegten Sitzes, um den eingesessenen Zustand unter Gravitation zu bestimmen. Neben dem Menschmodell CASIMIR ist ein bezüglich der Dynamik abgestimmtes FE-Modell des Sitzes einzusetzen. Bei der Modellierung sind die maßgeblichen Strukturkomponenten, Anbauteile (z.B. Airbags, Motoren) und die Bepolsterung zu berücksichtigen, siehe [2]. Darüber hinaus ist die Kinematik mit den Gelenken und den Rastermechanismen im Detail abzubilden. Entscheidend für den Aufbau des Sitzmodells und dessen Validierung sind die globalen Eigenmoden (Lehne längs, Lehne quer und Torsion) im Frequenzbereich bis zu 40 Hz, siehe Bild 3.

Die statischen Eigenschaften der Schäume werden in Abaqus über die Option **Hyperfoam*, ein hyperelastisches Materialgesetz definiert. Die dynamischen Eigenschaften im relevanten Frequenzbereich werden über einen viskoelastischen Materialansatz abgebildet. Wichtig ist dabei den Einfluss der Vorkompression auf die Steifigkeit und die Dämpfung zu berücksichtigen.



Bild 3: Globale Eigenmoden Sitz: Lehne längs, Lehne quer und Torsion

2.2 Insasse

Der zweite Teil des belegten Sitzes ist der Insasse. Für das dynamische Gesamtverhalten sind wie beim Sitz die globalen Eigenfrequenzen des menschlichen Körpers wichtig, siehe nachfolgende Auflistung:

- | | |
|---|------------|
| • Kopf in x und y-Richtung | 1 – 3 Hz |
| • Lendenwirbelsäule und Rumpf in z-Richtung | 4 – 6 Hz |
| • Bauch- und Beckenbereich | 8 – 12 Hz |
| • Schulter und Oberarme | 9 – 14 Hz |
| • Kopf in z-Richtung | 20 – 30 Hz |

Eine allgemeine Größe zur Beschreibung des dynamischen Insassenverhaltens im Frequenzbereich ist die dynamische Masse, [9]. Sie repräsentiert die Last eines Insassen auf eine Sitzoberfläche infolge einer harmonischen Anregung. Experimentell kann die dynamische Masse über einen Probandentest auf einer starren Platte gemessen werden, siehe Bild 4.



Bild 4: Versuchsaufbau zur Ermittlung der schwingenden Masse eines Probanden

Infolge der eingeleiteten Beschleunigung \ddot{Q}_S ergibt sich eine Reaktionskraft F_S auf der Sitzfläche, welche über Kraftmessplatten bestimmt wird. Basierend auf dem zweiten Newtonschen Gesetz kann somit die dynamische Masse wie folgt bestimmt werden:

$$\bar{M}_{(\Omega)} = \bar{F}_S / \ddot{Q}_S$$

Formel 1: Definition dynamische Masse

Die dynamische Masse ist eine maßgebliche Größe bei einer Analyse des Ride Komforts. Dementsprechend ist eine Validierung des Insassenmodells über entsprechende Probandendaten durchzuführen. Nachfolgendes Bild 5 zeigt einen Vergleich zwischen Probandenmessungen (Perzentil m50) und dem FE-Modell CASIMIR.

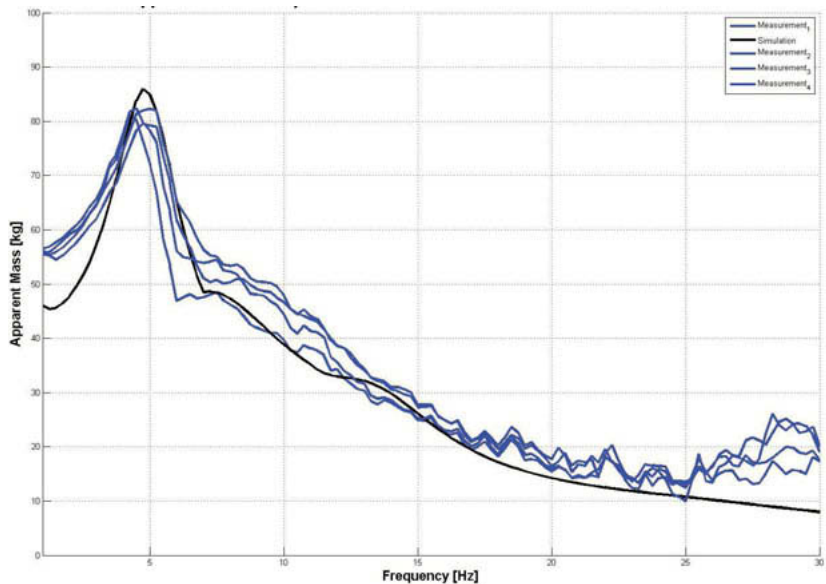


Bild 5: Vergleich schwingende Masse Messungen (blau) und Simulation (schwarz)

Im Kurvenverlauf sind bis 20 Hz verschiedene Peaks erkennbar. Diese sind die Folge der zuvor aufgeführten globalen Eigenfrequenzen des menschlichen Körpers. Die maßgebliche Eigenform liegt bei ca. 5 Hz und kann als vertikale Schwingung des Oberkörpers über dem Becken beschrieben werden.

2.3 Belegter Sitz

In nächstem Schritt sind die beiden Teilsysteme Mensch und Sitz zusammenzuführen. Die Interaktion erfolgt über Kontaktdefinitionen zwischen der A-Surface des Sitzes und der Oberfläche des Insassenmodells.

Im ersten Schritt ist eine quasi-statische Analyse des Einsitzens durchzuführen. Hierzu wird das Modell mit Gravitation beaufschlagt, wodurch der Körper in den Sitz einsinkt und es zu einer Deformation der Unterfederung und des menschlichen Gewebes sowie zu einer Kompression der Schaumpolster kommt, siehe Bild 6. Diese Analyse ist entscheidend für die nachfolgende Ermittlung des dynamischen Verhaltens, da sie den Arbeitspunkt der nichtlinearen Materialien sowie die räumliche Verteilung der Kräfte zwischen Mensch und Sitz bestimmt.



Bild 6: Querschnitt: Ausgangsmodell, Nach Einsitzen, Kompression infolge Einsitzen

Die Sitzübertragungsfunktion ist eine wichtige Größe für die Analyse des Ride Komforts. Sie spiegelt das Verhalten des kompletten Systems bestehend aus Mensch, Bepolsterung und Sitzstruktur wieder. Sie wird über den Quotienten der Beschleunigungen an der Sitzoberfläche \ddot{Q}_S durch den Wert an der Sitzschiene \ddot{Q}_0 definiert. Eine vereinfachte Herleitung der Sitzübertragungsfunktion, siehe Formel 2 **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**, ist über das Kräftegleichgewicht im Interaktionsbereich möglich.

$$\bar{H}_{S(\Omega)} = \frac{\ddot{Q}_S}{\ddot{Q}_0} = \frac{\bar{k}_{S(\Omega)}}{\bar{k}_{S(\Omega)} - \Omega^2 \bar{M}_{(\Omega)}}$$

Formel 2: Definition Sitzübertragungsfunktion

Anhand der Formel ist auch der Einfluss der dynamischen Masse $\bar{M}_{(\Omega)}$ und der dynamischen Sitzsteifigkeit $\bar{k}_{S(\Omega)}$ erkennbar. Nachfolgend ist in Bild 7 beispielhaft eine gemessene Sitzübertragungsfunktion einer Testperson in einem PKW Sitz dargestellt.

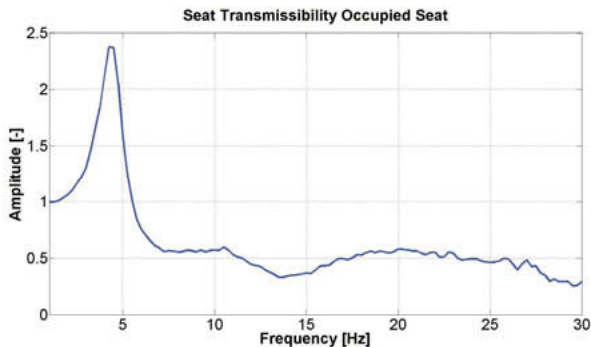


Bild 7: Typischer Verlauf einer Sitzübertragungsfunktion

Dabei werden die Frequenzlagen der Peaks durch die Resonanzen der Sitzstruktur und des menschlichen Körpers bestimmt. Bis ca. 12 Hz ist das dynamische Verhalten des Menschen maßgeblich und darüber das von der Sitzstruktur. Die Bepolsterung beeinflusst durch Ihre Eigenschaften nur die Amplitudenhöhe über dem kompletten Frequenzbereich.

Ziel in der Entwicklung ist es, die Sitzstruktur und die Bepolsterung in Bezug auf das Übertragungsverhalten zu optimieren. Hierzu ist eine Analyse des belegten Sitzes ausreichend. Für eine Bewertung des Ride Komforts muss aber der Sitz mit dem Fahrzeug kombiniert werden, was mittels FE nicht praktikabel zu analysieren ist.

3. Kondensation des Belegten Sitzes - Aufbau Substruktur

3.1 Methode zur Kondensation des Detailmodells

Um den belegten Sitz in eine MKS Analyse einzubinden, ist eine Kondensation der Systemmatrix des detaillierten Modells durchzuführen. Die Substruktur-Technik in Abaqus ermöglicht es, ein System auf die maßgebenden Freiheitsgrade zu kondensieren. Alle anderen Freiheitsgrade werden bei diesem Schritt eliminiert.

Eine Einschränkung dieser Vorgehensweise ist die Linearisierung des Systems, d.h. frequenzabhängige Eigenschaften wie z.B. die Steifigkeit des Schaummaterials können nur vereinfacht berücksichtigt werden.

Die inneren Kräfte, $\{\bar{I}^R\}$, des kondensierten System ergeben sich aus der Bewegungsgleichung der definierten Freiheitsgrade.

$$\{\bar{I}^R\} = [\bar{M}]\{\ddot{u}^R\} + [\bar{C}]\{\dot{u}^R\} + [\bar{K}]\{\Delta u^R\}.$$

Formel 3: Bewegungsgleichung kondensiertes System

Hierbei repräsentiert $[\bar{M}]$ die reduzierte Massenmatrix, $[\bar{C}]$ die reduzierte Dämpfungsmatrix und $[\bar{K}]$ die reduzierte Steifigkeitsmatrix für die Substruktur. Da die Größe der System-Matrizen der Substruktur im Vergleich zum ursprünglichen Modell signifikant reduziert ist, bietet diese Technik Vorteile hinsichtlich der Berechnungszeiten.

Für eine erfolgreiche Anwendung, ist jedoch die Wahl der Knoten mit den beizubehaltenden Freiheitsgraden von äußerster Wichtigkeit. Dabei ist es entscheidend, die für die anschließende MKS Berechnung benötigten Informationen zu berücksichtigen. Im Fall einer Analyse des Ride Komforts sind dies die globalen Eigenmoden des belegten Sitzes, welche die Sitzübertragungsfunktion bestimmen. Somit muss das kondensierte System aus einer Kombination von benötigten Auswertestellen und notwendigen Punkten zur Abbildung des dynamischen Verhaltens bestehen.

3.2 Beispiel für Umsetzung

Ausgangspunkt für die Erstellung einer Substruktur in Abaqus ist eine Eigenfrequenzanalyse. Aufgrund der nichtlinearen Eigenschaften des belegten Sitzes wird diese nach der Simulation des Einsitzens durchgeführt. Dabei werden Frequenzen bis 30 Hz berücksichtigt, da in diesem Bereich die für die Bewertung des Ride Komforts wichtigen Resonanzen des belegten Sitzes liegen. Wie bereits zuvor angemerkt, wird die Frequenzabhängigkeit der Gewebe und Schaum Eigenschaften nicht berücksichtigt. Vielmehr hat der Benutzer die Möglichkeit eine Stützstelle auszuwählen, welche dann für den kompletten Frequenzbereich verwendet wird. Hier wird der Bereich von 5 Hz angesetzt, da dieser die maximale Amplitude im Verlauf der Sitzübertragungsfunktion beschreibt.

Mit der Option **Substructure Generate* in Abaqus kann das reduzierte System mit Massen, Steifigkeits- und Dämpfungsmatrix erzeugt werden. Bei der Funktion müssen vom Benutzer die Knoten direkt ausgewählt werden. Wie zuvor angemerkt, ist bei der Auswahl das abzubildende Schwingungsverhalten des Gesamtsystems zu berücksichtigen. Nach einer Sensitivitätsstudie möglicher Knoten und deren Einfluss, konnte eine ausreichende Abbildung über die Berücksichtigung folgender Punkte erzielt werden:

- Einspannpunkte Sitzschiene,
- Strukturrahmen Untergestell und Lehne,
- Hinter- und Unterfederung,
- A-Seite Formpolster Kissen und Lehne und
- Schwerpunkt Oberschenkel, Becken, LWS und Torso.

In Bild 8 sind die definierten Punkte beispielhaft für das Menschmodell sowie einen PKW-Sitz dargestellt.

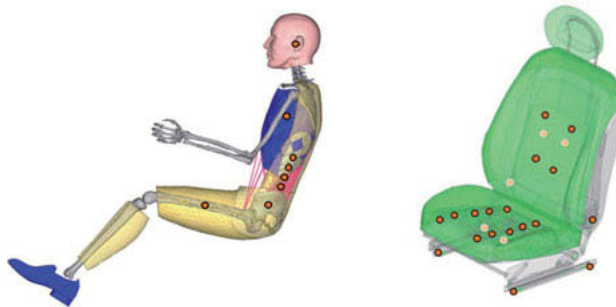












Bild 8: Beispiel ausgewählter Punkte für Substruktur

In Abaqus können Substrukturen für verschiedene MKS Solver erzeugt werden. In der durchgeführten Studie kommt Simpack zum Einsatz. Dementsprechend wird aus Abaqus eine sim-Datei für die Einbindung der Substruktur in Simpack importiert. Um die Genauigkeit des importierten Modells in Bezug auf dynamische Simulationen zu überprüfen, wird in einem ersten Schritt die Gesamtmasse des belegten Sitzes überprüft (ca. 90 kg).

Im nächsten Schritt erfolgt eine Überprüfung der Wiedergabe der dynamischen Eigenschaften. Dementsprechend wird eine Eigenfrequenzanalyse in Simpack durchgeführt und Eigenfrequenzen sowie Eigenmoden mit den Resultaten der Abaqus Berechnung verglichen. Die Ergebnisse der Eigenmoden sind in der nachfolgenden Tabelle dargestellt. Bezüglich der Eigenfrequenzen kann eine sehr gute Korrelation festgestellt werden. Geringe Abweichungen sind bei den Modeformen erkennbar, was aber aufgrund der reduzierten Anzahl von Freiheitsgrade zu erwarten ist.

Alternativ kann zur Visualisierung auch das komplette Deformationsverhalten aller Knoten des detaillierten Modells exportiert werden. Dadurch minimieren sich die Unterschiede und es kann auch für die Modeform eine sehr gute Korrelation festgestellt werden. Dabei ist aber zu beachten, dass der Speicherbedarf bei einer nachgeschalteten MKS Berechnung im Zeitbereich dramatisch ansteigt und nicht praktikabel ist.

Tabelle 1: Vergleich der Eigenmoden zwischen Abaqus und Simpack Analyse

Frequenz	Modeform	FE-Modell: Abaqus	MKS-Modell: Simpack
3,1 Hz	Gesäß lateral		
4,2 Hz	Oberkörper vorne/hinten		
4,3 Hz	Oberkörper Torsion x-Achse		
4,7 Hz	Taille vorne/hinten		
5,5 Hz	Becken Torsion um y-Achse		

Basierend auf den Ergebnissen der Eigenfrequenzen kann festgehalten werden, dass die Substruktur die linearisierten Eigenschaften des Detailmodells sehr gut wiedergibt und somit die Kondensation für den belegten Sitz validiert ist.

4. MKS Testsimulation im Zeitbereich und Bewertung der Ergebnisse

Die Berechnung der Eigenfrequenzen ist nicht die maßgebliche Analyse für den Ridekomfort. Vielmehr werden normalerweise Anregungssignale aus realen Fahrversuchen eingespielt und es erfolgt eine Berechnung im Zeitbereich. Aus diesem Grund erfolgt im nächsten Schritt eine Berechnung der Sitzübertragungsfunktion. Die Ergebnisse der MKS Berechnung im Zeitbereich werden mit den Resultaten aus der FE Analyse im Frequenzbereich verglichen.

Die beiden Berechnungsmethoden unterscheiden sich in zwei Punkten:

1. In der FE Analyse werden frequenzabhängige Größen berücksichtigt, was in der MKS Analyse nicht der Fall ist.
2. Nichtlineare geometrische Effekte wie z.B. durch die Anregung werden nur in der MKS Analyse berücksichtigt. Für die FE Berechnung ist dies aufgrund der Linearisierung im Frequenzbereich nicht möglich.

Für die Analyse im Zeitbereich wird ein Mikrostickern Anregungssignal ausgewählt, d.h. eine breitbandige Anregung mit einem Effektivwert im Bereich von 0,7 m/s².

Die Sitzübertragungsfunktion in Z-Richtung wird an vier Stellen der Kissenoberfläche ausgewertet. Durch die Analyse mehrerer Knoten soll die örtliche Auflösung des reduzierten Modells bewertet werden. Zwei Knoten liegen im Mittelbereich der Oberschenkel und zwei Knoten hinter den Sitzbeinhöckern, siehe Bild 9.

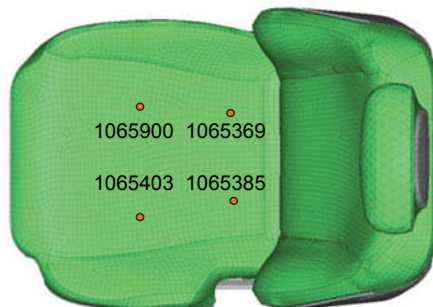
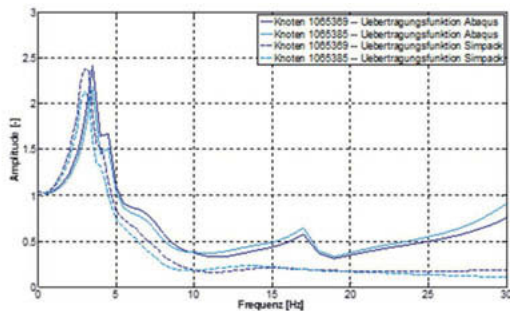


Bild 9: Knotenposition zur der Bewertung der Sitzübertragungsfunktion

In Bild 10 ist der Vergleich für die Ergebnisse von Abaqus und Simpack dargestellt. Für die Auswertepunkte im Bereich des Sitzbeinhöckers kann bis 5 Hz eine sehr gute und bis ca. 15 Hz eine gute Übereinstimmung festgestellt werden. Die Grundsätzliche Charakteristik sowie im niedrigen Frequenzbereich die Amplitude werden gut wiedergegeben. Danach sind größere Unterschiede erkennbar.

Sitzbeinhöcker



Oberschenkel

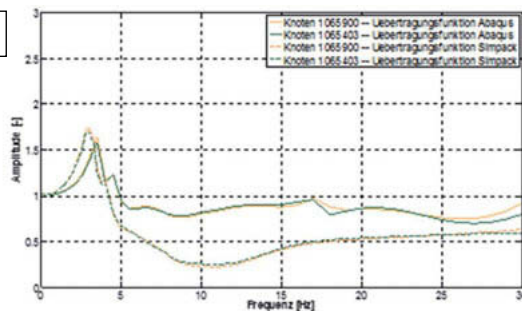


Bild 10: Vergleich Sitzübertragungsfunktion für Abaqus und Simpack

Für die Knoten im vorderen Bereich kann grundsätzlich nur eine gute Übereinstimmung bis 5 Hz festgestellt werden. Danach sind doch deutliche Unterschiede in Kurvenverlauf und Amplitudenhöhe erkennbar.

Unabhängig von den festgestellten Abweichungen kann aber festgestellt werden, dass mit den gewählten Freiheitsgraden erste wichtige Information wie das Schwingungsverhalten bei 5 Hz in die MKS Simulation integriert werden können. Dies stellt gegenüber den vereinfachten Feder-Masse System einen großen Vorteil dar. Hervorzuheben ist dabei insbesondere noch die Visualisierung der Schwingung im Bereich des belegten Sitzes, was eine detailliertere Analyse ermöglicht.

Grund für die Abweichung im Frequenzbereich ab 10 Hz kann einerseits die Linearisierung des Systems sein. Andererseits muss in weiteren Analysen überprüft werden, ob die Anzahl der gewählten Freiheitsgrade der Sitzstruktur ausreicht, um das globale Verhalten ausreichend wiederzugeben.

5. Zusammenfassung und Ausblick auf zukünftige Arbeiten

Die durchgeführte Studie hat die Möglichkeiten zur Einbindung eines detaillierten Modells des belegten Sitzes in eine MKS Analyse für das Thema Ride Komfort aufgezeigt. Während die globalen Moden sehr gut wiedergegeben werden können, sind beim Übertragungsverhalten noch Abweichungen feststellbar, welche in Zukunft durch weitere Analyse reduziert werden müssen.

Im nächsten Schritt ist hier die Anzahl der Knoten der Sitzstruktur zu bewerten. Es ist zu überprüfen, ob diese ausreicht, um das Verhalten der Struktur inklusive Formpolster ausreichend wiederzugeben.

Ausgehend von einer verbesserten Validierung des Übertragungsverhaltens wird im nächsten Schritt eine Einbindung in eine Gesamtfahrzeuganalyse angestrebt. Hierüber sollen die Möglichkeiten der Methode untersucht werden. Eine Besonderheit stellt dabei die Visualisierung des belegten Sitzes mit dem Menschmodell CASIMIR im Fahrzeugmodell dar, siehe Bild 11.



Bild 11: Visualisierung des CASIMIR im Gesamtfahrzeugmodell

Literaturverzeichnis

- [1] Pankoke, S., et al.: Numerische Simulation von Sitz-Schwingungen in Oberklasse-PkW: Einsatz des Finite-Elemente-Mensch-Modells CASIMIR, in: Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn, VDI-Berichte 1912, VDI-Verlag, Düsseldorf 2005
- [2] Siefert, A.: Occupant-Vibrations – A Challenge for Seat Development, SAE Technical Paper 2016-01-1432, 2016
- [3] Abaqus Analysis User's Guide, Version 6.14, 2017
- [4] Wang, S. et al.: Simulation Analysis on Ride Comfort of Heavy Vehicle, Applied Mechanics and Materials, Trans Tech Publications, Switzerland 2013
- [5] Sezgin, A., et al.: Analysis of Passenger Ride Comfort, Conference Paper in MATEC Web of Conferences, 2012
- [6] Wu, G., et al.: Ride comfort evaluation for road vehicle based on rigid-flexible coupling Multibody dynamics, Theoretical & Applied Mechanics Letters 3, 013004, ELSE View-er, 2013
- [7] Breitfeld, T., et al.: Integration eines dynamischen Menschmodells in die NVH-Analyse des Gesamtfahrzeugs, VDI Humanschwingungstagung, Dresden, 2013
- [8] Simpack, User's Guide, Version 2017, 2017
- [9] Griffin, M.J.: Handbook of Human Vibration, Elsevier, 1996
- [10] Siefert, A. et al., "CASIMIR/Automotive: A Software for the virtual Assessment of static and dynamic Seating Comfort," SAE DHM Conference, Göteborg, 2009

Nutzung von Wahrnehmungsmerkmalen für die Beurteilung von Humanschwingungen

Wahrnehmungsmerkmale können als Grundlage für die systematische Beurteilung und Gestaltung von Ganzkörperschwingungen dienen

Using Perceptual Attributes for the Evaluation of Human Vibration

Perceptual Attributes Can Be the Basis for the Systematic Assessment and Design of Whole-body Vibration

Dipl.-Ing. **R. Rosenkranz**, Prof. Dr.-Ing. habil. **E. Altinsoy**,
Dipl.-Ing. **S. Gruschwitz**, Dipl.-Ing. **D. Schecker**, TU Dresden, Dresden

Kurzfassung

In vielen alltäglichen Situationen treten neben Geräuschen auch Vibrationen in Form von Ganzkörperschwingungen (GKS) auf. Diese können wichtige Informationen über die Umgebung vermitteln und sind daher in Abhängigkeit des Kontextes nicht allein als Störfaktor interpretierbar.

