



8. VDI-Fachtagung Humanschwingungen 2020

Vibrations- und Schwingungseinwirkungen auf den Menschen

Würzburg, 01. und 02. Oktober 2020

Bildquelle: Daimler AG, Wölfel Engineering GmbH + Co. KG, John Deere

VDI-BERICHTE
Herausgeber:
VDI Wissensforum GmbH

Bibliographische Information der Deutschen Nationalbibliothek

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

Bibliographic information published by the Deutsche Nationalbibliothek (German National Library)

The Deutsche Nationalbibliothek 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 2020

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 Manuscriptdruck.

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 978-3-18-092370-3

Inhalt

Vorwort	1
A. Siefert, CEO, Virtual Human GmbH, Würzburg	

► Schwingungsreduzierung an selbstfahrenden Arbeitsmaschinen

Power-Modul zur Erhöhung des Fahrkomforts von gefederten Fahrersitzen in Land- und Baumaschinen	5
J. Kolb, K. Krivenkov, Grammer AG, Amberg	
Reduzierung von Humanschwingungen an Flurförderzeugen – Ursache und Gegenmaßnahmen für Humanschwingungen.	21
H. Wozniak, Linde Material Handling GmbH, Aschaffenburg	
Smart tractor powertrain control for improved ride comfort during large square baling operation.	31
B. Jung, John Deere GmbH & Co. KG, European Technology Innovation Center, Kaiserslautern	

► Komfortbewertungen

Motion Sickness in Cars: Evaluation of the vibration scale – MSDV for stop & go driving	41
A. Brietzke, R. Pham Xuan, Volkswagen AG, Wolfsburg;	
A. Dettmann, A. C. Bullinger, Technische Universität Chemnitz	
Ergonomie 2.0 – Das Fahrzeug als neuer Lebensraum	53
D. Bohrmann, W. Just, Mercedes-Benz AG, Sindelfingen;	
C. Maier, Hochschule Trier;	
K. Bengler, Technische Universität München, Garching	
Herausforderung Schwingungskomfort-Bewertung beim autonomen Fahren	63
J. Hofmann, A. Veeraraghavan, M. Eckstein, Wölfel Engineering GmbH + Co. KG, Höchberg	
Simulating lateral postural stabilisation in dynamic cornering	75
M. Mirakhoro, T. Irmak, R. Happee, Technische Universität Delft, Niederlande	
Objektivierung des automatisierten Fahrens – Betrachtung des Untersuchungsraums Autobahn	85
C. Pethe, B. Reuber, F. Krauns, R. Henze, F. Küçükay, Institut für Fahrzeugtechnik, Technische Universität Braunschweig	

► Hand-Arm-Schwingungen

Hand-Arm-Vibrationen durch Einzelstöße im Freizeitbereich als Abgrenzung zum Beruf – Beispiel Tennis	95
U. Kaulbars, F. Haas, Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung (IFA), Sankt Augustin;	
E. Ochsmann, Institut für Arbeitsmedizin, Universität Lübeck;	
H. Lindell, RISE (IVF), Schweden	
Einzelstoßexposition auf das Hand-Arm-System – Pilot zu physiologischen Effekten	105
A. Corominas-Cishek, J. Witte, E. Ochsmann, Universität zu Lübeck, Institut für Arbeitsmedizin, Prävention und BGM, Lübeck;	
U. Kaulbars, Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung, (IFA), Sankt Augustin	
Systematische Literaturrecherche zu den akuten Effekten von Einzelstoß- und Vibrationsbelastungen des Hand-Arm-Systems	113
E. Ochsmann, A. Corominas-Cishek, J. Witte, Universität zu Lübeck, Institut für Arbeitsmedizin, Prävention und BGM, Lübeck	
Überprüfung einer maschinenintegrierten Expositionserfassung von Hand-Arm-Vibrationen	121
B. Ernst, U. Kaulbars, Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung, Sankt Augustin	
A Method of Determining the Separation Plane of a Knob-Shaped Measuring Handle for the Measurement of Hand-Arm-Impedances.	131
T. Schröder, A. Lindenmann, S. Hehmann, M. Uhl, T. Gwosch, S. Matthiesen, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe	

► **Humanschwingungen: Beispiele für Ganzkörperschwingungen**

Vibrationen an Lastenpedelecs – Eine Herausforderung in der interdisziplinären Mechanik . . . 141
E. Groß (VDI), Technische Universität Hamburg-Harburg;
K. Kracht, Technische Universität Berlin