Beispielsweise kann ein Fahrer die Beschaffenheit einer Straße oder den Zustand des Fahrzeugs über Vibrationen des Fahrzeugsitzes taktil wahrnehmen. Dabei werden bei ihm bestimmte Wahrnehmungsmerkmale hervorgerufen, welche er in Form von Attributen (holprig, ratternd, ...) verbalisieren kann. Diese Wahrnehmungsmerkmale hängen stark von physikalischen Signalparametern wie der Frequenz, Amplitude oder Signalform ab.

Zum besseren Systematisierung der vermittelten Informationen wurden signalbeschreibende Wahrnehmungsmerkmale von Ganzkörperschwingungen bestimmt. Dazu wurden Laien sinusoidale Stimuli im Frequenzbereich von 1 Hz bis 500 Hz bei 2 Pegelstufen über einen Shaker und eine Bewegungsplattform dargeboten.

In einem freien Interview nannten Probanden die bei ihnen durch diese GKS hervorgerufenen Wahrnehmungsmerkmale. Mit Hilfe eines Thesaurus wurden diese Attribute auf eine repräsentative Anzahl von Wahrnehmungsmerkmalen reduziert. Anschließend wurden die Stimuli in einem zweiten Versuch erneut präsentiert. Dabei bewerteten die Probanden die Ausprägung der zuvor reduzierten Attribute auf einer verbalen Rohmannskala (z.B. nicht bis sehr holprig).

Es zeigte sich in einer weiteren Untersuchung, dass die Beziehung zwischen physikalischen Signalen und den durch sie hervorgerufenen Wahrnehmungsmerkmalen als Anhaltspunkt für die Optimierung des Sportlichkeitsgefühls eines Sportwagens genutzt werden kann. So ließen sich gezielt Vibrationen auswählen, um bestimmte Wahrnehmungsmerkmale hervorzurufen. Die gefundenen Zusammenhänge können also als Ausgangspunkt für die gezielte Gestaltung von Humanschwingungen bei der Fahrzeugentwicklung bzw. bei der Entwicklung von Fahrerassistenzsystemen dienen.

Abstract

In everyday life we often encounter whole body vibration occurring simultaneously to sounds. These vibration can convey important information about the environment. They can not only be interpreted as a cause of annoyance. For example the driver of a vehicle can perceive the condition of the road or of the car itself tactilely. The vibration elicits certain perceptual attributes which he can verbalize (e.g. "shaky", "tingling"). These perceptual attributes are dependent on the vibration signal properties as frequency, amplitude or signal shape. In order to systematically assess the conveyed information the elicited perceptual attributes of whole-body vibration were determined. For this purpose, laymen were presented sinusoidal stimuli from 1 Hz to 500 Hz at 2 levels over a hydraulic motion platform and an electrodynamic shaker. In a free interview test subjects came up with perceptual attributes elicited by these vibrations. With the help of a thesaurus to eliminate redundancy these attributes were filtered for the most frequent occurrences. Subsequently all stimuli were presented again for the rating of the suitability of each frequent perceptual attribute in describing the presented vibration on a Rohrmann scale (e.g. "not at all shaky" to "very shaky"). The results showed a systematic relationship between the vibration properties and the elicited perceptual attributes. This relationship can be a basis for the systematic assessment and design of vibration. In an example application scenario vibrations were presented according to the desired perceptual attributes to be elicited in accelerating car. These vibrations were perceived at least as sportive as the original recordings. Therefore, models of perceptual attributes can be utilized for the systematic design of whole-body vibration, e.g. for the development of driving assistance systems.

1. Einleitung

Im Alltag ist der Mensch häufig Vibrationen in Form von Ganzkörperschwingungen (GKS) ausgesetzt. Diese treten in Situation wie bspw. in Fahrzeug, Flugzeugen und Schiffen auf. Der Fahrer eines Fahrzeuges kann diese GKS über den Sitz wahrnehmen. Die spektralen und temporalen Eigenschaften der GKS bestimmen, welche Informationen über die Beschaffenheit der Straße oder den Fahrzeugzustand vermittelt werden.

Im Gegensatz zur taktilen Wahrnehmung wurde die auditive Wahrnehmung vor Allem im Bereich der Psychoakustik eingehend untersucht. Wichtige Wahrnehmungsmerkmale wie Lautheit, Rauigkeit und Schärfe konnten identifiziert und modelliert werden. Solche Modelle sind die Basis für eine systematische Analyse und Synthese der Wahrnehmung von Geräuschen und können bspw. zur Vorhersage der Lautheit genutzt werden, oder zur Vorhersage von Eigenschaften von Produktgeräuschen bei der Produktentwicklung.

Studien der taktilen Wahrnehmung beschränken sich auf grundlegende Eigenschaften taktiler Rezeptoren wie Fühlschwelle [1], [2], Just Noticeable Level Difference (JNDL) [3] oder Just Noticeable Frequency Difference [3], [4]. Wahrnehmungsmerkmale von GKS standen bisher weniger im Fokus von Studien [5]. Eine Bestimmung der wichtigsten Wahrnehmungsmerkmale über den gesamten wahrnehmbaren Frequenz- und Pegelbereich wäre notwendig zur effektiven Beschreibung von taktil wahrnehmbaren Eigenschaften von GKS. Nicht immer ist es sinnvoll, dass Beschreibungen des zu gestaltenden Produkts von Experten vorgenommen werden, da deren Vorwissen, Erwartungen und Geschmack sich von durchschnittlichen Produktnutzern unterscheiden können. Daher wären Wahrnehmungsmerkmale, welche auch von Laien ohne technischem Verständnis oder Expertenwissen in Vibroakustik nutzbar sind, wünschenswert. Die Beziehung zwischen Vibrationen und der durch sie hervorgerufenen Wahrnehmungsmerkmale kann als Ausgangspunkt für die gezielte Gestaltung von Humanschwingungen bei der Fahrzeugentwicklung bzw. bei der Entwicklung von Fahrerassistenzsystemen dienen. Dies wird am Beispiel der taktilen Optimierung des Sportlichkeitsempfindens eines Sportfahrzeugs demonstriert.

2. Findung von Wahrnehmungsmerkmalen von GKS

Versuchsdesign

Physikalische Anregungsvorgänge, die im Alltag auftreten, verursachen bestimmte Vibrationsmuster. Periodische Anregungsvorgänge erzeugen sinusoidale Vibrationen, breitbandige Strukturanregungen erzeugen rauschartige Signale und Stöße erzeugen impulsartige Signale. Aufgrund der begrenzten Frequenzselektivität der taktilen Rezeptoren (JNDF von ca. 30 % [3], [4]) sowie Maskierungseffekten [6], können komplexere temporal-spektrale Eigenschaften nur

schwer aufgelöst werden. Darüber hinaus ließen sich komplexere Vibrationen als Überlagerung von grundlegenden Vibrationsmustern interpretieren. Im Rahmen dieser Studie wurden sinusoidale Vibrationen näher untersucht, da sie als Verallgemeinerung der vor Allem im Fahrzeugbereich häufig auftretenden periodischen Vibrationen interpretiert werden können (siehe Bild 1). Basierend auf [5] sollten zunächst die Wahrnehmungsmerkmale auf den gesamten wahrnehmbaren Frequenzbereich von GKS erweitert werden.

Stimuli

Im gesamten wahrnehmbaren Frequenzbereich von 1 Hz bis 500 Hz wurden sinusoidale Stimuli generiert. Dabei wurden psychovibratorische Größen wie Fühlschwelle [1], [2], JNDL [3], JNDF [3], [4] berücksichtigt. Zwischen der Fühlschwelle und der Belastungsgrenze für eine einstündige GKS-Exposition [7] wurden 2 Pegelstufen relativ zur Fühlschwelle (Sensation Level, SL) bei 10 dB (SL) und bei 36 dB(SL) gewählt. Ein Überblick über alle Stimuli ist in Bild 2a dargestellt.

Wiedergabesystem

Alle Stimuli wurden im Multimodalen Messlabor [8] als vertikale GKS präsentiert (Bild 2b). Zur Wiedergabe tieffrequenter Vibrationen wurde eine hydraulische Stewart-Plattform verwendet. Hochfrequente Vibrationen wurden über einen elektrodynamischen Shaker dargeboten. Die Trennfrequenz zwischen beiden Systemen betrug bei 10 dB (SL) 15 Hz und bei 36 dB (SL)

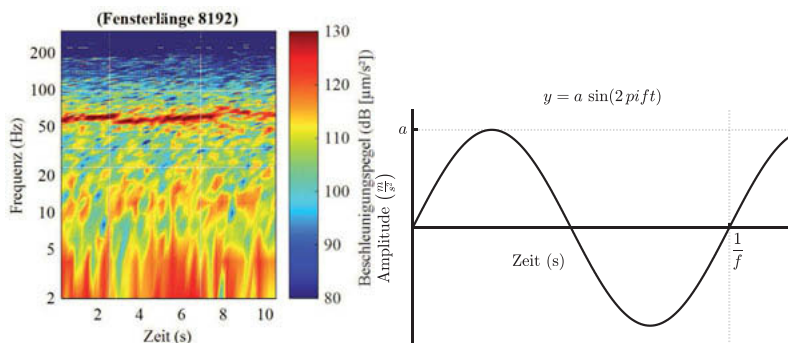


Bild 1: Beispiel einer GKS-Messung am Fahrersitz eines Fahrzeugs (Geschwindigkeit 30 km/h, Kopfsteinpflasterstraße) mit dominanter periodischer Komponente bei 60 Hz, ließe sich als Überlagerung u.a. einer sinusoidalen Vibration interpretieren.

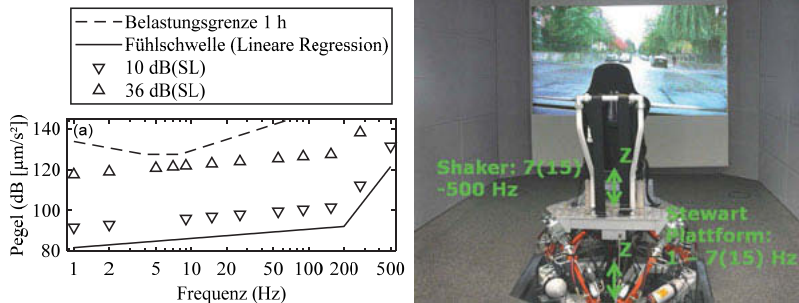


Bild 2: Die im Versuch verwendeten Stimuli (a) wurden mit dem Wiedergabesystem (b) präsentiert. Der verwendete Frequenzbereich der Stewart-Plattform sowie des elektrodynamischen Shakers sind für die Pegelstufe 36 dB (SL) (und 10 dB (SL)) Pegelstufe eingezeichnet.

7 Hz. Die Übertragungsfunktion des Systems war nicht flach und außerdem probandenabhängig. Daher wurde eine individuelle Entzerrung der körperbezogenen Übertragungsfunktion (BRTF, [9]) vorgenommen.

Versuchsdurchführung

Alle Stimuli wurden den Versuchspersonen randomisiert dargeboten. In einem freien Interview sollten sie die Begriffe nennen, mit welchen sie die präsentierten Vibrationen charakterisieren würden. Zusätzlich zu eigenen Begriffen, konnten die Probanden Begriffe von einer Liste mit Wahrnehmungsmerkmalen aus einer vorangegangenen ähnlichen Studie [5] nennen. Am Versuch nahmen 23 Probanden (15m, 8w) mit einem durchschnittlichen Alter von 35 Jahren (23 bis 71) teil.

Ergebnisse

Im freien Interview wurden 117 unterschiedliche Wahrnehmungsmerkmale genannt, welche Vibrationen beschreiben. Zur effektiven Charakterisierung von Vibrationen sollte ein möglichst kompakter, redundanzfreier Satz an Wahrnehmungsmerkmalen verwendet werden, welcher die häufigsten Wahrnehmungsmerkmale enthält. Da die Nennungen jedoch Synonyme und Antonyme enthielten, sollte zunächst diese Redundanz reduziert werden. Mit Hilfe eines maschinell generierten Thesaurus ("Wortschatz" der Universität Leipzig) wurden die Nennungen auf Synonyme und Antonyme untersucht. Wenn zwei verbundene Begriffe identifiziert wurden, dann wurde das seltenere Attribut verworfen und dessen Nennungen zum häufigeren Attribut hinzugezählt. Danach wurden die verbleibenden Attribute nach Nennungshäufigkeit sortiert.

Die häufigsten Attribute wurden 259 mal genannt. Die meisten Attribute hatten jedoch nur wenige Nennungen. Da die Mehrzahl der Probanden mit häufiger genannten Attributen stärker vertraut sind, sind die Attribute wahrscheinlich auch relevanter zur Beschreibung wichtiger Eigenschaften von Vibrationen. Daher wurden Attribute, welche nicht von mindestens 15 % aller Probanden bei zumindest einem Stimulus genannt wurden, verworfen. Ein globales Nennungsminimum von 2 % aller potenziellen Nennungen (n Stimuli mal m Probanden) wurde definiert, um Attribute auszuschließen, welche insgesamt sehr selten genannt wurden. Eine Übersicht der gefundenen Wahrnehmungsmerkmale ist in Tabelle 1 zu sehen.

Tabelle 1: Häufigste Wahrnehmungsmerkmale

Wahrnehmungsmerkmale	Anzahl der Nennungen
schwach	259
kribbelnd	214
pulsierend	194
schlagend	189
summend	173
wackelnd	138
ruhig	133
ratternd	132
rauschend	109
holprig	92
brummend	87
rüttelnd	78
zittrig	77
wummernd	68
tickend	33
auf und ab	32

3. Wahrnehmungsmerkmale zur Charakterisierung von GKS

Versuchsdurchführung

Um gezielt Vibrationen charakterisieren zu können, reicht eine allgemeine Kenntnis der Wahrnehmungsmerkmale von GKS nicht aus. Darüber hinaus muss bestimmt werden, welche Wahrnehmungsmerkmale zur Beschreibung einer konkreten Vibration mit bestimmten Eigenschaften geeignet sind. Daher wurden nochmals alle Stimuli mit demselben Wiedergabesystem randomisiert präsentiert. Die Eignung eines Attributs zur Beschreibung einer Vibration bewerteten die Probanden auf einer quasikontinuierlichen Rohrmannskala [10], die als MATLAB GUI (Bild 3) implementiert wurde. Es nahmen 29 Probanden (21 m, 8 w) mit einem durchschnittlichen Alter von 35 Jahren (22 bis 72) an diesem Versuch teil.

Bitte bewerten Sie die Ausprägung folgender Eigenschaften!

Wiedergabe

1

von 79

Block 1

wummernd

◀

nicht

wenig

mittel

ziemlich

sehr

▶

holprig

◀

nicht

wenig

mittel

ziemlich

sehr

▶

kribbelnd

◀

nicht

wenig

mittel

ziemlich

sehr

▶

Bewerten

Bild 3: MATLAB GUI, welche zur Bewertung der Wahrnehmungsmerkmalsausprägung genutzt wurde

Ergebnisse

Es konnten 2 Gruppen mit ähnlichen Ausprägungsmustern gefunden werden.

Die Wahrnehmungsmerkmale "schwach" und "ruhig" gehören zur ersten Gruppe. Die Mittelwerte und Standardabweichungen ihrer Ausprägung sind in Bild 4a zu sehen. Die 10 dB (SL) Stimuli werden als "ziemlich schwach" bewertet, während 36 dB (SL) Stimuli als "wenig schwach" bewertet werden. Die Attribute dieser Gruppe sind weitgehend frequenzunabhängig, da nur ein geringfügiger Anstieg der Ausprägung zu hohen Frequenzen beobachtet wurde.

Ein weitere Gruppe von Attributen mit ähnlichen Ausprägungsmustern beinhaltet: "auf und ab", "wackelnd", "ratternd", "holprig", "rüttelnd", "zittrig", "kribbelnd", "summend", "brummend", "wummernd" und "pulsierend". Den dominanten Einfluss auf die Ausprägungen dieser Attribute stellt die Stimulusfrequenz dar. Die Bewertungen für die Attribute "rüttelnd" und "brummend" sind in Bild 4b zu sehen. In Abhängigkeit des Attributes gibt es eine Frequenz, bei der sich ein Ausprägungsmaximum zeigt. Dieser Trend ist deutlicher für die Pegelstufe 36 dB (SL) (durchgezogene Linien) als für die Pegelstufe 10 dB (SL) (gestrichelte Linien) zu erkennen.

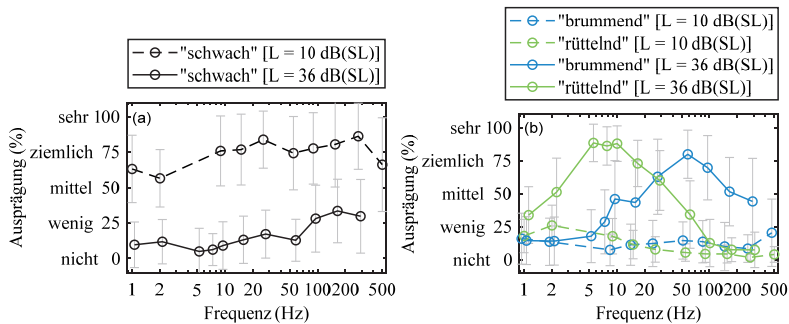


Bild 4: Die Mittelwerte und Standardabweichungen der Ausprägung sind für das dominant pegelabhängige Attribut "schwach" (a) links und für die dominant frequenzabhängigen Attribute "rüttelnd" und "brummend" rechts (b) dargestellt.

4. Nutzung von Wahrnehmungsmerkmalen zur Gestaltung von GKS

Die im vorigen Abschnitt gefunden Beziehungen zwischen GKS und den sie hervorruhenden Wahrnehmungsmerkmalen kann als Grundlage für die systematische Gestaltung von Vibrationen interpretiert werden. Das Qualitätsempfinden [11] sowie das Sportlichkeitsempfinden [12] sind bei einem Fahrzeug keine rein auditiven Phänomene. Das Design von zusätzlichen Vibrationen zur Erzeugung einer erhöhten Sportlichkeitswahrnehmung für ein Sportfahrzeug sollte daher die prinzipielle Anwendbarkeit von Wahrnehmungsmerkmalen zur gezielten Gestaltung von GKS demonstrieren.

Stimuli

Die Beschleunigung eines Fahrzeugs sollte auch taktil wahrnehmbar sein, um die Leistungsfähigkeit des Motors und damit ein Sportlichkeitsempfinden zu vermitteln. Motoren von vielen Fahrzeugen werden häufig als "brummend" beschrieben. Daher wurde das Wahrnehmungsmerkmal "brummend" im Rahmen dieser Studie als gewünschte Eigenschaft der Vibrationen definiert. Eine genaue Charakterisierung ließe sich vornehmen, wenn die Zielkundengruppe vorher die gewünschten Eigenschaften der Schwingungen mit Hilfe der gefunden Wahrnehmungsmerkmale charakterisieren würde.

Die Basis für die Untersuchung, stellten optische, akustische und vibratorische Aufnahmen eines beschleunigenden Fahrzeugs dar, welche als Szenen im Multimodalen Messlabor [8]

dargeboten wurden. Neben dem bereits erwähnten vibratorischen Wiedergabesystem zur Präsentation vibratorischer Stimuli, wurden optische Stimuli über einen Full-HD Beamer und akustische Stimuli über ein Wellenfeldsynthese-System dargeboten.

Als Referenz für die Abschätzung des Einflusses von GKS auf die multimodal wahrgenommene Sportlichkeit dienten die Originalaufnahme sowie die Originalaufnahme ohne Vibrationen. Zusätzlich wurden Szenen mit künstlichen Vibrationen erzeugt. Die Wahl der Frequenzen der künstlichen Vibrationen orientierte sich an dem, im vorigen Abschnitt beschriebenen, Zusammenhang zwischen Signalparametern und der Ausprägung von "brummend" (Bild 4b). Daran orientierten sich die Frequenzen der Varianten mit künstlichen Vibrationen: sinusoidale Vibrationen 40 Hz, 0,5te Motorordnung, sinusoidale Vibrationen 80 Hz, amplitudenmodulierte sinusoidale Vibrationen 100 Hz mit Modulationsfrequenz 40 Hz, amplitudenmodulierte sinusoidale Vibrationen 120 Hz mit Modulationsfrequenz 80 Hz.

Bei jedem der künstlichen Stimuli wurde der Pegel in Abhängigkeit der Drehzahl erhöht und das resultierende Signal mit der Straßenanregung überlagert.

Versuchsdurchführung

Ähnlich der Bewertung der Ausprägung der Wahrnehmungsmerkmale wurde die wahrgenommene Sportlichkeit auf einer Rohrmannskale [10] bewertet. Es nahmen acht Probanden (7 m, 1 w) mit einem durchschnittlichen Alter von 35 Jahren (20 bis 56) an diesem Pilotversuch teil. Alle Probanden nutzen im Alltag ein Auto.

Ergebnisse

Die Ergebnisse des Versuchs sind in Bild 5 dargestellt. Ein Fehlen von GKS wird als "wenig sportlich empfunden". Das Hinzufügen von GKS erhöhte die wahrgenommene Sportlichkeit. Die Darbietung von künstlichen Vibrationen, welche gezielt so gewählt wurden, dass sie das Wahrnehmungsmerkmal "brummend" hervorrufen, erhöhte die wahrgenommene Sportlichkeit sogar auf "ziemlich sportlich".

5. Diskussion

Es wurde ein systematischer Zusammenhang zwischen GKS-Eigenschaften und Wahrnehmungsmerkmalen identifiziert, welcher potenziell für die gezielte Gestaltung und Beurteilung von Schwingungen geeignet ist. Die Ergebnisse des Pilotversuchs zeigen, dass die gezielte Auswahl von Vibrationen anhand der hervorzurufenden Wahrnehmungsmerkmale, die wahrgenommene Sportlichkeit erhöhen kann.

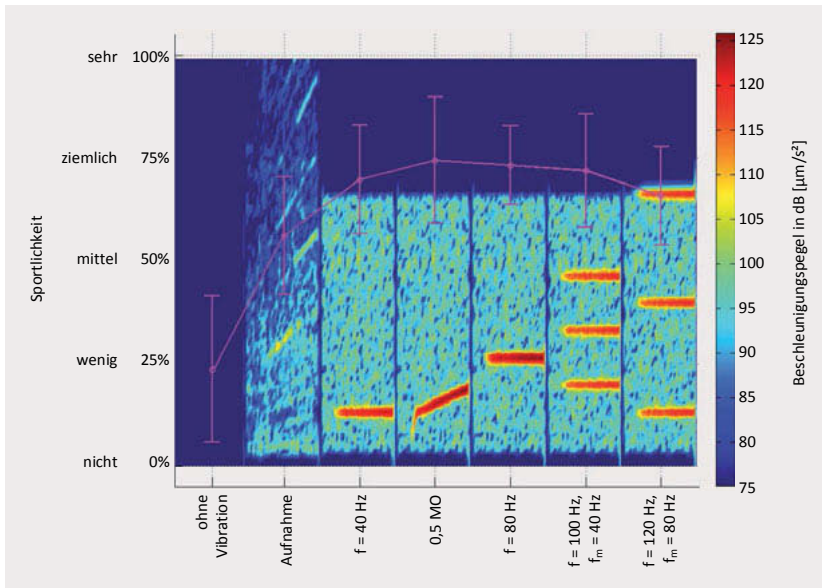


Bild 5: Die Mittelwerte und Standardabweichungen der Sportlichkeitsbewertungen zeigen, dass sich die wahrgenommene Sportlichkeit durch passende künstliche Stimuli verbessern lässt.

Eine genauere Charakterisierung ließe sich vornehmen, wenn die Zielkundengruppe vorher die gewünschten Eigenschaften der Schwingungen mit Hilfe aller gefundenen Wahrnehmungsmerkmale charakterisiert. Die gefundenen Zusammenhänge sollten auch für andere Signalklassen (rauschartige Signale, impulsartige Signale) überprüft und ggf. erweitert werden. Somit könnte ein komplexeres Modell erstellt werden, mit dem aus einem Wahrnehmungsmerkmalausprägungsvektor Vibrationen generiert werden könnten, welche die gewünschten Wahrnehmungsmerkmale hervorrufen.

5. Literaturangaben

- [1] M. Morioka and M. J. Griffin, "Absolute Thresholds for the Perception of Fore-And-Aft, Lateral, and Vertical Vibration at the Hand, the Seat, and the Foot.," *Journal of Sound and Vibration.*, vol. 314, pp. 357–370, 2008.
- [2] A. Schwendicke, M. E. Altinsoy, and S. Merchel, "Die Grenzen der Wahrnehmung - Föhlschwellen für Ganzkörperschwingungen bei hohen Frequenzen," in *DAGA 2015 - 41st German Annual Conference on Acoustics*, 2015.
- [3] M. A. Bellmann, "Perception of Whole-Body Vibrations - From Basic Experiments to Effects of Seat and Steering Wheel Vibrations on the Passenger's Comfort Inside Vehicles," Universität Oldenburg, 2002.
- [4] S. Merchel, M. E. Altinsoy, and M. Stamm, "Just-Noticeable Frequency Differences for Whole-Body Vibrations.," in *Proceedings of Internoise 2011*, 2011.
- [5] M. E. Altinsoy, "Wahrnehmungsmerkmale von Ganzkörperschwingungen," *Lärmbekämpfung*, vol. 11, no. 1, 2016.
- [6] M. E. Altinsoy, M. Stamm, and S. Merchel, "Frequenzwahrnehmung von Ganzkörperschwingungen im Vergleich zur auditiven Wahrnehmung II."
- [7] ISO2631, "Mechanical Vibration and Shock – Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration," International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 1978.
- [8] M. E. Altinsoy, U. Jekosch, J. Landgraf, and S. Merchel, "Progress in Auditory Perception Research Laboratories - Multimodal Measurement Laboratory of Dresden University of Technology," in *Audio Engineering Society Convention 129*, 2010.
- [9] M. E. Altinsoy and S. Merchel, "BRTF (Body-Related Transfer Function) and Whole-Body Vibration Reproduction Systems," in *Audio Engineering Society Convention 130*, 2011.
- [10] B. Rohrmann, "Empirische Studien zur Entwicklung von Antwortskalen für die sozialwissenschaftliche Forschung," *Zeitschrift für Sozialpsychologie*, vol. 107, no. 5, pp. 222–245, 1978.
- [11] M. E. Altinsoy, "Identification of Quality Attributes of Automotive Idle Sounds and Whole-Body Vibrations," *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*, vol. 9, no. 1/2, pp. 4–27, 2013.
- [12] M. E. Altinsoy, "Einfluss der Ganzkörperschwingungen auf die Sportlichkeit des Fahrzeuginnenraumgeräusches," in *DAGA 2012 - 38th German Annual Conference on Acoustics*, 2012.

Experimentelle und simulationsgestützte Komfortuntersuchungen an einem elektrischen Rollstuhl

Sönke Lück, M.Sc., Prof. Dr.-Ing. **Rolf Naumann**,
Fachhochschule Bielefeld, ISyM, Bielefeld;
Dipl.-Ing. **Manfred Hermanski**,
Fachhochschule Bielefeld, Bielefeld

Kurzfassung

Insbesondere Personen, die alltäglich auf eine Mobilitätshilfe angewiesen sind, wie beispielsweise Rollstuhlfahrer, sind vor der Einwirkung schädlicher Vibrationen durch Fahrbahnanregungen zu schützen. Vibrationen, die durch die Überfahrt von schlechten Wegstrecken entstehen und auf den Rollstuhlfahrer einwirken, können langfristig Folgeerkrankungen wie Rückenleiden verursachen und Auslöser für Spasmen sein. Innerhalb eines Forschungsprojekts des ISyM wurden Erkenntnisse zum Fahrkomfort und zur Fahrdynamik elektrischer Rollstühle gewonnen [1]. Die Ergebnisse werden in diesem Artikel vorgestellt. Hierzu wurde ein Mehrkörper-Simulationsmodell des Rollstuhls mit einem Fahrdummy aufgebaut und anhand von experimentellen Untersuchungen verifiziert. Insbesondere die Dynamik des menschlichen Körpers hat einen erheblichen Einfluss auf die Dynamik des Rollstuhls. Um die menschliche Dynamik bei den experimentellen Untersuchungen zu berücksichtigen wurde ein Schwingungsdummy nach DIN 45676 [2] entwickelt. Hierbei stellt die Realisierung einer notwendigen geschwindigkeitsproportionalen Dämpfung eine besondere Herausforderung dar. Anhand von theoretischen Betrachtungen wird gezeigt, dass die Beeinflussung des Fahrkomforts an einem elektrischen Rollstuhl aufgrund der kinematischen und dynamischen Besonderheiten eine besondere Herausforderung darstellt. Es wird mit dem Simulationsmodell gezeigt, dass die Verwendung von semi-aktiven Dämpfungssystemen bei Rollstühlen zu keiner Verbesserung führen [3].

Abstract

In this paper, experimental and theoretical methods for the determination of driving comfort and driving safety of electric wheelchairs are investigated. The aim is to obtain a reproducible, quantitative assessment of wheelchairs.

1. Motivation und Hintergrund der Komfortuntersuchungen

Im Labor für Strukturanalyse (LSA) werden simulationsgestützte und experimentelle Fahrkomfort- und Fahrdynamikuntersuchungen an elektrischen Rollstühlen durchgeführt. Das Ziel der Untersuchungen ist es, die während der Rollstuhlnutzung auf den Fahrer wirkenden Schwingungen zu analysieren und eine methodische Vorgehensweise basierend auf experimentellen und theoretischen Arbeiten für die Bewertung des Fahrkomforts und der Fahrsicherheit zu entwickeln. Weiterhin sollen Konzepte entwickelt werden, mit denen die auftretenden Schwingungen reduziert und somit mögliche langfristige Folgeerkrankungen vermieden werden können.

Die meisten elektrischen Rollstühle verfügen, ähnlich wie Automobile, über ein Fahrwerk mit Feder-Dämpfer-Elementen und einen sich darauf abstützenden Aufbau. Dabei unterscheidet sich der Rollstuhl vom Automobil insbesondere durch ein ungünstiges Verhältnis zwischen (geringem) Radstand und (hohem) Gesamtschwerpunkt bei einem wesentlich geringeren Gewicht. Daher ist die Fahrwerksauslegung für die Rollstuhlhersteller besonders anspruchsvoll und in der Regel werden zur Auslegung heuristische Verfahren angewandt. Üblicherweise ist die Auslegung und Realisierung der Federung unproblematisch, jedoch besteht auch hier der Zielkonflikt zwischen einem optimalen Fahrkomfort und der Gewährleistung der Fahrsicherheit. Die Beurteilung der Güte des Fahrkomforts von entwickelten Rollstühle anhand von Kennzahlen ist bei den Herstellern meist nicht bekannt. Eine Quantifizierung des Fahrkomforts ist wünschenswert, um vergleichende Aussagen zu ermöglichen, beispielsweise angelehnt an [4].

Zur experimentellen Untersuchung der Vertikaldynamik von Rollstühlen wurde am Labor für Strukturanalyse (LSA) ein Schwingungsprüfstand aufgebaut, bei dem über einen Exzenter Rollstühle an einem Rad in Vertikalrichtung harmonisch über den Weg angeregt werden können. Parallel zu den experimentellen Untersuchungen werden detaillierte Mehrkörpersimulationsmodelle von Rollstühlen mit dem Programm Simpack entwickelt.

Der menschliche Körper und dessen Dynamik haben einen großen Einfluss auf das gesamt-dynamische Verhalten des Rollstuhls. Für die Simulationsrechnungen und während der experimentellen Untersuchungen wird das Schwingungsverhalten des menschlichen Körpers gemäß DIN 45676 abgebildet. Das Schwingungsmodell des sitzenden Menschen wurde als realer Dummy nach [2] aufgebaut [5].

2. Aufbau elektrischer Rollstuhl

Alle im Folgenden durchgeführten Untersuchungen werden am Beispiel eines elektrischen Rollstuhls der Firma Invacare (Bild 1 links), der insbesondere für den Betrieb im Außengelände vorgesehen ist, durchgeführt. Der Rollstuhl besitzt ein Eigengewicht von 174 kg.

Da im Außenbereich die Fahrbahnanregungen, die der Rollstuhl erfährt – und somit die auf den Menschen wirkenden Schwingungen – erheblich größer sind als im Wohnbereich, erhöhen sich die Anforderungen bezüglich der Fahrdynamik und des Fahrkomforts. Durch die kompakten Maße aufgrund des geringen Radstands und der Baubreite ist der Rollstuhl auf engstem Raum sehr wendig. Bei dem Rollstuhl werden alle vier Räder über Feder-Dämpfer-Elemente gelagert (Bild 1 rechts). Bei den verbauten Fahrwerksdämpfern handelt es sich um Einrohrdämpfer, wie sie an vollgefederten Fahrrädern eingesetzt werden.

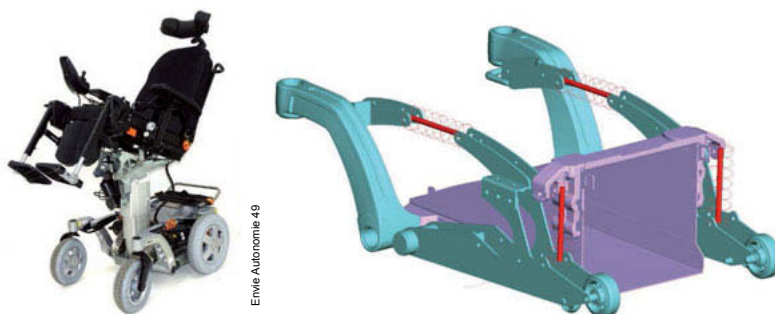


Bild 1: Elektrischer Rollstuhl (links), Aufbau des Rollstuhlfahrwerks (rechts)

3. Anforderungen und theoretische Betrachtungen

3.1 Beurteilung von Schwingungen des sitzenden Menschen

Akustische und mechanische Schwingungen können das menschliche Wohlbefinden und seine Komfortwahrnehmung stark beeinträchtigen. Dabei werden die vom Menschen subjektiv wahrgenommenen Schwingungen in die drei generellen Wahrnehmungsbereiche *Vibration* (0 Hz – 20 Hz), *Harshness* (20 Hz – 100 Hz) und *Noise* (100 Hz – 100 kHz) eingeteilt. Bei den folgenden durchgeführten Untersuchungen wird der Einfluss mechanischer fühlbarer Schwingungen (Vibrationen) auf den menschlichen Körper betrachtet.

In diesem Artikel soll mit Rollstuhlfahrern eine besondere Personengruppe betrachtet werden, die alternativlos auf ihre Mobilitätshilfe angewiesen ist. Ein komforttechnisch schlecht abgestimmtes Rollstuhlfahrwerk kann zu akuten Schmerzen oder langfristigen gesundheitlichen Schäden, wie zum Beispiel Wirbelsäulenerkrankungen des Fahrers, führen.

Der menschliche Körper reagiert dabei besonders empfindlich auf mechanische Schwingungen in einem Frequenzbereich von etwa 2 Hz bis 10 Hz, da er selbst als ein schwingungsfähiges System, das über verschiedene Resonanzen verfügt, angesehen werden kann. Die Resonanzen der inneren Organe liegen beispielsweise in einem Bereich von 4 Hz bis 8 Hz [4] [6] [7]. Eigenfrequenzen des Rollstuhls in diesem kritischen Frequenzband sollten nach Möglichkeit vermieden werden. In [7] wird beschrieben, dass sich Aufbau-eigenfrequenzen von Fahrwerken bei einer Frequenz von 1 Hz – 1,5 Hz bewährt haben und deshalb bei der Fahrwerksauslegung angestrebt werden sollten.

Durch die Belastung des menschlichen Körpers aufgrund von Ganzkörper-Schwingungen (GKS) kann es zu akuten Auswirkungen, wie erhöhter Muskelarbeit, Sehstörungen oder Konzentrationsstörungen, aber auch zu chronischen Gesundheitsschädigungen durch längerfristige Schwingungsexpositionen kommen. Gerade bei Rollstuhlfahrern treten häufig Schmerzen im Wirbelsäulenbereich auf. In [8] wird gezeigt, dass die Schwingungen, die auf einen sitzenden Menschen wirken, sich schädlich auf die Gesundheit und auf das Wohlbefinden auswirken. [9] beschreibt die Auswirkungen von GKS auf die Gesundheit von Rollstuhlfahrern. Schwingungen verschiedener Frequenzen werden verschieden intensiv vom menschlichen Körper wahrgenommen. Deshalb müssen die auf den Fahrer wirkenden Schwingungen gemäß seinem Empfindungsbereich gewichtet werden. In dem ersten Teil der internationalen Norm ISO 2631 [4] werden Messmethoden zur Bewertung von periodischen, zufälligen und transienten Ganzkörperschwingungen beschrieben, die in einem Frequenzbereich von 0,1 Hz bis 80 Hz auftreten. Für die Frequenzbewertung der Beschleunigungen am Rollstuhl werden die Frequenzbewertungskurven der ISO 2631-1 [4] verwendet. Hierbei sind die maßgeblichen Kurven für die Beanspruchungskriterien „Gesundheit und Wohlbefinden“ für die Körperhaltung „sitzend“ und den Messort „auf dem Sitz“ diejenigen mit der Bezeichnung W_k (z-Richtung) und W_d (x-, y-Richtung).

3.2 Theoretische Analyse der Fahrdynamik und des Fahrkomforts an Rollstühlen

Um den Einfluss des Radstands von Rollstühlen auf die Nick- und Hubeigenkreisfrequenz und somit auf den Fahrkomfort zu untersuchen, wird ein einfaches Einspurmodell des Rollstuhlaufbaus näher betrachtet. Das Federungsmodell besteht aus einem biegesteifen Balken, der über zwei Federn in einem Abstand L gelagert ist. L entspricht dabei dem Radstand des Rollstuhls.

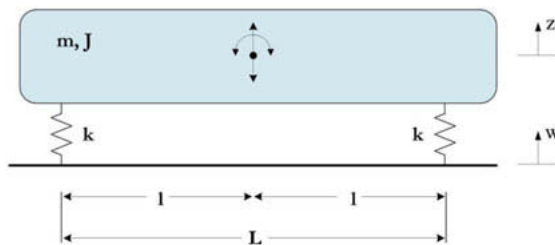


Bild 2: Einspurmodell des Rollstuhls

Für das in Bild 2 dargestellte symmetrische Modell gilt für die Eigenfrequenzen in Nick- und in Hubrichtung

$$f_{Nick} = \sqrt{\frac{2(l^2 k)}{J}} \quad f_{Hub} = \sqrt{\frac{2k}{m}}$$

Bei einem komfort-optimalen Fahrwerk liegen die Aufbaueigenfrequenzen (Nicken, Huben) allgemein in einem Bereich zwischen 1 Hz und 1,5 Hz. In diesem Frequenzbereich ist der Mensch weitestgehend unempfindlich bezüglich auf ihn einwirkende Schwingungen. Für die im Folgenden durchgeführten theoretischen Untersuchungen wird daher die Nickeigenfrequenz über die Anpassung der Federsteifigkeit k bei variierendem Radstand L stets auf 1 Hz festgelegt. Wie aus den oben dargestellten Zusammenhängen ersichtlich ist, verändert sich durch diese Maßnahme zwangsläufig die Hubeigenfrequenz. Um den Einfluss des Radstands auf das Dynamikverhalten des Rollstuhls zu untersuchen, wird der Radstand nun schrittweise von 3 m auf 0,5 m (Radstand des Rollstuhls) verringert. Bei konstanter Nick-Eigenfrequenz wird die Hub-Eigenfrequenz berechnet. Am Rollstuhl führt eine Verringerung des Radstands dazu, dass sich Nick- und Hubeigenfrequenz immer weiter voneinander entfernen. Würde man die Nickeigenfrequenz bei 1 Hz belassen, würde die Hubeigenfrequenz des Rollstuhls mit einem Radstand von 0,5 m bereits in einem Bereich von etwa 4 Hz liegen.

Eine Festlegung der Nickeigenfrequenz am Rollstuhl bei 1 Hz ist jedoch wenig realistisch, da bei einer derartig niedrigen Nickfrequenz der Rollstuhl aufgrund der weichen Fahrwerksfederung bei Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen sehr stark einfedern würde. Hierdurch würde das Kriterium der Fahrsicherheit, das das Kippen des Rollstuhls verhindern soll, nicht eingehalten. Daher muss die Nickeigenfrequenz des Rollstuhls, wie es durch experimentelle Messungen und eine Eigenwertberechnung an einem Simulationsmodell gezeigt werden konnte, in einem höheren Frequenzbereich – etwa bei 2,5 Hz – liegen. Dies führt unweigerlich

dazu, dass sich die Hub- und Nickfrequenz noch weiter voneinander entfernen und die Hubfrequenz den Rechnungen zufolge bei etwa 10 Hz liegt (Bild 3).

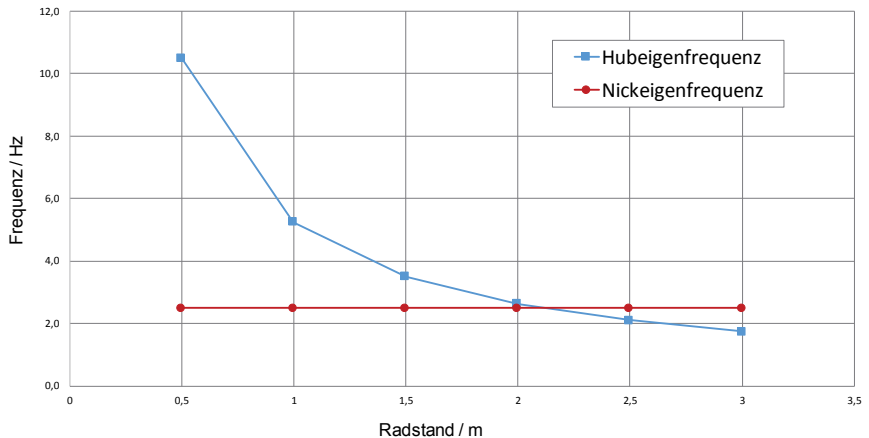


Bild 3: Nick- und Hubeigenfrequenzen an einem Rollstuhl bei variablem Radstand

Die Analyse zeigt, dass, um eine optimale Fahrkomfortauslegung des Rollstuhls zu realisieren, dieser über einen Radstand von 2 m verfügen müsste. Dies widerspricht allerdings der an das Fahrwerk gestellten Anforderung nach hoher Wendigkeit. Die Berechnungen zeigen, dass für die Auslegung einer Nick-Eigenfrequenz von 1 Hz bei einem Radstand von 2 m eine Aufbaufedersteifigkeit von etwa 5300 N/m benötigt wird (bei einem Radstand von 0,5 m ist bereits eine Steifigkeit von 85000 N/m notwendig). Aus den Untersuchungen wird demnach ersichtlich, dass der Fahrkomfort durch einen langen Radstand verbessert werden kann. Daher verfügen die Fahrwerke von Automobilen je nach Modell über einen Radstand von etwa 2 m bis 2,5 m. Bei sehr weich ausgelegten Limousinen ist der Radstand sogar noch länger. Aufgrund des Wunsches nach Fahrsicherheit und Wendigkeit des Rollstuhls ist es allerdings nicht möglich, den Radstand im Sinne eines optimalen Komforts – wie bei einem Automobil – bei dem die Fahrwerkseigenfrequenzen in Hub- und Nickrichtung annähernd gleich sind, auszulegen. Die Eigenfrequenzen werden bei konventionellen Rollstuhlfahrwerken immer in einem Bereich liegen, in dem der Mensch empfindlich ist. Ein hoher Gesamtschwerpunkt und der Fahrwerksaufbau, bei dem die Schwingen über Federelemente miteinander gekoppelt sind, verschlechtern den Fahrkomfort weiterhin.

4. Experimentelle Dynamikuntersuchungen

4.1 Entwicklung eines Schwingungsdummys des sitzenden Menschen

Die Vertikaldynamik des sitzenden Menschen hat Auswirkungen auf die Dynamik der Struktur auf der der Mensch sitzt. Insbesondere dann, wenn das Körpergewicht einen erheblichen Anteil am Gesamtgewicht des gefederten Systems besitzt. So hat der Fahrer eines PKW einen geringen Einfluss auf die Fahrdynamik, da das Körpergewicht nur einem Bruchteil des gesamten Fahrzeuggewichts entspricht. Anders dagegen ist es bei deutlich kleineren Fahrzeugen, wie zum Beispiel bei einem elektrischen Rollstuhl. Das Körpergewicht hat einen erheblichen Anteil am Gesamtgewicht des Systems, bestehend aus Rollstuhl (ca. 100 kg – 180 kg) und menschlichem Körper (60 kg – 120 kg). Um an einem Rollstuhl mit Fahrer Komfortanalysen durchzuführen, ist es notwendig die Vertikaldynamik des sitzenden Menschen zu berücksichtigen. Eine Möglichkeit besteht darin, die Vertikaldynamik näherungsweise mit einem Dummy reproduzierbar abzubilden. Der Aufbau eines solchen Dummys und dessen Eigenschaften sind in der DIN 45676 [2] im Anhang B „Schwingungsmodelle zur Nachbildung der Impedanz des sitzenden Menschen für 55 kg, 75 kg und 98 kg Körpermasse“ festgelegt. Ein Modell eines Dummys aus [2] entspricht dem Aufbau eines gedämpften Zweimassenschwingers. Die zwei Massen m_0 und m_1 sind über eine Feder k und einen Dämpfer b miteinander verbunden. Der geschwindigkeitsproportionale Dämpfer hat – je nach abzubildender Körpermasse – einen Dämpfungsbeiwert zwischen $1200 \text{ Ns/m} \leq b \leq 1800 \text{ Ns/m}$.

Eine besondere Aufgabe bei der Entwicklung eines Schwingungsdummys nach DIN 45676 besteht in der Realisierung eines geschwindigkeitsproportionalen Dämpfers. Die meisten in der Technik verwendeten Dämpfer verfügen über eine nichtlineare Kraft-Geschwindigkeits-Charakteristik. Zur Entwicklung des Dummys wurden daher bekannte Dämpfermechanismen wie Reibungsdämpfer, Flüssigkeitsdämpfer, Wirbelstromdämpfer und aktive mechatronische Dämpfer untersucht und auf ihre Eignung zur geschwindigkeitsproportionalen Dämpfung geprüft. Es zeigt sich, dass eine Realisierung einer geschwindigkeitsproportionalen Dämpfung für einen Dummy entsprechend [2] nur mit einem aktiven mechatronischen Dämpfer möglich ist. Modelle für passive und aktive Schwingungsdummys werden in [10] und [11] beschrieben.

Wird ein elektrodynamischer Schwingerreger (Shaker) mit einem Strom i , der proportional zur relativen Geschwindigkeit ist, angesteuert, so verhält sich dieser wie ein geschwindigkeitsproportionaler Dämpfer. Nach diesem Prinzip ist es auch möglich mit einem Shaker Steifigkeiten entsprechend einer Feder zu erzeugen. Bild 4 zeigt den Aufbau für einen Einmassenschwinger mit aktivem Dämpfer. Der Shaker mit einer Zusatzmasse stellt die Masse m_1 des Dummys

dar. Über einen Geschwindigkeitssensor wird die Relativgeschwindigkeit zwischen m_0 und m_1 gemessen und als Spannungssignal ausgegeben. Dieses Signal wird verstärkt und als Eingangsgröße an den stromgesteuerten Shaker übergeben, der hieraus eine geschwindigkeitsproportionale Kraft stellt.