► **Schwingungsreduzierung**

Improvement of Helicopter Comfort of Ride Beyond Blade Passage Frequency – Research Project CORINNE. 163
O. Dieterich, M. Priems, AIRBUS Helicopters Deutschland GmbH, Donauwörth

Computer-aided approach to the design of vibration reduction systems – Methods and procedures for the optimal configuration of non-linear system behaviour 175
I. Maciejewski, T. Krzyzynski, Faculty of Mechanical Engineering, Koszalin University of Technology (KUT), Koszalin, Polen

Vibrationsbelastung und psychische Beanspruchung am Arbeitsplatz. 185
C. Freitag, L. Martin Gratzfeld, Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung – IFA, Sankt Augustin;
A. Gehrke, Institut für Arbeit und Gesundheit der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung – IAG, Dresden

Vorwort

Sehr geehrte Damen und Herren,

ob am Arbeitsplatz, im alltäglichen Verkehr oder in der Freizeit, mechanische Schwingungen wirken in erheblichem Maße auf den menschlichen Körper ein. Die Auswirkungen reichen von Komfort und Leistungseinbußen bis hin zu gesundheitlichen Beeinträchtigungen.

Neben einer fachspezifischen Betrachtung ist der interdisziplinäre Austausch ein wichtiger Bestandteil, um negative Folgen für die Gesellschaft abzuwenden. Die VDI-Tagung „Humanschwingungen“ bietet seit vielen Jahren eine Plattform für Diskussionen zwischen Experten aus der Industrie, den Behörden und den Arbeitswissenschaften.

Die Bewertung von Schwingungen bzw. Vibratoren in der Mobilität, bei Nutzfahrzeugen und mobilen Arbeitsmaschinen sowie bei gehaltenen Maschinen erfolgt über experimentelle und numerische Verfahren. Dadurch lassen sich die Folgen auf den ganzen Körper des Menschen und/ oder den Hand-Arm-Apparat ermitteln und Lösungen zur Reduktion ableiten.

Der Gesetzgeber hat außerdem diverse Richtlinien zum Arbeitsschutz definiert. Diese sollen den Arbeitgeber unterstützen, die Folgen durch mechanische Schwingungen bei Mitarbeitern möglichst gering zu halten. Die Tagung bietet hier die Möglichkeit neue Vorgaben und deren Anwendung in der Praxis vorzustellen und zu diskutieren.

Trotz der Fortschritte in den letzten Jahren bestehen weiterhin große Herausforderungen für die Zukunft. Eine stetige Weiterentwicklung in den Bereichen Prävention, technische Möglichkeiten zur Schwingungsminimierung, Ermittlungen der Belastungen an Arbeitsplätzen, Unterweisungen oder arbeitsmedizinische Vorsorge ist notwendig. Darüber hinaus sind auch neue Themen wie Elektromobilität im Verkehr und in der Freizeit zu berücksichtigen.

Wir freuen uns, Sie auf der 8. VDI-Fachtagung Humanschwingungen 2020 am 01. und 02. Oktober 2020 in Würzburg begrüßen zu dürfen.

Herzliche Grüße

Im Namen des Programmausschusses

Dr. Alexander Siefert

CEO, Virtual Human GmbH, Würzburg

Tagungsleitung

Dr. Alexander Siefert, CEO, Virtual Human GmbH, Würzburg

Programmausschuss

Mehmet Bozkurt, M. Sc., Technik und Gesellschaft, VDI-Gesellschaft

Produkt- und Prozessgestaltung (GPP), Düsseldorf

Dr.-Ing. Thorsten Breitfeld, Projektkoordination Schwingungen und Akustik,
Daimler AG, Sindelfingen

Dipl.-Ing. Peter Frener, Leiter Sachgebiet Fertigungsgestaltung, Akustik,
Lärm und Vibrationen, Berufsgenossenschaft Holz und Metall, Düsseldorf

Dr.-Ing. Jürgen Hoffmann, Abteilungsleiter Erzeugnisdaten, -vorschriften
und Zulassung, Andreas Stihl AG & Co. KG, Waiblingen

Dipl.-Ing. Uwe Kaulbars, Sachgebietsleiter Hand-Arm-Vibration,
Institut für Arbeitsschutz der DGUV (IFA), Deutsche Gesetzliche Unfallversicherung e. V.
(DGUV), Sankt Augustin