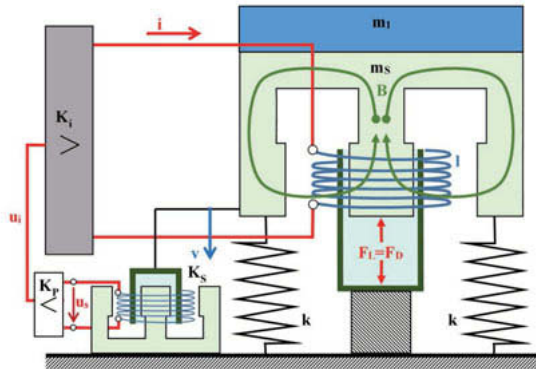


Bild 4: Konzept für einen Einmassenschwinger mit aktivem Dämpfer

Im Fall des aktiven geschwindigkeitsproportionalen Dämpfers entspricht die Lorentzkraft F_L der Dämpferkraft F_D :

$$F_L = Bl \cdot i = b \cdot v = F_D, \quad \text{mit } b = Bl \cdot K_i \cdot K_p \cdot K_s$$

Der beschriebene aktive mechatronische Dämpfer ist ein gesteuerter Aktuator, da nur proportional zur gemessenen Systemgröße v die Dämpferkraft F_D in das mechanische System rückgekoppelt eingespeist wird. Die Stabilität des Gesamtsystems ist nach üblichen regelungstechnischen Kriterien untersuchbar.

Anhand des Wirkprinzips aktiver Dämpfer wurde ein Dummy aufgebaut (Bild 5, links). Der in dem Dummy verbaute Inertialshaker der Firma Tira übernimmt auch die Lagerung der Masse m_1 . Um das Querspiel der Masse m_1 zu begrenzen und somit den Shaker vor großen Nickbewegungen zu schützen, werden an der Masse m_1 zusätzliche Gleitlagerbuchsen mit geringem Querspiel verbaut.



Bild 5: Mechatronischer Schwingungsdummy (links) und MKS-Modell des Dummys (rechts)

Zur Validierung des Dummys wurden dynamische Messungen auf einem Prüfstand durchgeführt (Bild 6 links). Da im Labor für Strukturanalyse keine Aktuatoren zur Messung der Eingangsimpedanz des Schwingungsdummys vorhanden sind, wird der Dummy an der Masse m_1 durch einen weiteren Shaker mit einem Rauschsignal angeregt. Die dynamische Nachgiebigkeit zwischen der Anregung und der Masse m_1 wird gemessen. Der Frequenzgang der Messung wird dem Frequenzgang des Modells mit Normparametern, das ebenfalls an der Masse m_1 angeregt wird, gegenübergestellt. Bild 6 (rechts) zeigt einen Vergleich des Realteils der Frequenzgänge. Der Imaginärteil zeigt eine ähnliche Übereinstimmung.

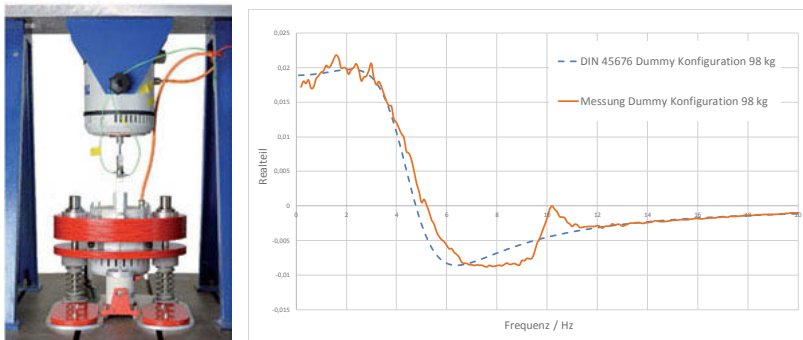


Bild 6: Dummy auf dem Prüfstand (links), Vergleich Messung 98 kg Dummy mit Norm (rechts)

Es zeigen sich nur im Bereich von 10 Hertz Abweichungen, die auf eine verbliebene Nachgiebigkeit in Horizontalrichtung zurückzuführen sind. Es wird zurzeit versuchstechnisch und simulationsunterstützt (Bild 5 rechts) untersucht, ob dieser Effekt im Bereich um 10 Hz die Vertikaldynamik unzulässig beeinflusst. Darüber hinaus bestehen Ansätze, die verbliebenen Abweichungen konstruktiv zu vermeiden.

4.2 Experimentelle Untersuchungen

Um das dynamische Rollstuhlverhalten experimentell zu untersuchen, werden Fahrversuche auf Kopfsteinpflaster mit einer 95 kg schweren männlichen Versuchsperson durchgeführt. Dabei wird der Rollstuhl bei drei unterschiedlichen Fahrzeuggeschwindigkeiten – 3 km/h (Bild 7, ①), 6,5 km/h (Bild 7, ②) und 10 km/h (Bild 7, ③) – betrieben. Bei der Fahrt mit dem Rollstuhl über eine sehr schlechte Fahrbahnoberfläche, wie der des Kopfsteinpflasters wird der Rollstuhl mit einem breiten Spektrum im Wegbereich angeregt. Somit können alle wesentlichen Resonanzeffekte, die nötig sind, um den Fahrkomfort des Rollstuhls beurteilen zu können, analysiert werden.

Um die auf den menschlichen Körper wirkenden Beschleunigungen zu messen und Messdaten zur späteren Verifizierung des Rollstuhl-Simulationsmodells zu erhalten, wird der Rollstuhl mit Beschleunigungssensoren ausgestattet. Ein Sensor misst die Beschleunigungen normgerecht zwischen dem Fahrer und dem Sitzkissen.

Bild 7 stellt die fahrgeschwindigkeitsabhängigen unbewerteten Beschleunigungsspektren am Sitz bei Messungen auf Kopfsteinpflaster mit Fahrer dar. Durch eine erhöhte Fahrgeschwindigkeit werden die Eigenfrequenzen des Rollstuhls in einem Bereich von 8 Hz bis 20 Hz stark angeregt.

Auch eine Bewertung der gemessenen Beschleunigungen durch einen Humanschwingungsfilter ändert den durch die Fahrbahn angeregten kritischen Frequenzbereich nicht. Dies ist ein Hinweis darauf, dass der Rollstuhl in dem vom Menschen als besonders empfindlich wahrgenommenen Frequenzbereich Resonanzeffekte hat, die auch am Sitz deutlich messbar sind. Die im Bereich zwischen 2,5 Hz bis 5 Hz gemessene Überhöhung wird durch die Dynamik des menschlichen Körpers in Kombination mit der Nickeigenfrequenz des Rollstuhls hervorgerufen.

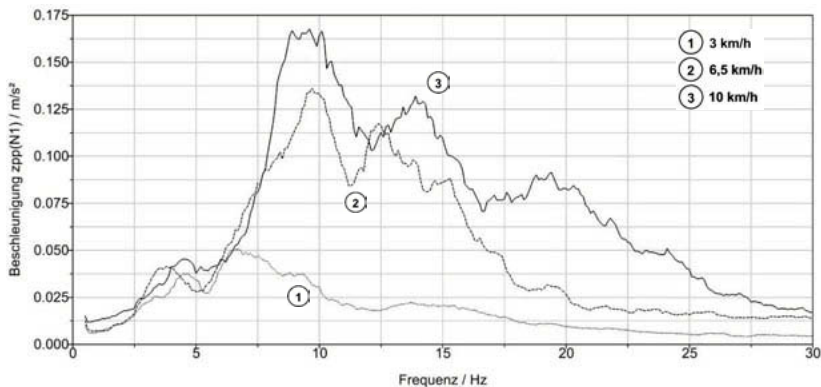


Bild 7: Beschleunigungsspektren Rollstuhl mit Fahrer auf Kopfsteinpflaster

Bei den Messungen auf dem Prüfstand wird das Schwingverhalten eines 98 kg schweren Menschen durch einen Schwingungsdummy ohne Dämpfung nach DIN 45676 abgebildet. Bild 8 (rechts) zeigt die Übertragungsfunktionen zwischen Exzenteranregung und Systemantwort am Sitz. Es werden drei Versuchsreihen durchgeführt. Bei einer Untersuchung wird die Dynamik des Rollstuhls mit funktionsfähigen Dämpfern untersucht ①. Bei einer weiteren Messung wird die Dynamik des Rollstuhls ohne wirksame Dämpfer gemessen ②. Hierdurch wird der Einfluss der verbauten Dämpfer auf den Fahrkomfort analysiert. Abschließend wird der Rollstuhl durch eine Testperson mit einem Gewicht von 95 kg belastet ③. Für die Untersuchungen des Rollstuhls unter Laborbedingungen wird dieser auf dem Prüfstand durch einen Gleitsinus am linken Hinterrad harmonisch angeregt. Die Amplitude des Sinus beträgt 1,29 mm und der Gleitsinus wird innerhalb von 50 Sekunden von 0,5 Hz auf 20 Hz erhöht. Es lässt sich beobachten, dass sich der Betrag der am Sitz gemessenen Beschleunigung durch die Reduzierung der passiven Dämpfung verringern lässt und sich die Resonanzen in einen niederfrequenten Bereich verschieben. Die bei den Fahrversuchen auf Kopfsteinpflaster beobachteten dynamischen Effekte am Rollstuhl können anhand der Prüfstandversuche reproduziert werden. Es ist ferner zu beachten, dass der Mensch mit seiner Dämpfung einen erheblichen Einfluss auf das dynamische Verhalten des Rollstuhls hat.

Die Messung mit Dummy ohne Dämpfung ist gut geeignet, um die Resonanzeffekte am Rollstuhl zu kennzeichnen. Das Gesamtdynamikverhalten kann hingegen nur durch die Messungen mit gedämpftem Dummy beurteilt werden. Ein gedämpfter Dummy lag zum Zeitpunkt der Messungen nicht vor.

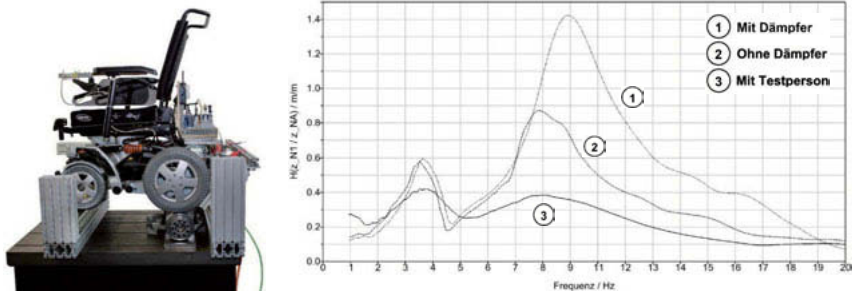


Bild 8: Rollstuhl auf dem Prüfstand (links), Messungen auf dem Prüfstand

Die Untersuchungen zeigen, dass die am Rollstuhl verbauten Dämpfer überdimensioniert sind und den Fahrkomfort verschlechtern. Die Dämpferelemente überbrücken in gewissen Fahrsituationen die Federelemente, die hierdurch nur bei großen Weganregungen, wie zum Beispiel bei der Überfahrt über einen abgesenkten Bordstein, wirken. Sie dienen jedoch der Fahrsicherheit, da durch die hohe Dämpferkraft eine Nickbewegung bei starken Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen des Rollstuhls vermieden wird. Insbesondere wird in der Literatur beschrieben, dass der Aufbaudämpfungsgrad im Sinne eines guten Komforts einen kritischen Wert von $D = 0,5$ nicht überschreiten sollte, da die dynamische Steifigkeit bei gewissen Anregungen so groß wird, dass das Fahrzeug auf dem Reifen federt [7]. Am untersuchten Rollstuhl wird mit der verbauten Dämpfung ein Dämpfungsgrad von $D = 0,5$ überschritten. Hierdurch verschiebt sich die Aufbaueigenfrequenz in einen höheren Frequenzbereich.

5 Simulationsgestützte Untersuchungen

Durch experimentelle Untersuchungen kann gezeigt werden, dass sich die Fahrsicherheit an einem Rollstuhl durch eine hohe Fahrwerksdämpfung verbessern lässt, jedoch den Fahrkomfort negativ beeinflusst. In der Automobilindustrie werden steuerbare Dämpfer in Fahrwerken dazu genutzt, um einen guten Fahrkomfort bei hoher Fahrsicherheit zu gewährleisten.

Es ist daher das Ziel der Untersuchungen den Fahrkomfort und die Fahrsicherheit an einem elektrischen Rollstuhl durch die Verwendung steuerbarer Dämpfer zu analysieren. Hierzu wurden simulationsgestützte Untersuchungen zum Einfluss eines semi-aktiven Fahrwerks auf den Fahrkomfort eines Rollstuhls mittels eines detaillierten Mehrkörpersimulationsmodells durchgeführt. Das nichtlineare Rollstuhlmodell (Bild 9, links) berücksichtigt die Rollstuhlbereifung, die Sitzkissensteifigkeit, die Feder-Dämpfer-Elemente des Fahrwerks, Lagerreibungen sowie

den Schwingungsdummy. Die Verifikation des Simulationsmodells wurde anhand von statischen Messungen (Vergleich der Radaufstandskräfte und Einfederungen) und dynamischen Messungen des Rollstuhls auf dem Prüfstand durchgeführt (Bild 9, rechts).

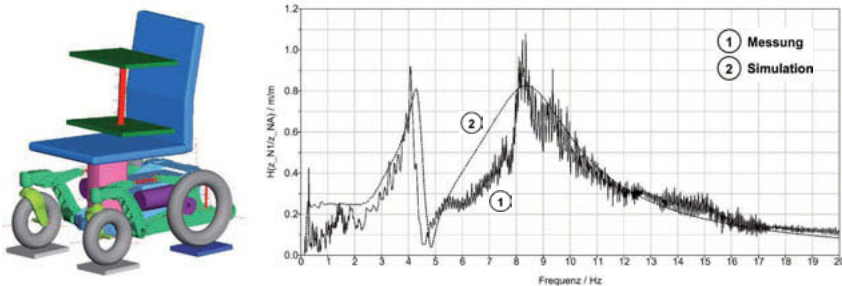


Bild 9: MKS-Modell des Rollstuhls (links), Verifikation des MKS-Modells (rechts)

Die Verifikation zwischen dem Simulationsmodell und den Messungen des Rollstuhls auf dem Prüfstand haben ergeben, dass auch ohne verbaute Fahrwerksdämpfer immer eine Grunddämpfung in dem Simulationsmodell zu berücksichtigen ist. Hierzu wird eine Dämpfung von 1500 Ns/m im Bereich der vertikalen und horizontalen Feder-Dämpfer-Elemente modelliert.

Zur Untersuchung des Einflusses einer semi-aktiven Dämpfung an einem Rollstuhlfahrwerk wurde die Skyhook-Regelung an einem einfachen Ersatzmodell des Rollstuhls untersucht (Bild 10). Das vereinfachte Simulationsmodell enthält die wesentlichen dynamischen Effekte sowohl für den Rollstuhl als auch für den Menschen. Die Rollstuhlmasse wird über eine stochastische Anregung in vertikaler Richtung angeregt. Die Anregung entspricht einem Leistungsdichtespektrum von Kopfsteinpflaster, das der Rollstuhl mit einer Geschwindigkeit von 6,5 km/h überfährt. Die steuerbaren Dämpfer werden während der Simulation durch ein Bingham-Modell abgebildet.

Die Untersuchungen an einem Zweimassenschwinger ergeben, dass durch den Einsatz einer semi-aktiven Regelung in Verbindung mit steuerbaren Dämpfern der Fahrkomfort erheblich gesteigert werden kann. Angewandt auf den Zweimassenschwinger erzielt der Skyhook-Algorithmus gute Ergebnisse und kann den Fahrkomfort im Verhältnis zu einem passiven System mit einem Dämpfungsmaß von 0,25 um etwa 25 % verbessern.

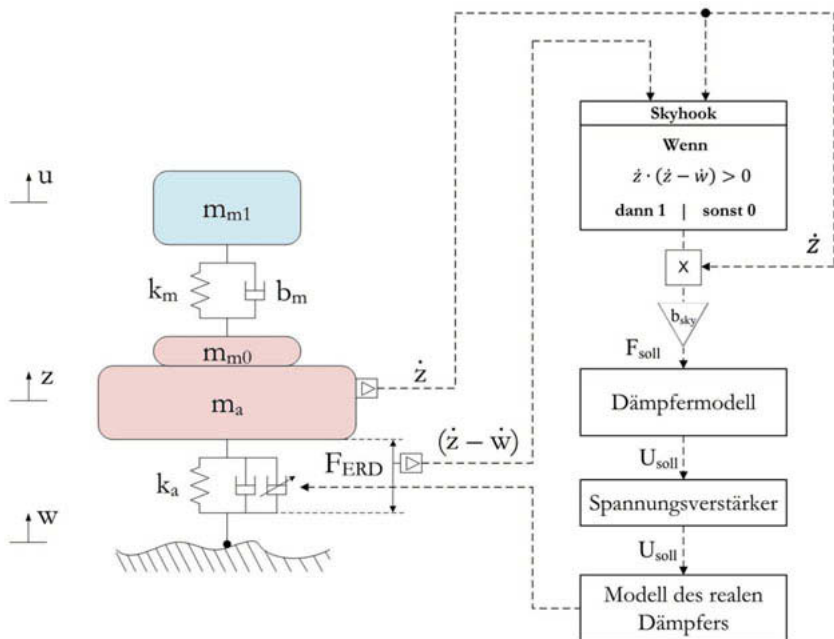


Bild 10: Semi-aktive Dämpfung am Ersatzmodell

Abschließend wird der Einsatz der Skyhook-Regelung am verifizierten Simulationsmodell untersucht. Das Simulationsmodell wird für die Untersuchungen, wie auf einem 4-Poster-Prüfstand, an allen 4 Rädern mit der oben beschriebenen Anregung eines Kopfsteinpflasters angeregt. Der Vergleich der Effektivwerte der am Sitz gemessenen bewerteten Beschleunigungen zeigt, dass keine Verbesserung des Fahrkomforts durch die Verwendung des semi-aktiven Systems am Rollstuhl erzielt wird. Der Effektivwert bleibt nahezu unverändert bei $1,89 \text{ m/s}^2$. Die Unterschiede liegen bei 1 %.

Die Grunddämpfung eines Schwingensystems hat einen erheblichen Einfluss auf die durch ein semi-aktives System zu erzielenden Verbesserungen [8]. Falls das System einen Dämpfungsgrad von $D = 0,3$ aufweist, können kaum noch Verbesserungen des Fahrkomforts durch semi-aktive Dämpfer erzielt werden. Der Fahrkomfort kann sich sogar bei Anwendung eines semi-aktiven Systems im Vergleich zu einem passiven System verschlechtern. Eine Eigenwertanalyse mit dem Simulationsmodell mit Grunddämpfung zeigt, dass das Simulationsmodell mit

gedämpftem Fahrer in vertikaler Richtung ein Dämpfungsgrad von 0,37 aufweist. Das untersuchte Zweimassenersatzmodell ohne Grunddämpfung verfügt lediglich über ein Dämpfungsgrad von 0,1. Anhand der simulationsgestützten Untersuchungen konnte gezeigt werden, dass an einem Rollstuhl ein semi-aktives Fahrwerk den Fahrkomfort nicht verbessern kann, da bereits in dem Fahrwerk eine sehr große Grunddämpfung vorhanden ist. Somit ist der Dämpfungsgrad des Gesamtsystems (Fahrwerk ohne Fahrwerksdämpfer und Mensch) zu hoch um eine Komfortverbesserung zu erreichen. Experimentelle Untersuchungen mit steuerbaren Dämpfern am Rollstuhl bestätigen die Simulationsergebnisse.

6. Ausblick

Die bisherigen Untersuchungen haben gezeigt, dass gerade für Rollstühle besondere Anforderungen bei der Auslegung des Fahrwerks hinsichtlich Fahrkomfort und Fahrsicherheit zu beachten sind, die sich von denen im Automobilbereich unterscheiden. Ziel ist es, eine reproduzierbare Vorgehensweise / Methodik für die experimentelle und theoretische Ermittlung von vergleichbaren Kennwerten für den Fahrkomfort und die -sicherheit von Rollstühlen zu erarbeiten. Hierfür ist die Verwendung eines geeigneten Dummys zwingend notwendig. Folgende Punkte sollen nachfolgend erarbeitet werden:

- Untersuchungen zum Einfluss des Sitzkissens,
- Fahrkomfortmessungen an Rollstühlen im täglichen Einsatz,
- Messungen auf einem Fahrbahnprüfstand mit definiertem Anregungsspektrum entsprechend verschiedener Fahruntergründe (Asphalt, Kopfsteinpflaster und weitere)

7. Literaturangaben

- [1] Naumann, R.: Verwendungsnachweis, Teil Sachbericht, FKZ KF 2426505WM2. Zentrales Innovationsprogramm Mittelstand (ZIM) des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie (BMWi) – Fördermodul Kooperationsprojekte. Bielefeld 2015.
- [2] DIN 45676:2003-06: Mechanische Eingangsimpedanzen und Übertragungsfunktionen des menschlichen Körpers.
- [3] Lück, S.: Experimentelle und simulationsgestützte Fahrkomfortuntersuchungen an einem Rollstuhl. Masterthesis. Bielefeld 2014.
- [4] ISO 2631-1:1997(E): Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 1: General requirements.
- [5] Muckermann, M.: Entwicklung eines geschwindigkeitsproportionalen Dämpfers. Masterthesis. Bielefeld 2017.
- [6] Knauer, P.: Objektivierung des Schwingungskomforts bei instationärer Fahrbahnanregung. Dissertation. München 2010.
- [7] Ersoy, E., Gies, S.: Fahrwerkhandbuch. Grundlagen, Fahrdynamik, Fahrverhalten, Komponenten, Elektronische Systeme, Fahrerassistenz, Autonomes Fahren, Perspektiven. Wiesbaden: Springer Vieweg 2017.
- [8] Hauck, M.: Geregelte Dämpfung für Traktor-Fahrersitze. Dissertation. Berlin 2001.
- [9] Smith, D.: An advanced controller for a semi-active wheelchair suspension. Masterthesis, San Luis Obispo 2011.
- [10] Knoblauch, J.: Entwicklung und Bau eines physikalischen Schwingungsmodells des sitzenden Menschen. Dissertation. Aachen: Shaker Verlag 1993.
- [11] Riedel, S.: Arbeitswissenschaftliche Erkenntnisse. Forschungsergebnisse für die Praxis. Schwingungsmessung – Sitzprüfung und Messungen in Fahrzeugen. Dortmund: Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin 2006.

Das neue PFERD-Werkzeugsystem als Alternative zu Schrupscheiben

The new PFERD TOOL SYSTEM as an alternative to grinding wheels

Dipl.-Ing. **Claus Genau**, August Rüggeberg GmbH & Co. KG
PFERD-Werkzeuge Marienheide;

Abstract

In the multi position test specially developed by PFERD three robust tools *CERAMIC SG COMFORT*, *CC-GRIND-STRONG* and *CC-GRIND-SOLID SGP* of the new PFERD tool systems demonstrate significant advantages with regard to vibrations, noise, aggressiveness and disc wear in grinding applications compared with conventional, tough bonded grinding wheels.

Im speziell von PFERD entwickelten Multipositionstest zeigen die drei robusten Werkzeuge *CERAMIC SG COMFORT*, *CC-GRIND-STRONG* und *CC-GRIND-SOLID SGP* des neuen PFERD Werkzeugsystems signifikante Vorteile im Schleifeinsatz bezüglich Vibrationen, Lautstärke, Aggressivität und Scheibenabrieb im Vergleich zu konventionellen, hart gebundenen Schrupscheiben.

1. Einleitung

Die herkömmliche Schrupscheibe für den Winkelschleifer ist preiswert, universell einsetzbar und das meistverwendete Schleifwerkzeug. Im händischen Schleifeinsatz erzeugt ihre harte Konstruktion aus kunstharzgebundenem Schleifmittel jedoch beim Anwender extrem hohe Lärm-, Vibration- und Emissionsbelastungen. Bei der Entwicklung von Neuwerkzeugen steht bei PFERD der Mensch im Mittelpunkt. Über den **PFERDVALUE**-Ansatz werden Werkzeuglösungen entwickelt, die die Belastung des Anwenders im Schleif-/ Trenneinsatz minimieren und gleichzeitig die Anforderungen der Wirtschaftlichkeit erfüllen.

Es ist ein neues PFERD Werkzeugsystem als Alternative zu herkömmlichen Schrupscheiben entwickelt worden, welches signifikante **PFERDVALUE**- Vorteile besitzt.

2. PFERDVALUE

Beratungsleistungen, zum Beispiel zur Verbesserung der Arbeitsergonomie oder zur Steigerung der Wirtschaftlichkeit, gewinnen im internationalen Wettbewerb an Bedeutung. **PFERDVALUE** – Mehrwert mit PFERD – betrachtet Arbeitsergonomie (**PFERDERGONOMICS**) und Wirtschaftlichkeit (**PFERDEFFICIENCY**) systematisch mit dem Ziel der optimalen Gesunderhaltung des Werkers und der Erzielung bestmöglicher Effizienz.

Bei **PFERDERGONOMICS** werden die im Schleif- und Trenneinsatz von PFERD-Werkzeugen auftretenden Vibrationen, Lärm und Emissionen im Vergleich zu konventionellen Werkzeugen reduziert und der Komfort erhöht. Bei **PFERDEFFICIENCY** werden im Vergleich zu konventionellen Werkzeugen Energie gespart, Abfall verringert, Zeit gespart und die Ressourcen optimal eingesetzt. Anhand der acht Piktogramme (siehe Bild 1) erkennen Anwender auf Anhieb, welche **PFERDVALUE**-Vorteile die innovativen PFERD-Werkzeuglösungen im Vergleich zu herkömmlich eingesetzten Produkten bieten. Der **VibrationFilter** und der **NoiseFilter** beziehen sich dabei auf die Tagesgrenzwerte der Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung (Lärm-VibrationsArbSchV).



Bild 1: Acht Piktogramme, die die **PFERDVALUE**-Vorteile im Vergleich zu herkömmlichen Produkten aufzeigen.

3. Das neue PFERD-Werkzeugsystem mit PFERDVALUE-Vorteilen als Alternative zu Schrappscheiben

Beim Schleifen mit Schrappscheiben erfährt der Anwender enorme Belastungen bezüglich Lärm und Vibration. Die drei innovativen und patentierten PFERD-Werkzeuge (siehe Bild 2) die Schrappscheibe *CERAMIC SG COMFORT*, die Schleifscheibe *CC-GRIND-STRONG* und die Schleifscheibe *CC-GRIND-SOLID* haben Dämpfungselemente im Werkzeuggrundkörper integriert. Die beim Schleifprozess auftretenden Vibrationen werden bei der *CERAMIC SG COMFORT* und der *CC-GRIND-STRONG* durch die nur im Scheibenzentrum verklebten Schleifronden und bei der *CC-GRIND-SOLID* durch die Dämpfungselemente im Scheibenträger gedämpft. Alle drei Werkzeuge machen sich die Vorteile von Schleifmittel auf Unterlage zu Nutze. Der vergleichsweise hohe Kornüberstand und der große Spanraum stellen eine ideale Voraussetzung für effizientere Spanbildung dar. Die resultierenden Späne sind signifikant größer als beim Einsatz gebundener Schleifmittel (Schrappscheiben) und reduzieren somit das Gesundheitsrisiko des Anwenders infolge von Staubemission. Darüber hinaus werden die benötigte Antriebsleistung des Werkzeugantriebs und der benötigte Kraftaufwand des Werkers reduziert, wodurch ebenfalls eine Schonung von humanen und energetischen Ressourcen erzielt wird.

Die Schleifscheiben *CC-GRIND-SOLID SGP* enthalten **DELTA**GRAIN-Keramiksleifkörner und gehören somit zu den effektivsten Schleifwerkzeugen weltweit. Durch das dreieckige, präzisionsgeformte Schleifkorn von PFERD wird eine einzigartig hohe Schleifleistung erreicht. Die Schleifkornschnitten der form- und größengleichen Dreiecke des **DELTA**GRAIN-Sleifkorns treffen mit einem optimalen Winkel auf das Werkstück. Somit benötigt das einzelne Schleifkorn noch weniger Energie, um in das Werkstück einzudringen. Auch der strukturelle Aufbau der Dreiecke von **DELTA**GRAIN ist speziell angepasst. Die sehr kleinen Kristalle innerhalb des Dreiecks bieten ein optimales Verschleißverhalten. Es stehen stets scharfe Schneiden zur Verfügung, aber nur ein notwendiges Minimum des Schleifkorns/ Dreiecks bricht weg. Der Anwender profitiert auf diese Weise von einem effizienten Zerspanprozess mit schnellem Arbeitsvorschritt, hoher Standzeit, weniger Wärme, die in das Werkstück eingebracht wird, und einem niedrigeren Leistungsbedarf des Werkzeugantriebes.



Bild 2: Dämpfender Aufbau und **PFERDVALUE**-Vorteile der drei innovativen PFERD-Werkzeuge gegenüber herkömmlichen Schruppscheiben.

4. Multipositionstest zur messtechnischen Ermittlung der **PFERDVALUE**-Vorteile

Mit Schruppscheiben werden primär Kanten zur Schweißnahtvorbereitung angefast und Schweißnähte egalisiert. Diese Schleifaufgaben werden in der Praxis geschätzt zu ca. 40 % mit Schleifrichtung nach unten (geringe Körperbelastung), zu ca. 40 % mit Schleifrichtung zur Seite (mittlere Körperbelastung) und zu ca. 20 % mit Schleifrichtung nach oben (hohe Körperbelastung) durchgeführt. Beim PFERD-Multipositionstest egalisiert der Prüfer mittels Schleifwerkzeug und Winkelschleifer ein 10 x 200 mm Stahlblech, welches in drei Positionen nach unten mit 10 mm, zur Seite mit 10 mm und nach oben mit 5 mm Überhang auf die jeweilige Halteschiene mit dem beschriebenen Körperbelastungsprofil heruntergeschliffen wird (siehe Bild 3). Bei einem Gesamtabtrag von ca. 500 g für alle drei Positionen werden zusätzlich der gesetzliche Auslösewert $A(8) = 2,5 \text{ m/s}^2$ [min] für Vibration, die Lautstärke/Lärm L_{pAeQ} [dB(A)] und der Scheibenabrieb pro Kilogramm Abtrag [g/kg] ermittelt. Bei Überschreitung des Auslösewertes für Hand-Arm-Vibrationen $A(8) > 2,5 \text{ m/s}^2$ in der täglichen Arbeit muss der Beschäftigte nach der Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung (LärmVibrationsArbSchV) informiert und über die Gefahren durch Vibrationen unterwiesen werden. Zusätzlich ist ein Vibrationsminderprogramm aufzustellen und durchzuführen, und eine Angebotsvorsorge gemäß Verordnung zur arbeitsmedizinischen Vorsorge durchzuführen. Die Vibrationen werden

bei diesem Test über Beschleunigungsaufnehmer am Haupt- und Zusatzgriff des verwendeten Winkelschleifers und die Lautstärke über ein Lärmdosimeter in Ohrhöhe des Prüfers ermittelt. Der Strom- oder Luftverbrauch des Winkelschleifers und seine mittlere Einsatzdrehzahl werden zusätzlich aufgenommen. Wie bei allen Handschleiftests ist der PFERD-Multipositionstest nur für Vergleichsuntersuchungen einzusetzen, da die Ergebnisse erheblich von den individuellen Voraussetzungen des Prüfers und von der genauen Positionierung der Messsensoren abhängig sind. Erzielt ein neues Werkzeug signifikante Vorteile gegenüber herkömmlichen Produkten, so erhält es das jeweilige **PFERDVALUE**-Piktogramm.



Bild 3: PFERD-Multipositionstest mit den 3 Schleifrichtungen (nach unten, oben & zur Seite).

5. Vorteile des neuen PFERD Werkzeugsystems als Alternative zu Schrappscheiben

Bei dieser Versuchsreihe wurden sechs Werkzeugvarianten im Multipositionstest eingesetzt und gegenübergestellt (Versuchsdurchführung siehe Bild 4).

Drei herkömmliche Werkzeugvarianten aus dem Markt:

- Herkömmliche Aluminium-Korund Schrappscheibe *PFERD E 125-7 P PSF STEELOX*
- Keramikkorn Schrappscheibe mit Dreieckskorn (Wettbewerbsprodukt)
- Zirkonkorund Fächerschleifscheibe *PFERD PFC 125 Z40 POWER STEELOX*

Das neue PFERD Werkzeugsystem als Alternative zu Schrappscheiben:

- Keramikkorn Schrappscheibe *PFERD E 125-7 CERAMIC SG COMFORT STEEL*
- Keramikkorn Schleifscheibe *PFERD CC-GRIND-STRONG 125 SG STEEL*

• **DELTAGRAIN Schleifscheibe PFERD CC-GRIND-SOLID 125 SGP STEEL**

Die Messergebnisse mit PFERDVALUE-Vorteilspiktogrammen sind in Bild 5 dargestellt.

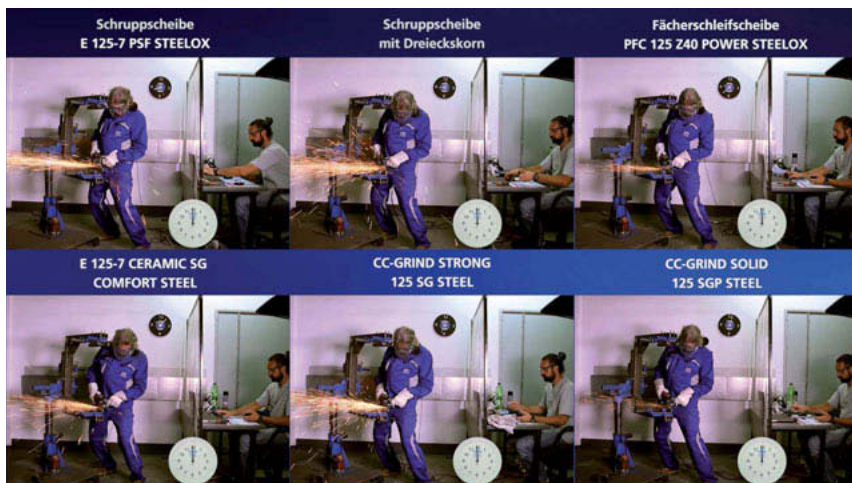


Bild 4: Versuchsdurchführung Multipositionstest für 6 Werkzeugvarianten durch einen Prüfer.

Leiter R&D 53J.  Bearbeitungsaufgabe: 200g Abtrag leicht 100g Abtrag schwer 200g Abtrag mittel 500g Gesamtabtrag	E 125-7 PSF STEELOX   PFC 125 240 POWER STEELOX   	E 125-7 CERAMIC SG COMFORT STEEL   CC-GRIND STRONG 125 SG STEEL     	CC-GRIND SOLID 125 SGP STEEL   			
Gesamtbearbeitungszeit [min]	19,0	12,5 	12,2 	15,8 	11,3 	8,4 
Auslösewert = 2,5m²/s² [min]	30	25 	178 	148 	165 	228 
Laustärke/Lärm LpAeq [dB(A)]	103	105 	99 	100 	97 	95 
Scheibenabrieb pro Kilo [g/kg]	96	21 	10 	41 	10 	7 
Gesamtabtrag [g/kg]	1,5	1,8 	3,2 	1,3 	3,7 	5,5 

Multipositionstest 2018



2018

PFERD



Bild 5: Ergebnisse des PFERD-Multipositionstest mit PFERDVALUE-Vorteilspiktogrammen.

Die Fächerschleifscheibe *PFERD PFC 125 Z 40 POWER STEELOX* bietet im Vergleich zur herkömmlichen Schrappscheibe *PFERD E 125-7 P PSF STEELOX* und der Schrappscheibe mit Dreieckskorn teilweise deutliche Vorteile bei der Bearbeitungszeit, dem Auslösewert für Vibrationen, der Lautstärke und dem Scheibenabrieb. In der Praxis werden Fächerschleifscheiben jedoch vielfach von den Werkern abgelehnt, da sie als nicht robustes Feinschleifwerkzeug angesehen werden.

Die drei Werkzeuge des neuen PFERD-Werkzeugsystems Schrappscheibe *CERAMIC SG COMFORT*, Schleifscheibe *CC-GRIND-STRONG* und *CC-GRIND-SOLID SGP* sind speziell für den robusten Schleifeinsatz in der Praxis entwickelt worden. Sie erfüllen die gesetzlichen Sicherheitsanforderungen von Schrappscheiben. Sie erzielen im Vergleich zur herkömmlichen Schrappscheibe *PFERD E 125-7 P PSF STEELOX* und der Schrappscheibe mit Dreieckskorn signifikante Vorteile bezüglich Lärm und Vibration. Der Auslösewert $A(8) = 2,5 \text{ m/s}^2$ für Vibrationen wird bei den beiden Schrappscheiben bereits nach 30 Minuten erreicht, wogegen die drei Werkzeuge des neuen PFERD-Werkzeugsystems erst nach 148 bis 228 Minuten diesen kritischen Tagesdosisgrenzwert im Schleifeinsatz erreichen. Bei der Lautstärke liegen die Werkzeuge des neuen Werkzeugsystems um 3 bis 8 dB(A) ebenfalls signifikant unterhalb der extrem hohen Werte der beiden Schrappscheiben. Die dämpfende Baukonstruktion der drei Werkzeuge des neuen PFERD-Werkzeugsystems führt im Schleifeinsatz zu einem kontinuierlichen Eingriff der Schleifkörner, demgegenüber heben die Schleifkörner der hart gebundenen Schrappscheiben im Schleifeinsatz periodisch von der Werkstückoberfläche ab, wodurch der Funkenflug abbricht. Dieses Phänomen von spuckenden Schrappscheiben kann in Hochgeschwindigkeitsaufnahmen dargestellt werden und ist ursächlich für die erhöhten Vibrationswerte und die hohe Lautstärke verantwortlich. Auch bezüglich der Bearbeitungszeit und des Scheibenabriebes besitzen die drei innovativen Werkzeuge teilweise erhebliche Vorteile gegenüber den konventionellen Schleifwerkzeugen.



Bild 6: Phänomen „spuckende“ Schrappscheibe in der High Speed–Aufnahme.

6. Zusammenfassung

Die drei innovativen und patentierten PFERD-Werkzeuge die Schruppscheibe *CERAMIC SG COMFORT*, die Schleifscheibe *CC-GRIND-STRONG* und die Schleifscheibe *CC-GRIND-SOLID SGP* besitzen im Vergleich zu herkömmlichen kunstharzgebundenen Schruppscheiben eine dämpfende Baukonstruktion und machen sich die Vorteile von Schleifmittel auf Unterlage zu Nutze. Im praxisnahen PFERD Multipositionstest wurden die signifikanten **PFERDVALUE**-Vorteile dieser drei PFERD Werkzeuge messtechnisch im Schleifprozess gegenüber herkömmlichen Schruppscheiben ermittelt. Der Auslösewert $A(8) = 2,5 \text{ m/s}^2$ für Vibrationen wird bei herkömmlichen Schruppscheiben bereits nach 30 Minuten in diesem Test erreicht, wogegen die drei innovativen PFERD Werkzeuge erst nach 148 bis 228 Minuten diesen kritischen Tagesdosisgrenzwert im Schleifeinsatz erreichen. Die dämpfende Baukonstruktion der drei innovativen PFERD Werkzeuge führt im Schleifeinsatz zu einem kontinuierlichen Eingriff der Schleifkörner, demgegenüber heben die Schleifkörner der hart gebundenen Schruppscheiben im Schleifeinsatz periodisch von der Werkstückoberfläche ab, wodurch der Funkenflug abbricht. Dieses Phänomen von spuckenden Schruppscheiben kann in Hochgeschwindigkeitsaufnahmen dargestellt werden und ist ursächlich für die erhöhten Vibrationswerte und die hohe Lautstärke verantwortlich. Diese drei innovativen PFERD Werkzeuge senken die Körperbelastung des Anwenders bei gleichzeitiger Steigerung der Effizienz.

Isolation von lateralen und longitudinalen Schwingungen in gefederten Fahrersitzen von Nutzfahrzeugen: Herausforderungen und Potentiale

Isolation of lateral and longitudinal vibrations in suspended driver seats of commercial vehicles: challenges and potentials

Dr.-Ing. **Konstantin Krivenkov**, Dipl.-Ing., Dipl.-Kfm. **Hubert Wittmann**, Grammer AG, Amberg

Kurzfassung

Die zur Minderung der Schwingungsbelastung des Fahrers in gefederten Sitzen zur Verfügung stehende Federwege sind in horizontaler Ebene um ein Vielfaches kleiner als in vertikaler. Diese Einschränkung resultiert im Wesentlichen aus geometrischen Randbedingungen in Kabinen moderner Nutzfahrzeuge. Die dabei entstehenden Herausforderungen für die Gewährleistung eines ausreichenden Schutzes des Fahrers gegen lateralen und longitudinalen Schwingungen werden in diesem Beitrag aufgezeigt und diskutiert. Anschließend werden Potentiale der Fahrersitze mit horizontalen Federungssystemen hinsichtlich Schwingungsreduktion bei Vergrößerung der zur Verfügung stehenden Federwegen simulativ ermittelt und anhand der erreichbaren SEAT-Werte (Seat Effective Amplitude Transmissibility) dargestellt.

Abstract

For reducing the vibration load of the driver in suspended seats available travel are in the horizontal plane many times smaller than in the vertical. This restriction results essentially from geometric boundary conditions in cabs of modern commercial vehicles. The challenges for ensuring sufficient driver protection against lateral and longitudinal vibrations are highlighted and discussed in this article. Subsequently, potentials of driver's seats with horizontal suspension systems in terms of vibration reduction are determined simulative as a function of the available spring travel and represented on the basis of the achievable SEAT (Seat Effective Amplitude Transmissibility) values.

1. Einleitung

Die in konventionellen Nutzfahrzeugen auf dem Kabinenboden auftretenden Schwingungen liegen zum größten Teil im Frequenzbereich zwischen 1,5 Hz und 6,0 Hz und weisen Beschleunigungsamplituden bis zu 20 m/s^2 auf. Im gleichen Frequenzbereich befinden sich auch die meisten Resonanzfrequenzen des menschlichen Körpers (Bild 1). Die Anregung dieser Frequenzen führt im besten Fall zu niedrigem Fahrkomfort, abnehmender Konzentration und erhöhter Müdigkeit, im schlimmsten Fall sogar zur irreversiblen Gesundheitsschäden. Um dies zu vermeiden und einen hohen Fahrkomfort zu gewährleisten, soll der Fahrer möglichst vollständig von den Schwingungen des Kabinenbodens isoliert werden.

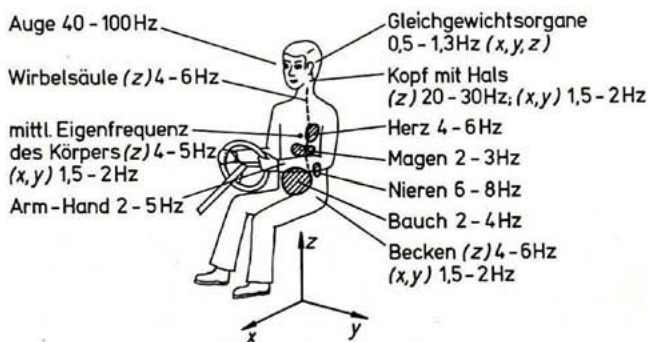


Bild 1: Übersicht der Eigenfrequenzen des sitzenden Menschen [1].

Hierfür werden in konventionellen Fahrersitzen diverse Federungssysteme bestehend hauptsächlich aus Führungsmechanismen mit Feder- und Dämpferelementen eingesetzt, welche eine Relativbewegung zwischen Kabinenboden und Sitzfläche ermöglichen. Je niederfrequenter ist die Schwingung des Kabinenbodens, desto größere Relativbewegung (Federweg) wird für die Isolation des Fahrers erforderlich.

In vertikaler Richtung wird der Federweg des Fahrersitzes zum einen durch konstruktive Ausführung des Federungssystems und zum anderen durch ergonomische und sicherheitstechnische Aspekte des Fahrens begrenzt. In der Regel betragen die hier zur Verfügung stehenden Federwege bis zu zwei hundert Millimeter und reichen für die Gewährleistung eines hohen Fahrkomforts unter nahezu allen Betriebsbedingungen aus.

Da einige Nutzfahrzeuge zusätzlich zum Federungssystem im Fahrersitz über ein vertikales Federungssystem in der Kabine verfügen, soll für das Erreichen des bestmöglichen Schutzes des Fahrers in diesem Fall lediglich auf eine geeignete Kombination von Kabinen- und

Sitzfederungssystem geachtet werden. Als Kriterium kann hierfür das Verhältnis der Eigenfrequenzen der beiden Systeme $\nu = f_{0\text{Sitz}} / f_{0\text{Kabine}} < 0,6$ herangezogen werden (Bild 2).

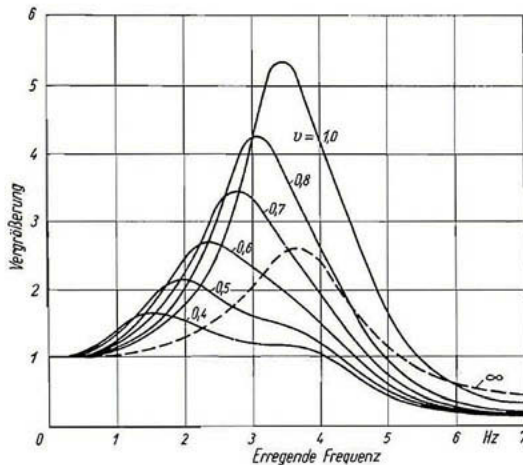


Bild 2: Durchlässigkeit der Kombinationen von Kabinen- und Sitzfederungssystemen mit verschiedenen Frequenzverhältnissen $\nu = f_{0\text{Sitz}} / f_{0\text{Kabine}}$ [2].

In lateraler und longitudinaler Richtung wird die Relativbewegung der Sitzfläche zum Kabinenboden hauptsächlich durch Gestaltung der Kabine und der daraus resultierenden geometrischen Randbedingungen eingeschränkt. Für die Isolation des Fahrers in horizontaler Ebene zur Verfügung stehende Federwege sind um ein Vielfaches kleiner als in vertikaler. Aus diesem Grund ist die Gewährleistung eines hohen Fahrkomforts durch Einsatz horizontaler Federungssysteme in modernen Fahrersitzen nur unter bestimmten Betriebsbedingungen möglich.

Um diese zu ermitteln werden zuerst die auf dem Kabinenboden ausgewählter Nutzfahrzeuge in jeweiliger Raumrichtung auftretenden Schwingungen im Zeit- und Frequenzbereich analysiert und anhand relevanter Größen beschrieben. Danach wird auf die Berechnung der für eine vollständige Isolation des Fahrers in lateraler und longitudinaler Richtung erforderlichen Federwege eingegangen. Anschließend werden Potentiale eines Fahrersitzes mit horizontalen Federungssystemen hinsichtlich Schwingungsreduktion bei Vergrößerung der zur Verfügung stehenden Federwegen ermittelt und anhand der erreichbaren SEAT-Werte (Seat Effective Amplitude Transmissibility) dargestellt.

2. Analyse der Schwingungen am Kabinenboden ausgewählter Nutzfahrzeuge

Land- und Baumaschinen werden infolge ihres Einsatzes außerhalb der befestigten Straßen den höchsten Schwingungsbelastungen ausgesetzt. Besonders betroffen sind davon die Radgeräte. Die Schwingungen des Kabinenbodens dieser Fahrzeuge sind im Wesentlichen von der Größe und dem Beladungszustand abhängig [3, 4]. Ein Beispiel aus dem Landmaschinenbereich zeigt Bild 3.

Aus den dargestellten Verläufen ist ersichtlich, dass kompakte und leichte Fahrzeuge bei typischen Fahrgeschwindigkeiten höhere Beschleunigungsamplituden bei relativ hohen Frequenzen aufweisen. Dies wird im Wesentlichen auf die Steifigkeit der verwendeten Bereifung zurückgeführt. Die beschriebene Gesetzmäßigkeit ist somit auch für Schwingungen in horizontaler Ebene gültig.

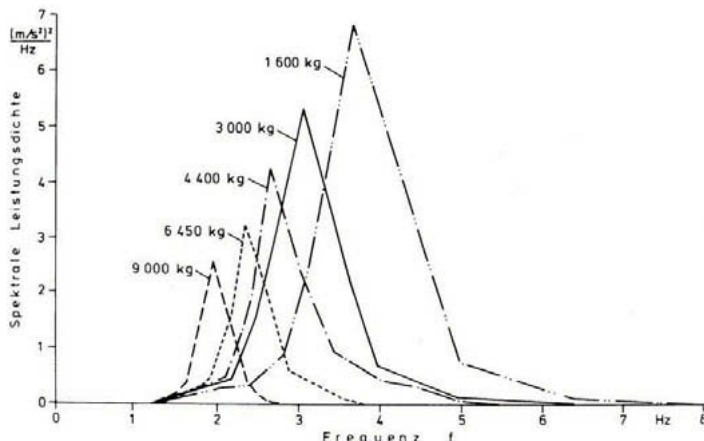
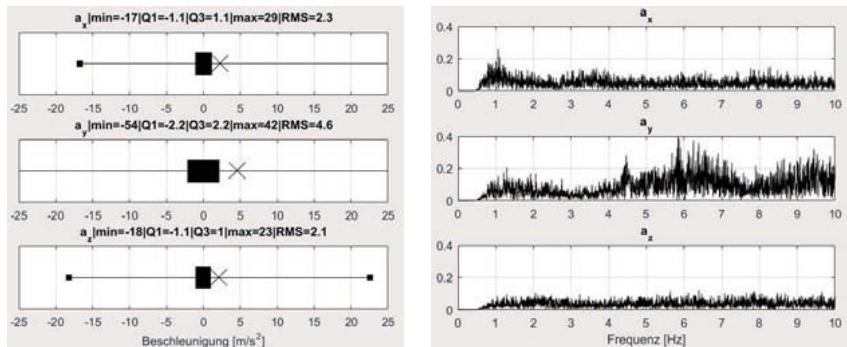
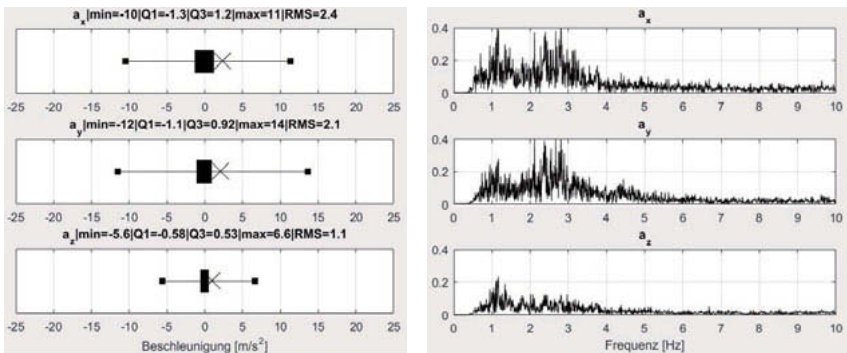


Bild 3: Beschleunigungsamplituden und -frequenzen am Kabinenboden von Landmaschinen in vertikaler Ebene in Abhängigkeit von der Gesamtmasse des Fahrzeuges [4].

Eine Abhängigkeit der Beschleunigungsamplituden und -frequenzen am Kabinenboden von der Fahrgeschwindigkeit kann leider nicht eindeutig ermittelt werden. Diverse Studien und eigene Messungen (Bild 4) zeigen aber, dass die Schwingungen des Kabinenbodens in horizontaler Ebene insbesondere bei Land- und Baumaschinen, welche mit Geschwindigkeiten bis zu 13 km/h bewegt werden, wesentlich dominanter als in vertikaler sind [5-8].



a) Kompaktrader (Betriebsmasse ca. 2t, Fahrgeschwindigkeit 10 km/h)



b) Traktor (Betriebsmasse ca. 8t, Fahrgeschwindigkeit 12 km/h)

Bild 4: Longitudinale, laterale und vertikale Beschleunigungsamplituden und -frequenzen am Kabinenboden ausgewählter Land- und Baumaschinen.

Aus der obigen Darstellung ist ersichtlich, dass sowohl Extremwerte (min, max) als auch die zwischen dem ersten und dem dritten Quartil (Q1, Q3) liegende Beschleunigungsamplituden in horizontaler Ebene mindestens um das Zweifache größer als in vertikaler sind. Die Verteilung des Signals im Frequenzspektrum ist, wie bereits erwähnt, charakteristisch für die Größe und Leistungsklasse der betrachteten Fahrzeuge. Die am stärksten ausgeprägten Anteile der Beschleunigung des im Vergleich zum Kompaktrader um einen Faktor vier schweren Traktors liegen bei etwa dreifach niedrigeren Frequenzen.

Bei nahezu gleichen Beschleunigungsamplituden werden aber die Schwingungen des Kabinenbodens der beiden Fahrzeuge unterschiedlich wahrgenommen. Anhand des Amplituden-

ganges des für die Bewertung des Fahrkomforts in horizontaler Ebene in ISO 2631 [9] definierten W_d -Filters (Bild 5) kann festgestellt werden, dass die niederfrequenten Schwingungen im Bereich von 0,5 Hz bis etwa 2,5 Hz einen wesentlich stärkeren negativen Einfluss auf das Wohlbefinden des Fahrers haben können.

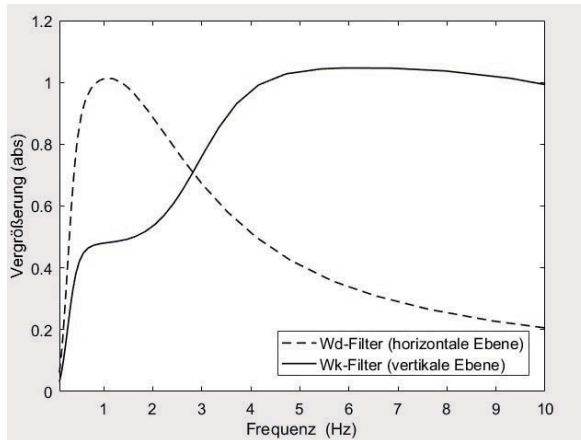


Bild 5: Amplitudengang der Filter für Frequenzbewertung der Beschleunigungsamplituden nach ISO 2631

Daraus folgt, dass für das Erreichen eines hohen Fahrkomforts die horizontalen Federungssysteme eine möglichst vollständige Isolation der Fahrer vor allem großer und leistungsstarker Land- und Baumaschinen gewährleisten sollen. Wie im vorigen Kapitel aber erwähnt wurde, erfordert die Eliminierung der niederfrequenten Schwingungen große Relativbewegung (Federweg) zwischen Kabinenboden und Sitzfläche. Auf die Ermittlung der hierfür notwendigen Federwege wird im nächsten Kapitel eingegangen.

3. Ermittlung der für eine vollständige Schwingungsisolierung erforderlichen Federwege

Ein sehr verbreiteter Ansatz zur Ermittlung der Federwege aus dem gemessenen Beschleunigungssignal ist seine zweifache Integration. Dies ist aber ohne spezielle Kenntnisse und Werkzeuge relativ schwer realisierbar. Außerdem sind die so berechneten Federwege nur für ein bestimmtes Signal gültig.

Ein wesentlich einfacherer und übersichtlicherer Ansatz liegt in der Annahme, dass das gemessene Beschleunigungssignal aus einer Vielzahl harmonischer Schwingungen zusammengesetzt ist. Ein mathematischer Zusammenhang zwischen Beschleunigungsamplitude a , -frequenz f und der für eine vollständige Isolation des Fahrers erforderlichen Relativbewegung x_{rel} zwischen Kabinenboden und Sitzfläche kann in diesem Fall wie folgt beschrieben werden:

$$x_{rel} = x_{Kabine} - x_{Sitz} = \frac{2a_{Kabine}}{(2\pi f_{Kabine})^2} \quad (1)$$

Im Bild 6 sind die Ergebnisse der Berechnung nach (1) im relevanten Frequenz- und Beschleunigungsbereich grafisch dargestellt. Die ermittelten Verläufe zeigen, dass für eine vollständige Isolation des Fahrers in horizontaler Ebene von der Schwingungsbelastung des im vorigen Kapitel erwähnten Traktors Federwege über 500 mm erforderlich sind.

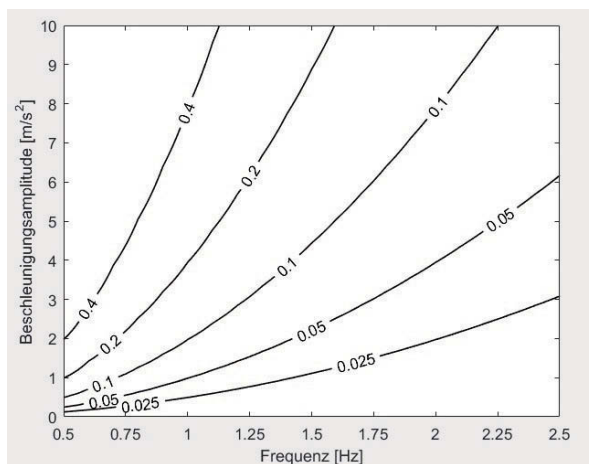


Bild 6: Für eine vollständige Isolation des Fahrers zwischen Kabinenboden und Sitzfläche erforderliche Federwege

Zur Reduktion der Beschleunigung im Bereich zwischen dem ersten und dem dritten Quartil ist eine Relativbewegung zwischen dem Kabinenboden und der Sitzfläche von etwa 85 mm notwendig. Bei den in konventionellen horizontalen Federungssystemen zur Verfügung stehenden Federwegen von etwa 50 mm ist eine Reduktion von lediglich 30% der auftretenden Schwingungen möglich.

4. Ermittlung der Potentiale eines horizontalen Federungssystems hinsichtlich Schwingungsisololation

Das dynamische Verhalten eines horizontalen Federungssystems mit einem Feder- und Dämpferelement kann mit Hilfe eines PDT₂-Gliedes beschrieben werden. Die Übertragungsfunktion \ddot{U} des Systems ist somit wie folgt definiert:

$$\ddot{U} = \frac{a_{\text{Sitz}}(s)}{a_{\text{Kabine}}(s)} = \frac{c_D s + c_F}{m_L s^2 + c_D s + c_F}, \text{ mit } s = j\omega \quad (2)$$

Die Größe der Dämpferkonstante c_D bestimmt hauptsächlich die Einhaltung der zur Verfügung stehenden Federwege und somit die Vermeidung der Endanschläge. Die Größe der Federkonstante c_F definiert die Rückführkraft bei einer Auslenkung der Last m_L auf der Sitzfläche und beeinflusst die Lage der Eigenfrequenz und somit auch den Isolationsbereich des gesamten Federungssystems.

Für die Ermittlung der Potentiale eines horizontalen Federungssystems hinsichtlich Steigerung des Fahrkomforts bei Vergrößerung der zur Verfügung stehenden Federwege wird im ersten Schritt seine Federkonstante festgelegt. Dadurch werden vor allem eine definierte Auslenkung der Sitzfläche und folglich auch die Fahrsicherheit zum Beispiel in der Hanglage gewährleistet.

Im zweiten Schritt wird die zur Vermeidung der Endanschläge geeignete Dämpferkonstante durch den Einsatz der Optimierungsalgorithmen berechnet. Weiterhin wird die Antwort des Federungssystems bei einer bestimmten Anregung simuliert. Hierfür wird zum Beispiel das auf dem Kabinenboden des im Kapitel 2 erwähnten Traktors gemessene Beschleunigungssignal in longitudinaler Richtung verwendet. Anschließend werden die Beschleunigungssignale der Anregung und Antwort nach ISO 2631 bewertet und die SEAT-Werte ermittelt.

Die Ergebnisse der Simulation der horizontalen Federungssysteme mit diversen Federn und an jeweiligen Federweg angepassten Dämpfer stellt Bild 7 grafisch dar. Es ist ersichtlich, dass bei Reduktion der Federsteifigkeit und Vergrößerung der zur Verfügung stehenden Federwege der Fahrkomfort signifikant zunimmt.

Bei hoher Federsteifigkeit bewirkt eine Verdopplung der Federwege im Vergleich zu konventionellen Federungssystemen eine Verbesserung der Schwingungsisololation des Fahrers von etwa 4%. Bei niedriger Federsteifigkeit kann durch die entsprechende Vergrößerung der Federwege eine Steigerung des Fahrkomforts um ca. 20% erreicht werden.

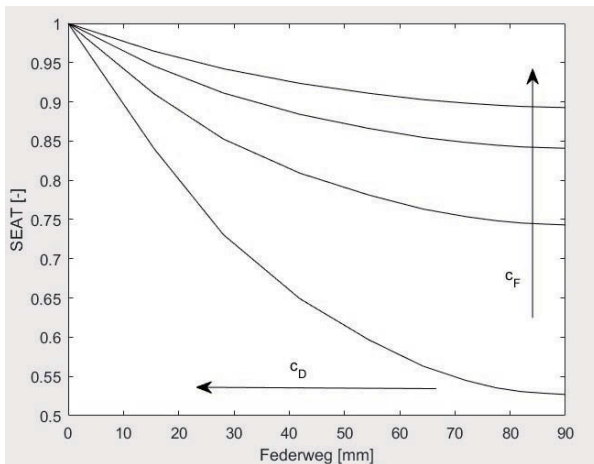


Bild 7: SEAT-Werte eines horizontalen Federungssystems in Abhängigkeit von dem zur Verfügung stehenden Federweg und der Härte des Federelementes.

5. Zusammenfassung

Im vorliegenden Beitrag wurden die Schwingungen des Kabinenbodens unterschiedlicher Fahrzeuge aus dem Land- und Baumaschinenbereich unter diversen Betriebsbedingungen analysiert und verglichen. Es konnte festgestellt werden, dass für das Erreichen eines hohen Fahrkomforts die horizontalen Federungssysteme eine möglichst vollständige Isolation der Fahrer vor allem schwerer und leistungsstarker Land- und Baumaschinen gewährleisten sollen.

Die durchgeführten Berechnungen haben gezeigt, dass hierfür allerdings extrem große Federwege erforderlich sind und durch ihre starke Einschränkung der maximal erreichbare Fahrkomfort signifikant abnimmt. Durch die Verwendung der Simulations- und Optimierungswerkzeuge konnten Potentiale eines konventionellen horizontalen Federungssystems hinsichtlich Schwingungsisolierung bei Vergrößerung der zur Verfügung stehenden Federwege für eine charakteristische Anregung ermittelt werden. Je nach Federsteifigkeit des Systems konnte eine Verbesserung des Fahrkomforts um bis zu 20% erreicht werden.

6. Literatur

- [1] M. Graef, „*Schwingungsbelastung von Fahrern landwirtschaftlicher Fahrzeuge und ihre Bewertung*“, Grundlagen der Landtechnik, Bd. 29, Braunschweig-Völkenrode, 1979, p. 85.
- [2] M. Haack, „*Über die Beanspruchung des Menschen durch Erschütterungen auf Schleppern und Landmaschinen*“, Grundlagen der Landtechnik, Bd. 4, 1953, pp. 113-114.
- [3] Hartung E. und Dupius. H., „*Schwingungsminderung durch luftgefederte Fahrersitze für Erdbaumaschinen*“, Dortmund, 1987.
- [4] Hartung E. und Dupius. H., „*Schwingungsminderung durch Fahrersitze für landwirtschaftliche Schlepper*“, Dortmund, 1987.
- [5] Marin L. S., et al., „*Assessment of Whole-Body Vibration Exposure in Mining Earth-moving Equipment and Other Vehicles Used in Surface Mining*“, Annals of Work Exposures und Health, Vol. 61, 2017.
- [6] Mandal B. B., und Deshmukh A. A., „*Evaluation of Transmissibility Factors of Pneumatic Dumper Seat Used in Indian Mines – A Pilot Study*“, Current World Environment, Vol. 12, 2017.
- [7] Eger T. R. et al., „*Influence of Driving Speed, Terrain, Seat Performance and Ride Control on Predicted Health Risk Based on ISO 2631-1 and EU Directive 2002/44/EC*“, Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control, Vol. 30, 2011.
- [8] Ji X. et al., „*Optimizing seat selection for LHDs in the underground mining environment*“, The Journal of the Southern African Institute of Mining and Metallurgy, Vol. 116, 2016.
- [9] ISO 2631-1: Mechanical vibration and shock—Evaluation of human exposure to whole-body vibration. Part 1: General requirements

Aktive Pneumatiklagerung für Fahrzeugsitze

Joachim Bokemeyer, ERAS GmbH, Göttingen

Ein Sitz mit neuen Fähigkeiten

Dieser Beitrag stellt Entwicklung und technische Eigenschaften eines Sitzsystems zur Minderung der Schwingungsexposition auf Schienenfahrzeugen im Tagebau vor. Es handelt sich um eine Sonderentwicklung, die von vornherein als Nachrüstlösung konzipiert und in kleiner Stückzahl realisiert worden ist. Eine charakterisierende Besonderheit der vorgestellten Lösung ist der Einsatz einer *Aktiven Pneumatiklagerung*. Obgleich diese Technologie - vermutlich aufgrund technischer und wirtschaftlicher Faktoren - bisher keine Relevanz bei marktüblichen Sitzlösungen hat, kann sie unter den Randbedingungen des vorliegenden Falls große ergonomische Vorteile aufzeigen.

Einsatz im Tagebau

Der Braunkohle-Tagebau unseres Auftraggebers bietet ein eindrucksvolles Betriebsumfeld, das nicht zuletzt durch den Umsatz abgebauten Materials zu beeindrucken weiß. Nicht weniger eindrucksvoll präsentiert sich die technische Infrastruktur. Eigens für den innerbetrieblichen Transport des abgebauten Materials wird ein Eisenbahnnetz von ca. 300 km Streckenlänge mit insgesamt 27 Loks vorgehalten. Die extremen Achslasten der Züge setzen das Schienennetz außerordentlichem Verschleiß aus, der regelmäßig zu Abweichungen von einem wünschenswerten Erhaltungszustand bezüglich lateraler und vertikaler Geradheit führt.



Innerbetriebliche Güterzüge mit extremen Achslasten sind verantwortlich für einen außerordentlichen Verschleiß der Gleise, der zu starken Schwingungsanregungen führt.

Drehhocker ohne Alternative

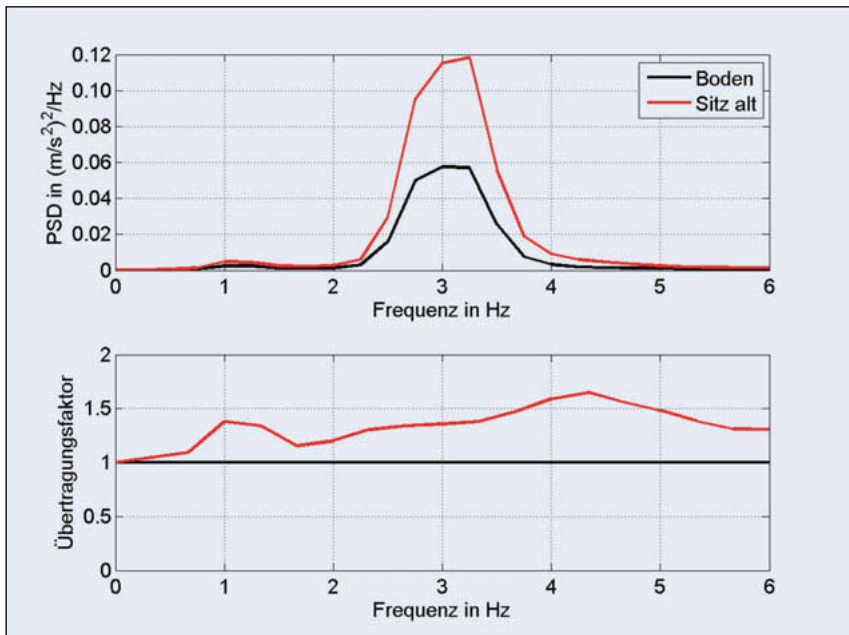
Die Führerstände, von denen es je Lokomotive zwei gibt (damit die Lokführer jede Kurvenfahrt immer aus dem Innenradius heraus überwachen können) sind baulich derart beengt, dass allein dadurch das Gros professioneller Fahrzeugsitze mit einer optimierten Schwingungsisolierung als Alternative ausfallen. Hinzu kommt, dass die Lokführer sich im Führerstand sitzend regelmäßig anders ausrichten müssen, um zwischen mehreren Beobachtungs- und Bediensituation zu wechseln. Die Summe der Anforderung wird nur von der einfachen Drehhocker-Bauart hinreichen gut erfüllt. So ging bisher – auch wenn das kaum vorstellbar scheint – an einer einfachen Drehhocker-Lösung kein Weg vorbei.



Ein Drehhocker als Lösung der Wahl: Die Kombination der Anforderungen und Randbedingungen schließt andere marktübliche Sitzlösungen aus.

Besser auf dem Boden

Infolge der betriebsbedingten Deformationen der Gleise werden die Lokomotiven während der Fahrt vor allem vertikal zu Schwingungen mit ergonomisch relevanten Amplituden angeregt. Die Schwingungen übertragen sich nahezu unvermindert auf den Boden der Führerstände und werden, so das Ergebnis unserer Analyse, von der ursprünglichen Drehhocker-Lösung zusätzlich signifikant verstärkt. Die höhenverstellbare Gasdruckfeder, die der Anpassung der Sitze auf unterschiedliche große Fahrer dient, führt zu einer ungünstigen Eigendynamik der Sitze, wie die folgende Abbildung zeigt.



Oben: Leistungsdichtespektrum auf dem Sitz (rot) und am Boden (schwarz) in vertikaler Richtung. Unten: Übertragungsfaktor als Relation der Schwingungen am Boden zu denen am Sitz.

Die Aufgabenstellung

Der Versuch, die Aufgabenstellung aus der Perspektive der Humanschwingungen zu formulieren, führte im ersten Schritt zu einer Sensibilisierung für den großen Einfluss stark variierender betrieblicher Einflussgrößen, die sich zum überwiegenden Teil einer systematischen Beeinflussung entziehen. Eine Messfahrt konnte einmal zu einem kritischen Beurteilungsergebnis führen und ein anderes Mal unauffällige Ergebnisse aufweisen. So klar also einerseits die Zielvorstellung benannt werden konnte (nämlich geringstmögliche humanschwingungsbedingte Betriebseinschränkungen), so unklar war andererseits die genaue Quantifizierung der Anforderungen an Gegenmaßnahmen.

Aufgabe oder Problem?

Auf den ersten Blick scheint die Suche nach Lösungsansätzen im vorliegenden Fall wenig herausfordernd: da die ursprünglich verbauten Sitze mit ihrer nachteiligen Eigendynamik offensichtlich gar nicht mit Fokus auf Schwingungsminderung ausgewählt wurden, müsste man lediglich einen entsprechend anders priorisierten Recherche- und Auswahlprozess starten, um bei einschlägig bekannten Anbietern fündig zu werden. Diese Aufgabe wurde jedoch dadurch zum Problem, dass unabdingbare betriebliche Randbedingungen die Auswahl von Sitzsystemen stark einschränken. Die vermeintlich ungeeignete Lösung blieb daher bisher tatsächlich ohne echte technische Alternative.

Der Ausweg: ein ISOMATIC®-Drehhocker

Die besondere Herausforderung lag also darin, eine neuartige Sitzlösung zu entwickeln, die unter Beibehaltung der Vorteile des Drehhockers (wie Kompaktheit, Mobilität und Höhenverstellbarkeit) dessen nicht akzeptablen ergonomischen Nachteile im Bereich der Schwingungs- isolation überwindet. Die Lösung lag in der Realisierung einer hoch dynamisch geregelten Pneumatiklagerung, die – mechanisch in Reihe mit einer weiterhin zur Höhenanpassung genutzten Gasdruckfeder – unter der Sitzfläche arbeitet. Dem Alleinstellungscharakter dieses flexibel und modular integrierbaren Zusatzsystems ist mit einer Markeneintragung unter dem Namen ISOMATIC® Rechnung getragen worden.

Höchste Effizienz auf kleinstem Raum

Zur Einordnung der Lösung im Vergleich mit marktüblichen Sitzsystemen sei erläutert, dass es im Fall des ISOMATIC®-Moduls *nicht* allein um eine zwar automatische, letztlich aber lediglich quasistatisch per Luftdruckvariation in ihrer Steifigkeit auf unterschiedliche Fahrergewichte angepasste (passive) Luffeder geht. Das ISOMATIC®-Modul stellt sich vielmehr der anspruchsvollen Aufgabe, einen durch die Randbedingungen stark eingeschränkten Arbeitshub von effektiv etwa 70 mm zu nutzen, um regelungstechnisch in Echtzeit ein Optimum an Schwingungs- isolation zu erreichen. Dies gelingt, ohne dabei die Vorteile der einfachen Dreh- hocker-Bauart wesentlich einzuschränken.

Modular, flexibel und kompakt

Realisiert wird diese schwingungstechnisch hohe Effizienz auf systemtechnischer Ebene durch eine von einem schnellen Proportionalventil angesteuerte, linear geführte Luftfeder. Der Sitz ist dafür nun mit einer flexiblen Zuleitung an eine Versorgungsschnittstelle in Führerstand angekoppelt, über die Signale und Druckluft zu- und abgeleitet werden. Auf regelungstechnischer Ebene wird das Ziel in erster Näherung durch eine Lageregelung erreicht, die den Sitz im Mittelpunkt des Arbeitshubes hält. Vereinfacht formuliert wird Luft aus der Feder abgelassen, sobald die Lokomotive eine Aufwärtsbewegung vollführt beziehungsweise wird die Feder befüllt, sobald die Lokomotive sich abwärts bewegt.



Der ISOMATIC®-Drehhocker mit integrierter Pneumatiklagerung (links) und Steuermodul (rechts). Die Voreinstellung der Sitzhöhe für unterschiedlich große Fahrer wird nach wie vor mit einer Gasdruckfeder realisiert.

Von Pflicht und Kür

Während bereits das Ziel einer bestmöglichen Isolationswirkung mit der zuvor angesprochenen Lageregelung allein noch nicht annähernd erreicht war, zeichnete sich nach ersten Erfolgen in der grundlegenden Funktionalität der Schwingungsisolierung ein weiteres Aufgabengebiet ab: der Komfort. Erste Fahrversuche mit Funktionsmustern, die aus Sicht der Schwingungsisolierung bereits gute Erfolge aufweisen konnten, machten deutlich, dass optimierte Ergonomie und wahrgenommener Nutzerkomfort nicht zwingend einhergehen. So bemängelten

einige Lokführer ein unnatürliches Sitzgefühl, das die Akzeptanz der neuen Lösung gefährdete.

Gut versus angenehm

So einfach es zu verstehen war, dass ein aus der Perspektive der Humanschwingungen bestmöglicher Sitz nur dann auch seine gute Wirkung entfalten kann, wenn seine Nutzer gerne auf ihm Sitzen, umso ungleich schwerer war dieser Aspekt in der realisierten technischen Lösung zu berücksichtigen. Die besondere Herausforderung lag darin, die Nutzer in ihrem verständlichen Bedarf an einem „natürlichen“ Sitzgefühl zu berücksichtigen, ohne wiederum die unbedingt erforderliche Optimierung der Schwingungsisolierung wesentlich in Frage zu stellen. Die Lösung gelang schließlich in Kombination einer perfektionierten Regelung und einem Drehknopf.

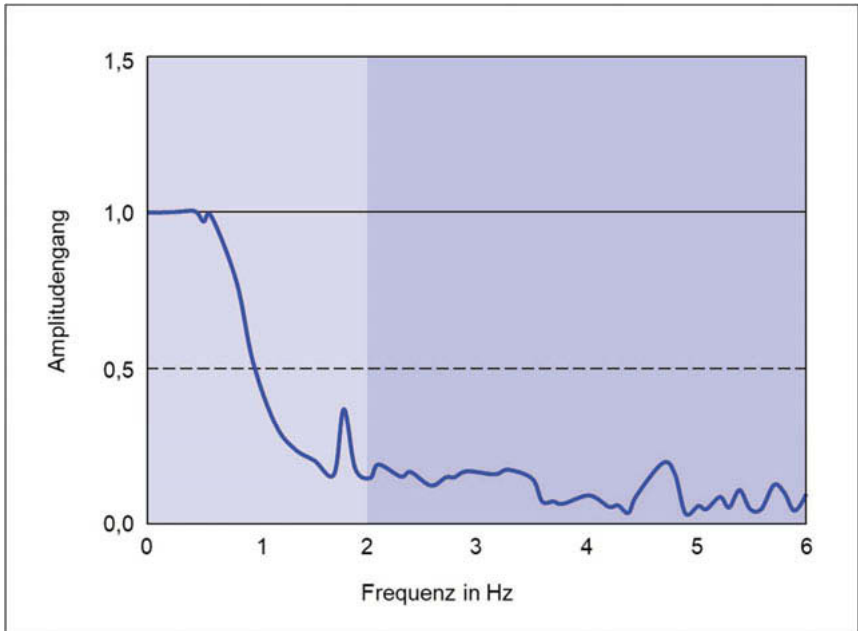
Selbst ist der Mann

Die Bereitstellung eines Drehknopfes folgte einem während der Erprobungsphase von Nutzern geäußertem Wunsch, die Charakteristik des Isolationsverhaltens des Sitzes selber beeinflussen zu können. Diesem Wunsch stand jedoch die Perspektive der Regelungstechnik entgegen, der zufolge ein regelungstechnisches Optimum im hier vorliegenden Fall keiner ergänzenden Parametervorgabe seitens der Nutzer bedurfte. Um einen Kompromiss dieser zunächst widersprüchlichen Anforderungen darzustellen, haben wir einen Parameter der Regelung mit nur mäßiger Auswirkung auf das Isolationsergebnis über ein Potentiometer für eine Nutzervorgabe zugänglich gemacht.

Des Menschen Wille...

Das Ergebnis war beeindruckend. Während die eigentliche Isolationswirkung das mittlerweile erreichte hohe Niveau nahezu unverändert halten konnte, stieg durch die in Form des Drehreglers physisch manifestierte Möglichkeit der eigenen Einflussnahme die Akzeptanz der neuen Technologie noch einmal signifikant an. So konnten wir uns anschließend der finalen technischen Optimierung der Systeme und der Herstellung und Auslieferung einer Kleinserie widmen

- die wieder neue Herausforderungen bereithielten. Schlussendlich sind 40 ISOMATIC®-Sitze (jeweils paarweise zusammengefasst zu 20 Systemen für 20 Lokomotiven) erfolgreich ausgeliefert und in Betrieb genommen worden.

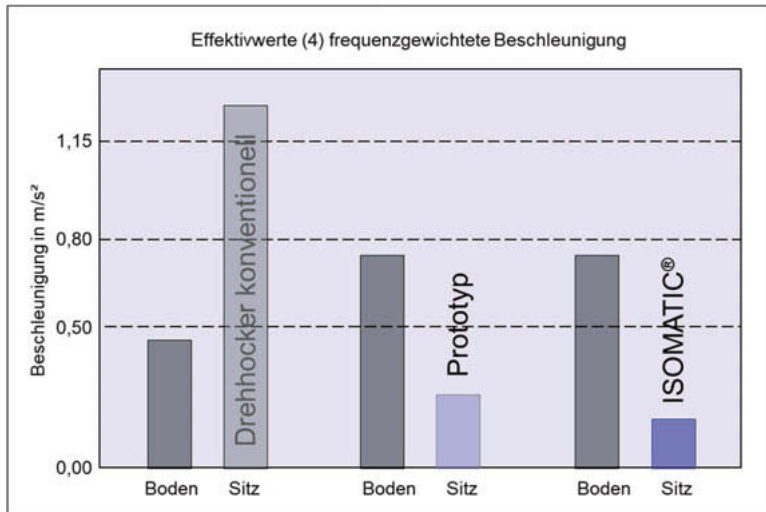


Der Amplitudengang (Beschleunigung an der Sitzoberfläche zu Beschleunigung am Boden) belegt die Leistungsfähigkeit des ISOMATIC®-Drehhockers im isolations-relevanten Bereich (ca. 2-6 Hz, mittelblau hinterlegt) und zeigt die als *natürlich* empfundene Charakteristik im komfortrelevanten Bereich (bis 2 Hz, hellblau hinterlegt)

Die Verbesserung in Zahlen

Vergleichsmessungen der schwingungsisolierenden Eigenschaften der ISOAMATIC®-Sitze mit den ursprünglichen passiven Drehhockern zeigen, dass mit der neuen Technologie insgesamt eine deutliche Absenkung der Schwingungsexposition der Fahrer erreicht wird. In der Gegenüberstellung der folgenden Abbildung ist zu erkennen, dass der Auslösewert von 0,5

m/s^2 nun unterschritten wird. Dargestellt sind der Ausgangs-zustand (Drehhocker konventionell) im Vergleich mit einem ersten Zwischenstand (Prototyp) und dem finalen System (ISOMATIC). Der finale Systemzustand erreicht insgesamt die beste Schwingungsminderung und berücksichtigt auch Komfortaspekte.



Ein Vergleich der Auswertung der Schwingungsexpositionen von konventionellem Drehhocker (links), Prototyp (mittig) und ISOMATIC®-Drehhocker (rechts) belegt den Erfolg. Trotz nahezu doppelter vertikaler Anregung während der Systemerprobung werden Absenkungen um ca. 70% erreicht.

ISOMATIC® für alle?

Unser Unternehmen ist auf die Optimierung dynamischer Eigenschaften von Systemen und Strukturen spezialisiert. Diese Expertise hat uns in die Lage versetzt, in dem hier geschilderten Fall eine bisher nicht bekannte Lösung zu finden und zu realisieren. Würde man Entwicklungs- und Herstellungskosten auf die Anzahl bisher realisierter Sitze umlegen und damit einen rechnerischen Systempreis angeben, wäre schnell deutlich, dass dabei (noch) kein marktfähiges Produkt entstanden ist. Fänden sich jedoch in Zukunft Einsatzgebiete, die eine Multiplikation der Technologie in größerer Stückzahl zulassen, mag daraus durchaus eine realistische Vermarktungsperspektive erwachsen.

Aktive Vibrationsminderung für einen handgeführten Linearschwingantrieb

M. Sc. **O. Mönnich**, Prof. Dr. rer. nat. **H. Lehr**,
Prof. Dr.-Ing. **J. Maas** VDI, Technische Universität Berlin

Abstract

Für medizinische und kosmetische Hautbehandlungen kommen Handgeräte zum Einsatz, die eine oszillierende Bewegung für das repetierende Einstechen von Nadeln in die menschliche Haut erzeugen [1]. Üblicherweise werden hierfür als Antriebseinheiten Gleichstrommotoren verwendet, deren rotatorische Bewegung mittels mechanischer Einrichtungen in eine Linearbewegung umgeformt und an die Nadel übertragen wird [2].

Ein neuartiger Ansatz besteht in der Nutzung eines in Resonanz arbeitenden, elektromagnetischen Lineardirektantriebs zur Erzeugung der Nadelbewegung, der eine elektronisch stufenlose Einstellung der Schwingungsamplitude und –frequenz der Nadel und damit deutlich mehr Möglichkeiten in der Gestaltung bietet [3]. Die bewegte Masse ist bei diesem neuartigen Antriebsprinzip allerdings deutlich größer als bei konventionellen Handgeräten, sodass durch die Läuferbewegung mit einer Amplitude von etwa 3 mm und einer Frequenz von 100 Hz das Gehäuse des Handgerätes zu starken axialen Schwingungen angeregt wird. Diese stören zum einen das präzise Führen des Handgeräts und können zum anderen bei längerer Einwirkung zur Ermüdung und langfristig auch Schädigung der Hand des Anwenders führen [4]. Als schwingungsmindernde Maßnahme wurde daher eine zweite, aktiv angeregte und über Federn an das Gehäuse gekoppelte Masse in den Antrieb integriert. Dadurch ergibt sich ein zusätzlicher Freiheitsgrad, wodurch sich das System unter Berücksichtigung der Gehäusebewegung als Dreimassenschwinger modellieren lässt. Durch Auslegung der Federn und Massen wird eine Schwingungsmode erzeugt, in der das Gehäuse im Idealfall trotz Läuferbewegung ruht. Diese Mode wird nun gezielt angeregt, um einen weitgehend vibrationsfreien Betrieb sicherzustellen. Die aufgrund von Toleranzen der verwendeten Komponenten und von externen Störungen verursachten Restvibrationen lassen sich durch den Einsatz zusätzlicher Sensorik in Kombination mit geeigneten Regelungsalgorithmen weiter reduzieren.

Im Rahmen des Beitrags werden das Konzept, der realisierte Aufbau und Messungen, die das Minderungspotential der neuen Anordnung im Hinblick auf störende Hand-Arm-Schwingungen demonstrieren, präsentiert.

1. Einleitung

Handgeführte Stechgeräte zur kosmetischen Hautbehandlung verursachen starke Schwingungen der Hand des Anwenders, die zu einer Beeinträchtigung während der Einsatzzeit des Stechgeräts und langfristig sogar zur Schädigung der Hand führen können [4]. Ein neuartiges Antriebsprinzip ermöglicht weitreichende Einstellmöglichkeiten und damit eine vielfältige Anpassung der Stecheigenschaften an die Bedürfnisse des Anwenders. So lässt sich die Amplitude und Frequenz der Nadelschwingung frei einstellen, außerdem werden subjektive Eindrücke des Stechverhaltens beeinflussbar. Das Antriebsprinzip basiert auf dem Einsatz eines elektrischen Lineardirektantriebs, dessen Läufer die oszillierende Nadelbewegung erzeugt. Der Läufer des Antriebs ist über Federn mit dem Gehäuse verbunden, sodass ein resonantes System entsteht. Die Resonanz wird im Betrieb gezielt genutzt, um möglichst große Hübe bei geringer Leistungsaufnahme zu erreichen. Nachteilig bei diesem Antriebsprinzip ist jedoch die gegenüber bestehenden Handgeräten starke Vibration des Gehäuses, die in erster Linie auf die große bewegte Läufermasse zurückzuführen ist.

Aus diesem Grund wurde in den Linearantrieb ein zweiter Läufer integriert, der unabhängig vom ersten angesteuert werden kann. Es entsteht damit ein zusätzlicher Freiheitsgrad und eine Schwingungsmoden, in der die beiden Läufer gegenphasig schwingen und die axialen Gehäusevibrationen substantiell reduziert werden.

2. Aufbau des Antriebs

Der Antrieb besteht aus einem Stator, in dem zwei Läufer untergebracht sind. Die beiden Läufer verfügen über axial magnetisierte Permanentmagnete, deren Felder die konzentrisch gewickelten Spulen im Stator radial durchsetzen, sodass bei Bestromung eine axial wirkende Lorentzkraft entsteht, die proportional zum Spulenstrom i ist:

$$F = k \cdot i \quad (2-1)$$

Diese Kraft wirkt auf die Läufer und führt zu deren Auslenkung. Schraubenfedern sorgen bei Auslenkung der Läufer für eine Rückstellkraft, sodass ein Betrieb in Resonanz möglich wird. Dieser ist in der betrachteten Anwendung erforderlich, um die elektrische Verlustleistung möglichst klein und so die Erwärmung des Handgeräts in Grenzen zu halten. Eine schematische Darstellung des Läufer-Stator-Systems ist in der Bild 1 gezeigt.

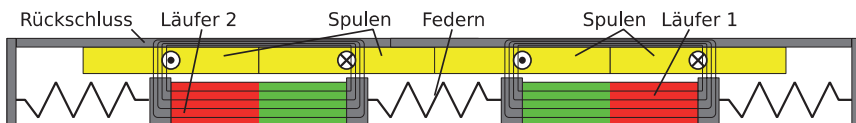


Bild 1: Schematische Darstellung des Linearantriebs.

3. Modell

Das mechanische Teilsystem wird als Dreimassenschwinger, bestehend aus Gehäuse, Läufer und Gegenläufer modelliert. Die Kopplung des Gehäuses an die Umgebung wird zunächst vernachlässigt. Für detailliertere Untersuchungen lässt sich der Einfluss der Hand durch entsprechende zusätzliche Feder- und Dämpferelemente modellieren. Durch die Bestromung der Spulen entstehen zwei Kräftepaare, die das System anregen. In Bild 2 ist das mechanische Ersatzmodell des Antriebs dargestellt.

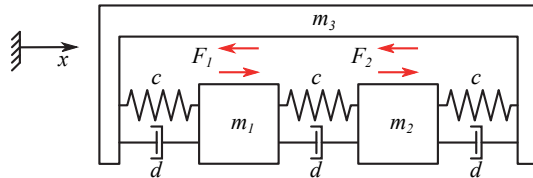


Bild 2: Mechanisches Ersatzsystem des Antriebs in der Ruhelage.

Die sich ergebenden Bewegungsdifferentialgleichungen lassen sich als

$$\begin{aligned} m_1 \cdot \ddot{x}_1 + d \cdot (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + d \cdot (\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + c \cdot (x_1 - x_2) + c \cdot (x_1 - x_3) &= F_1 \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 + d \cdot (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + d \cdot (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + c \cdot (x_2 - x_1) + c \cdot (x_2 - x_3) &= F_2 \\ m_3 \cdot \ddot{x}_3 + d \cdot (\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + d \cdot (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + c \cdot (x_3 - x_1) + c \cdot (x_3 - x_2) &= -F_1 - F_2 \end{aligned} \quad (3-1)$$

schreiben.

Die Massen der beiden Läufer werden als gleich angenommen ($m_1 = m_2 = m$, $m_3 = M$). Unter Einführung der Massenmatrix \mathbf{M} , der Dämpfungsmatrix \mathbf{D} und der Steifigkeitsmatrix \mathbf{C} ergibt sich für den Verschiebungsvektor $\mathbf{x} = (x_1, x_2, x_3)^T$

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{D} \cdot \dot{\mathbf{x}} + \mathbf{C} \cdot \mathbf{x} = \mathbf{K} \cdot \mathbf{i}. \quad (3-2)$$

Die Anregungskräfte auf der rechten Seite der Differentialgleichung (3-1) errechnen sich aus der Multiplikation des Vektors der beiden Spulenströme $\mathbf{i} = (i_1, i_2)^T$ mit der Matrix \mathbf{K} . Die in Gleichung (3-2) auftauchenden Matrizen haben folgende Gestalt:

$$\mathbf{M} = \begin{pmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & M \end{pmatrix}, \quad \mathbf{D} = \begin{pmatrix} 2 \cdot d & -d & -d \\ -d & 2 \cdot d & -d \\ -d & -d & 2 \cdot d \end{pmatrix}, \quad \mathbf{C} = \begin{pmatrix} 2 \cdot c & -c & -c \\ -c & 2 \cdot c & -c \\ -c & -c & 2 \cdot c \end{pmatrix}, \quad \mathbf{K} = \begin{pmatrix} k & 0 \\ 0 & k \\ -k & -k \end{pmatrix} \quad (3-3)$$

Für harmonische Kräfte ergibt sich die Lösung dieses Differentialgleichungssystems

$$\mathbf{X}(j\omega) = (-\omega^2 \mathbf{M} + j\omega \mathbf{D} + \mathbf{C})^{-1} \cdot \mathbf{K} \cdot \mathbf{I} \cdot e^{j\omega t}. \quad (3-4)$$

Die konkrete Lösung hängt von der Wahl des Stromvektors \mathbf{I} ab. Für den vibrationsarmen Betrieb bietet sich die gegenphasige Bestromung $\mathbf{I} = \hat{i} \cdot (1 \quad -1)^T$ mit der Eigenfrequenz der entsprechenden Schwingungsmode an, da in diesem Fall die Amplitude der Gehäuseschwingung nach den Modellgleichungen zu Null wird.

Die Resonanzfrequenz für die gewünschte Schwingungsform liegt in der Nähe der zweiten Eigenfrequenz, die sich aus der Lösung der Gleichung

$$\det\left(-\left(2\pi \cdot f_0\right)^2 \cdot \mathbf{M} + j \cdot 2\pi \cdot f_0 \cdot \mathbf{D} + \mathbf{C}\right) = 0 \quad (3-5)$$

ergibt. Die für den vibrationsarmen Betrieb interessante Eigenfrequenz beträgt im ungedämpften Fall

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3 \cdot c}{m}} \quad (3-6)$$

und ist in Bild 7 mit eingezeichnet.

4. Experimentelle Untersuchungen

Zur Bewertung der Vibrationsreduktion durch die Verwendung des zweiten Läufers wurde zunächst ein Antrieb untersucht, der nur über einen einzelnen Läufer verfügt. Die Vibration des handgehaltenen Gehäuses wird klar durch Schwingungen in der axialen Richtung dominiert. Die Schwingungen in die anderen beiden Raumrichtungen werden daher in der Betrachtung vernachlässigt, diese lassen sich ohnehin nicht wirksam durch die vorgeschlagene Maßnahme des Einbaus eines zweiten Läufers reduzieren.

Für den Fall eines Läufers der Masse m , der sich innerhalb eines Gehäuses der Masse $M = m / \alpha$ bewegt, lässt sich die Gehäuseschwingung über das Massenverhältnis α abschätzen, wenn eine Läuferschwingung mit gewisser Amplitude vorausgesetzt wird. Der Läufer führt eine Sinusschwingung mit

$$x(t) = \hat{x}_L \cdot \sin(2\pi \cdot f \cdot t) \quad (4-1)$$

aus. Um die Schwingungen des Gehäuses abzuschätzen, wird vereinfachend davon ausgegangen, dass keine äußeren Kräfte auf das Handstück wirken und somit der Gesamtschwerpunkt ruht. Nach dieser Abschätzung hat die Gehäuseschwingung eine Amplitude von

$$\hat{x}_G = \frac{m}{M} \cdot \hat{x}_L = \alpha \cdot \hat{x}_L \quad (4-2)$$

Die Amplitude der Gehäuseschwingung verhält sich somit proportional zur Amplitude der Läuferschwingung und wird durch das Massenverhältnis α von Gehäuse zu Läufer be-

stimmt. Der Effektivwert der Gehäusebeschleunigung ergibt sich aus den Gleichungen (4-1) und (4-2) zu

$$a_{\text{RMS}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \hat{a}_G = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot 4 \cdot \pi^2 \cdot f^2 \cdot \alpha \cdot \hat{x}_L. \quad (4-3)$$

Der Vergleich mit der gemessenen Beschleunigung (ebenfalls als Effektivwert) zeigt eine gute Übereinstimmung mit dieser vereinfachten Abschätzung. Das Handstück wurde dabei, wie in Bild 3, dargestellt in einer Fadenaufhängung mit verschiedenen Läuferamplituden und bei einer Frequenz von 90 Hz betrieben sowie die Gehäusebeschleunigung mit einem piezoelektrischen Beschleunigungssensor gemessen. Die Messergebnisse sind in der Bild 4 zusammen mit der Abschätzung nach Gleichung (4-3) dargestellt.

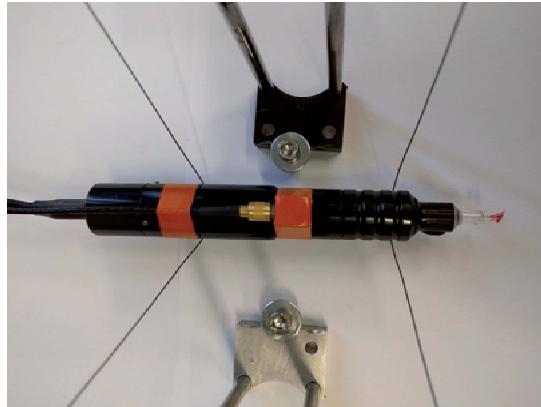


Bild 3: Fadenaufhängung des Linearantriebs mit Beschleunigungssensor

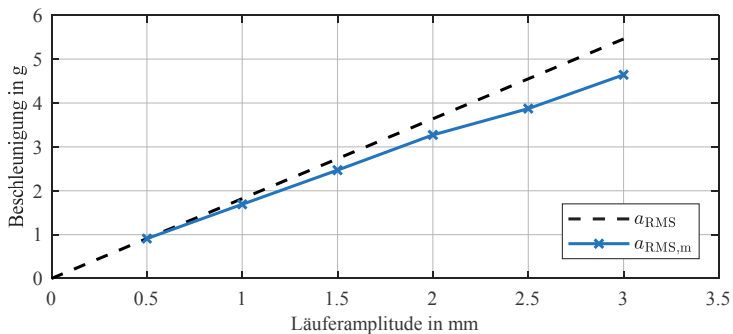


Bild 4: Vergleich zwischen theoretischer a_{RMS} und gemessener $a_{\text{RMS,m}}$ Beschleunigung beim Antrieb mit einem Läufer.

Wie erwartet verhält sich die gemessene Beschleunigung näherungsweise proportional zur Läuferamplitude. Die gemessenen RMS-Werte liegen leicht unterhalb der erwarteten Werte, was darauf zurückzuführen sein kann, dass die Gehäuseschwingung durch die elektrischen Verbindungen am Messaufbau und durch die Aufhängung des Antriebs gedämpft wird.

Die gleichen Messungen wurden mit zwei unabhängigen Läufern durchgeführt. Bild 5 zeigt die deutliche Reduktion der Gehäuseschwingungen etwa um den Faktor fünf im Vergleich mit dem zuvor betrachteten Antrieb mit einem Läufer. Die verbleibenden Vibrationen sind unter anderem auf Abweichungen von Systemparametern aufgrund von Toleranzen in der magnetischen Auslegung und der mechanischen Fertigung zurückzuführen.

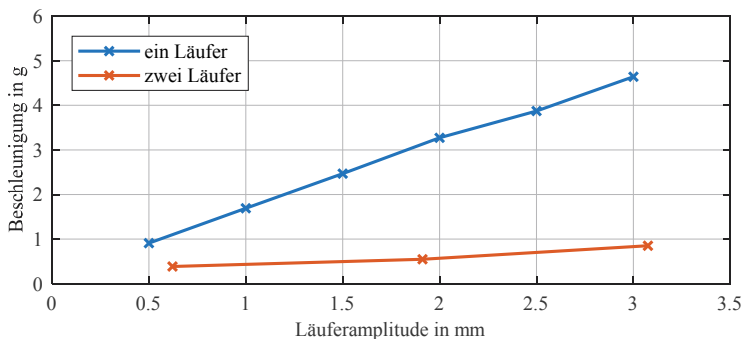


Bild 5: Vergleich der Beschleunigung zwischen Antrieb mit einem Läufer und Antrieb mit zwei Läufern.

5. Regelung zur Vibrationsminderung

Um die verbleibenden Vibrationen weiter zu reduzieren, kann man auf eine Regelung zurückgreifen. Hierbei werden die Spulenströme über eine Rückführung der gemessenen Gehäusebeschleunigung dynamisch angepasst. Beim vorliegenden System ist zu beachten, dass aufgrund des resonanten Verhaltens des Systems nicht effizient in den zeitlichen Verlauf einer Schwingung eingegriffen werden kann, ohne dass es zu inakzeptabel großen Strömen kommt, die zu einer starken Erwärmung des Handgeräts führen. Stattdessen wird die Regelung mit dem Ziel entworfen, die Amplituden der Gehäusevibrationen über mehrere Schwingungsperioden zu dämpfen. Hierbei wird davon ausgegangen, dass alle im System auftretenden Größen Schwingungen mit der vorgegebenen Frequenz ausführen, deren Amplitude und Phase sich im Vergleich mit der Schwingungsperiode nur langsam ändern:

$$f(t) = a(t) \cdot \cos(\omega t) + b(t) \cdot \sin(\omega t) \quad (5-1)$$

$$\dot{a}(t) \ll a(t) \cdot \omega, \quad \dot{b}(t) \ll b(t) \cdot \omega$$

Das in Gleichung (3-2) vorgestellte Differentialgleichungssystem wird zunächst in den Zustandsraum überführt und anschließend einer Mittelwertbildung unterworfen [5], sodass statt hochdynamischer Zustandsgrößen nur die sich zeitlich langsam ändernden Fourierkoeffizienten der Grundschwingung im Modell herangezogen werden.

Die Regelgrößen sind somit nun die Fourierkoeffizienten der Grundschwingung von Läuferamplitude und Gehäusevibration, was auch für die Stellgrößen der Spulenströme gilt.

Für das Mittelwertmodell wurde ein Mehrgrößen-PI-Regler entworfen, dessen Reglerparameter K_p und K_i nach einem in [6] beschriebenen Verfahren auf Basis eines Entwurfs nach Riccati ausgelegt werden. Die Struktur des Regelkreises ist in der Bild 6 dargestellt. Die quasistatischen Stellgrößen (Fourierkoeffizienten der Grundschwingung) müssen zunächst durch eine Modulation in die tatsächlichen zeitlichen Stromverläufe umgerechnet werden, ebenso werden aus den Messgrößen die Fourierkoeffizienten der Grundschwingung durch phasenempfindliche Demodulation gewonnen.

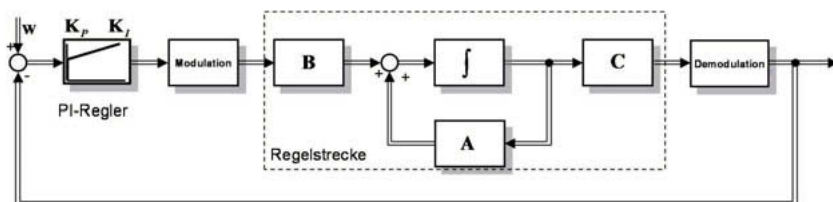


Bild 6: Struktur des Regelkreises zur Regelung der Vibrationen.

Für den Test des Reglers wurde das oben vorgestellte Modell des Antriebs aus Gleichung (3-4) mit Messungen abgeglichen. Die Modellparameter, wie Federsteifigkeiten und Dämpfungsterme, wurden mittels Least-Squares-Verfahren optimiert, sodass das Modell den gemessenen Frequenzgang möglichst gut abbildet. Der Vergleich zwischen dem theoretischen und experimentell ermittelten Frequenzgang ist in der Bild 7 gezeigt.

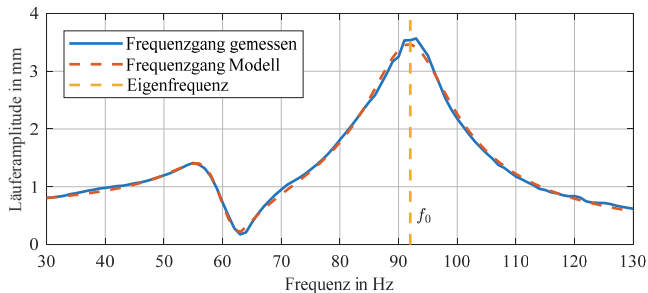


Bild 7: Vergleich zwischen gemessenem Frequenzgang der Läuferbewegung und angepasstem Modell.

Der Regler wurde nun mit dem durch die Messungen parametrisierten Modell getestet. In Bild 8 sind die Verläufe der Regelgrößen dargestellt, die aus einer sprungförmigen Änderung der Führungsgröße resultieren.

Die Führungsgröße stellt die Forderung nach einer konstanten Läuferamplitude von 2 mm bei verschwindender Gehäusevibration dar mit $\mathbf{w} = (2 \cdot 10^{-3} \quad 0 \quad 0 \quad 0)^T$.

In der Simulation ist zu erkennen, dass im geregelten Fall im Gegensatz zum gesteuerten Fall die Läuferamplitude stationär genau ist und nach etwa 0,2 Sekunden erreicht wird. Die Gehäusevibrationen verschwinden im geregelten Fall nach etwa 0,4 Sekunden. Zukünftig soll der Versuchsaufbau um die entworfene Regelung komplettiert werden, um damit das Potenzial bei geregelter Schwingungsunterdrückung experimentell nachzuweisen. Aus Sicht der Humanschwingungen kann die Vibrationsregelung weiter optimiert werden, indem das menschliche Schwingempfinden für Hand-Arm-Schwingungen nach [4] mittels Bewertungsfilter für die gemessenen Beschleunigungen berücksichtigt wird.

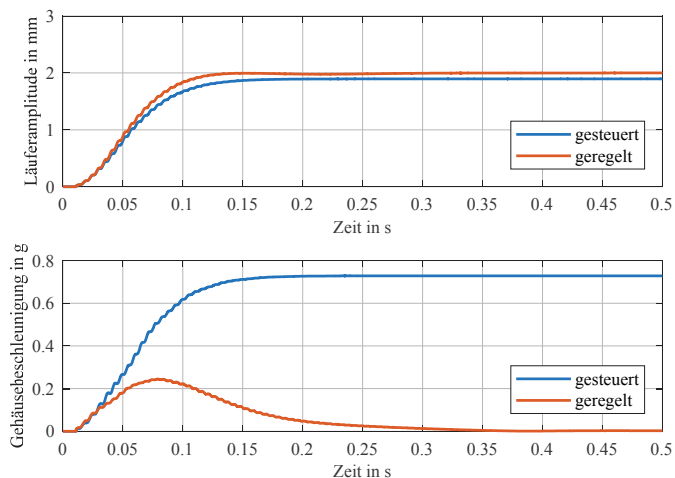


Bild 8: Vergleich der simulierten Amplituden für die Läuferbewegung und der RMS-Werte der Gehäusebeschleunigung im gesteuerten und geregelten Fall.

6. Fazit

Das neuartige Antriebsprinzip zur Minderung der Gehäusevibrationen eines handgehaltenen Stechgeräts beruht auf der Verwendung zweier unabhängig, elektrisch angesteuerter Läufermassen. Eine Läufermasse führt die für den Betrieb notwendige Bewegung aus, die andere Masse wird genutzt, um die axialen Vibrationen des Handstücks zu mindern. Messungen zeigten, dass durch den gesteuerten Betrieb mit der zweiten Eigenfrequenz und der entsprechenden gegenphasigen Anregung der beiden Läufermassen eine Reduktion der axialen Gehäusevibrationen um bis zu 80 % erreicht wird. Darüber hinaus ließen Simulationen am durch Messungen parametrisierten, mathematischen Modell des Antriebs erkennen, dass mit einem anhand eines Mittelwertmodells entworfenen Mehrgrößen-PI-Regler die verbleibenden Gehäusevibrationen im geschlossenen Regelkreis vollständig eliminiert werden können. Als Nächstes wird die praktische Umsetzung der geregelten Schwingungsunterdrückung angestrebt.

7. Literaturangaben

- [1] K. Sperry, "Tattoos and tattooing. Part I: History and methodology," (eng), *The American journal of forensic medicine and pathology*, vol. 12, no. 4, pp. 313–319, 1991.
- [2] D. Scherkowski, "Entwicklung von Aktoren und Verbrauchsmodulen für die multiple Punktion der Haut," 2012.
- [3] D. Demjanenko, "Entwicklung eines elektrodynamischen, linearen Schwingaktors und das Verfahren zu dessen Steuerung und Regelung," 2012.
- [4] Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen, EN ISO 5349-1, 2001.
- [5] S. R. Sanders, J. M. Noworolski, X. Z. Liu, and G. C. Verghese, "Generalized averaging method for power conversion circuits," *IEEE Trans. Power Electron.*, vol. 6, no. 2, pp. 251–259, 1991.
- [6] A. N. Gündes, "Multi-input Multi-output PI Controller Design: December 12-15, 2000 : Sydney Convention and Exhibition Centre, Sydney, Australia," (eng), *Proceedings of the 39th IEEE Conference on Decision and Control*, 2000.

Vergleich der Anregungssignale aus der Sitzprüfung für Flurförderzeuge (Gabelstapler) mit aktuellen Praxismessungen

Detlef Sayn, Christian Böser, Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung (IFA), Sankt Augustin

Kurzfassung

Grundlage für die Prüfung von Maschinenführersitzen für Flurförderzeuge bilden Anregungsspektren, die auf Messwerten basieren, die älter als 20 Jahre sind. Um einordnen zu können, ob diese eine Überarbeitung bedürfen, wurden die Ergebnisse von Praxismessungen des IFA mit den unterschiedlichen Spektren der Norm verglichen.

Es wurden Abweichungen zwischen Norm und Praxismessung festgestellt, durch die eine Verwendbarkeit der Norm jedoch nicht in Frage gestellt wird.

1. Einleitung

Die Maschinenführersitze, die Verwendung in Flurförderzeugen (Ffz) finden, werden einer Prüfung nach DIN EN 13490:2009 unterzogen. In dieser Norm werden sechs Kategorien von Flurförderzeugen unterschieden, für die vier unterschiedliche Prüfspektren für die Sitzprüfung vorgesehen sind. Die vier Prüfspektren unterscheiden sich sowohl im Betrag als auch in der Frequenz des Amplitudenmaximums.

Die Klassifizierung der Flurförderzeuge erfolgt durch eine Unterscheidung der Bauart und des mittleren Raddurchmessers:

Tabelle 1: Prüfklasseneinteilung nach Fahrzeugkategorien (DIN EN 13490)

Prüfklasse	Fahrzeugkategorie	mittlerer Raddurchmesser
IT 1	1, 2 und 3 z. B.: Plattformwagen, Schubgabel- u. Schubrahmenstapler, Spreizenstapler und Ffz	< 645 mm
IT 2	4a z. B.: Spreizenstapler und Ffz	645 mm bis 900 mm
IT 3	4b und 5 z. B.: Spreizenstapler und Ffz	900 mm bis 2000 mm
IT 4	6 alle geländegängigen Ffz	keine Vorgabe

Die von der Norm vorgegebenen Prüfspektren sind bereits in der ursprünglichen Fassung der Norm aus dem Jahr 2002 in gleicher Weise enthalten und basieren auf Daten, die vor der Jahrtausendwende erfasst wurden.

Tabelle 2: Vorgaben der Prüfklassen: Schwingbeschleunigung a_{wz} im Frequenzbereich von 0,89 Hz bis 17,78 Hz / 11,22 Hz (a_{w12}) und Sitzübertragungsfaktor SEAT

Prüfklasse	a_{wz} am Sitzmontagepunkt [m/s ²]	Sitzübertragungsfaktor SEAT
IT 1	1,59	< 0,7
IT 2	0,96	< 0,8
IT 3	0,63	< 0,9
IT 4	1,04	< 0,9

2. Untersuchung

In der jüngeren Vergangenheit hat das Institut für Arbeitsschutz der DGUV eine Vielzahl von Flurförderzeugen im Rahmen der Prävention und bei Ermittlungen zu Berufskrankheitsanzeigen schwingungsmesstechnisch untersucht. Die Ergebnisse dieser Messungen werden hier, sofern eine Frequenzanalyse möglich ist, mit den Anregungssignalen der Norm verglichen. Da die Messungen nicht explizit für diesen Vergleich gemacht wurden, variiert die Anzahl der für einen Vergleich verwendeten Fahrzeuge zwischen den einzelnen Prüfklassen stark.

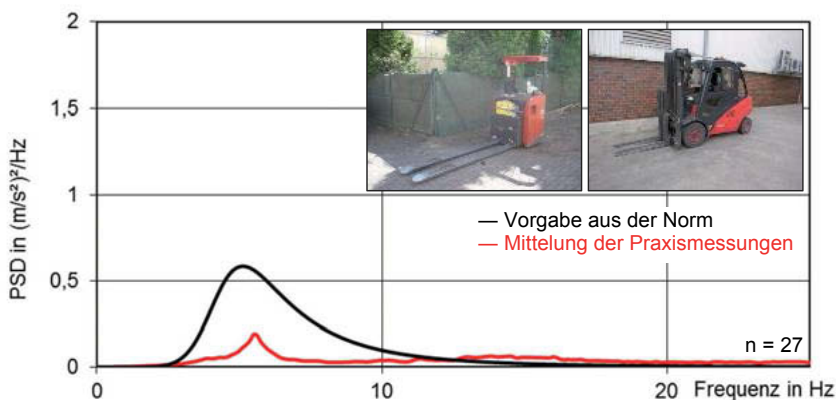


Bild 1: Spektrale Leistungsdichte der Prüferregerschwingungen der Spektralklassen IT 1

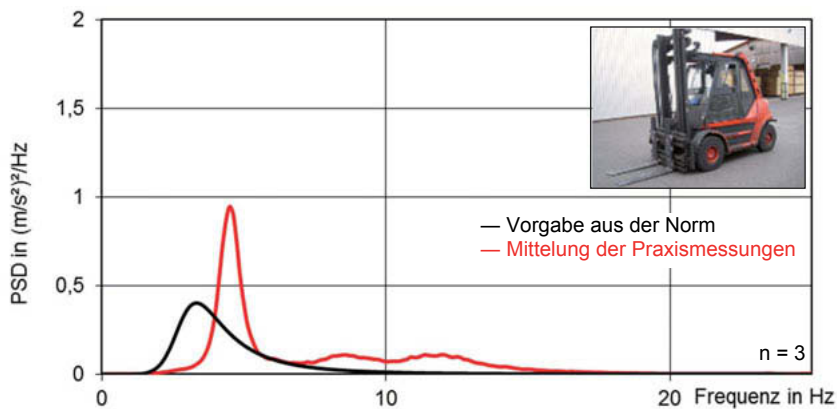


Bild 2: Spektrale Leistungsdichte der Prüferregerschwingungen der Spektralklasse IT 2

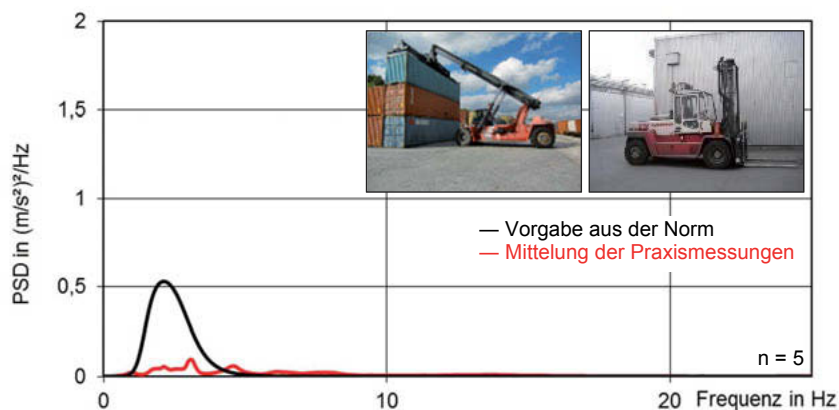


Bild 3: Spektrale Leistungsdichte der Prüferregerschwingungen der Spektralklasse IT 3

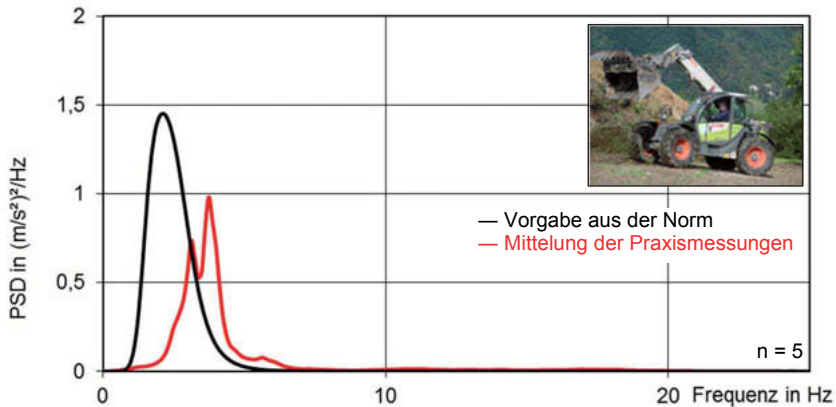


Bild 4: Spektrale Leistungsdichte der Prüferregerschwingungen der Spektralklasse IT 4

3. Ergebnisse

Die Praxismessungen auf Fahrzeugen, deren Sitze nach den Spektralklassen IT 1 und IT 3 geprüft werden, zeigen ein Spektrum, dass sich gut durch die Vorgabe der Norm abbilden lässt. Der Vergleich für die Spektralklasse IT 2 hingegen zeigt eine deutlich größere Amplitude bei den Praxismessungen, deren Maximum auch etwa ein Hertz über dem der Vorgabe liegt. Bei nur drei zum Vergleich vorhandenen Fahrzeugen ist jedoch die Abweichung eines Fahrzeugs ausreichend, um das Ergebnis derart zu beeinflussen. Auch bei der Spektralklasse IT 4 fällt eine Abweichung zwischen den Praxismessungen und dem Prüfspektrum auf, die durch die große Vielfalt der Fahrzeuge und der geringen Anzahl an Messungen für diese Klasse zu erklären ist.

Das Prüfkriterium für die Maschinenführersitze ist der Sitzübertragungsfaktor SEAT. Dieser ist als das Verhältnis der energieäquivalenten Mittelwerte der frequenzbewerteten Beschleunigungen auf der Sitzoberfläche a_{wS} zum Sitzmontagepunkt a_{wP} definiert. In der Praxis hat sich gezeigt, dass dieses Kriterium, sofern sich die Sitze in einem guten Zustand befanden, eingehalten wurde. **Fehler! Ungültiger Eigenverweis auf Textmarke.** zeigt die gemittelten Sitzübertragungsfaktoren der Praxismessungen, die nur für die Prüfklasse IT 3 über der Vorgabe für die Prüfung liegen.

Tabelle 3: Tabelle der Schwingbeschleunigungen der zum graphischen Vergleich herangezogenen Messungen

Prüfklasse	Sitzfläche	Sitzmontagepunkt	SEAT
	a_{wz} MW [m/s ²]	a_{wz} MW [m/s ²]	MW
IT 1	0,45 ± 0,30	0,80 ± 0,41	0,62 ± 0,28
IT 2	0,68 ± 0,39	1,10 ± 0,86	0,68 ± 0,22
IT 3	0,36 ± 0,06	0,40 ± 0,17	0,98 ± 0,26
IT 4	0,64 ± 0,27	0,96 ± 0,48	0,75 ± 0,32

Die in der Praxis messtechnisch untersuchten Sitze auf Flurförderzeugen dämpfen die eingeleiteten Schwingungen, wie oben dargestellt, gut. Teilweise wurden Sitzübertragungsfaktoren von 0,3 bei Fahrzeugen der Prüfklasse IT 1 gemessen. Bei dieser Prüfklasse ist die Schwingbeschleunigung des Prüfsignals fast doppelt so hoch wie die Mittelwerte unserer Messungen ergeben haben. Bei den übrigen Prüfklassen ist die Abweichung geringer. Das gute Dämpfungsverhalten der untersuchten Sitze zeigt, dass es bei der Überarbeitung, bzw. Anpassung der Prüfklassen für Flurförderzeuge keinen akuten Handlungsbedarf gibt.

Normen und Richtlinien:

- [1] DIN EN 13490:2009
Mechanische Schwingungen – Flurförderzeuge – Laborverfahren zur Bewertung sowie Spezifikation der Schwingungen des Maschinenführersitzes;
Deutsche Fassung EN 13490:2001+A1:2008
- [2] VDI 2057 Blatt 1:2017
Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen – Ganzkörper-Schwingungen
- [3] ISO 5053-1:2015
Flurförderzeuge - Terminologie und Klassifizierung - Teil 1: Flurförderzeugtypen