Dipl.-Ing. Michael Kremb, Entwicklung Federungssysteme,
John Deere GmbH & Co. KG, Mannheim

Dipl.-Ing. Lutz Meyer, Manager Test Laboratory,
ISRINGHAUSEN GmbH & Co. KG, Lemgo

Dr. Detlev Mohr, Präsident, Landesamt für Arbeitsschutz, Verbraucherschutz
und Gesundheit (LAVG), Potsdam

Prof. Dr.-Ing. Rolf Naumann, Sprecher ISyM – Institut für Systemdynamik
und Mechatronik, FH Bielefeld, University of Applied Sciences, Bielefeld

Dr.-Ing. Hendrik Schläper, Referent für Mess- und Regeltechnik,
K+S Aktiengesellschaft, Kassel

Dipl.-Ing., Dipl. Kaufmann Hubert Wittmann, Senior Produktmanager,
Grammer AG, Amberg

Dr.-Ing. Martin Zornemann, Entwicklung Nutzfahrzeuge, Gesamtfahrzeug-
Physik/Akustik, Volkswagen AG, Wolfsburg

Online-Shopping für Ingenieure: Die Technische Literatur, die Sie brauchen!



SCHNELL
GEFUNDEN.
BEQUEM
BESTELLT.

Hier sichern Sie sich topaktuelles Ingenieurwissen aus den wichtigsten technischen Bereichen:

- 23 Reihen „Fortschritt-Berichte VDI“ mit aktuellen Dissertationen zu den relevanten technisch-wissenschaftlichen Themen
- Zahlreiche Titel zur Auswahl
- Tagungsbände „VDI-Berichte“ mit topaktuellem Ingenieurwissen und neuesten Forschungsergebnissen
- Sonderpublikationen, z. B. zum Thema Ingenieureinkommen

Willkommen im VDI nachrichten-Shop!

VDI nachrichten

www.vdi-nachrichten.com/shop

Die journalistische Heimat der Ingenieure.

Power-Modul zur Erhöhung des Fahrkomforts von gefederten Fahrersitzen in Land- und Baumaschinen

Improvement of Ride Comfort at Suspended Seats of Agriculture and Construction Machines by Use of Power Module

Dipl.-Ing.(FH) **Jens Kolb**, Dr.-Ing. **Konstantin Krivenkov**,
Grammer AG, Amberg

Kurzfassung

Unter einem hohen Fahrkomfort wird meistens ein hoher Isolationsgrad unerwünschter Schwingungen des Kabinenbodens auf den Fahrer verstanden. Um diesen zu erreichen, werden die Nutzfahrzeuge typischerweise mit passiv oder semi-aktiv gefederten Fahrersitzen mit möglichst niedriger Eigenfrequenz ausgestattet.

In bestimmten Situationen stoßen die passiven bzw. semi-aktiv gefederten Fahrersitze aber an physikalisch bedingte Grenzen ihres Isolationsvermögens. Dabei werden die störenden Beschleunigungen des Kabinenbodens kaum reduziert und teilweise sogar verstärkt. In diesem Fall ist eine signifikante Erhöhung des Fahrkomforts von modernen gefederten Fahrersitzen nur durch Überwindung dieser Grenze mit Hilfe einer gezielten Zufuhr von externer Leistung möglich.

In diesem Beitrag werden zuerst schwingungstechnische Grundlagen sowie relevante normative Dokumente zur Erläuterung von möglichen Einsatzszenarien und voraussichtlichem Nutzen eines gefederten Fahrersitzes mit externer Leistungszufuhr in verschiedenen Nutzfahrzeugklassen dargestellt. Es wird gezeigt, dass der Einsatz solcher Systeme in großen und schweren Land- und Baumaschinen besonders hohe Potentiale zur Erhöhung des Fahrkomforts aufweisen.

Anschließend wird auf grundlegende Wirkprinzipien und bekannte Ausführungsvarianten von gefederten Fahrersitzen mit externer Leistungszufuhr eingegangen und deren Vor- und Nachteile diskutiert. Abschließend wird die Idee eines Power-Moduls diskutiert, inklusive einer ersten Studie zur damit erreichbaren Performance. Die durch seinen Einsatz in gefederten Fahrersitzen erreichbare Erhöhung des Fahrkomforts wird anhand von SEAT-Werten (Seat Effective Amplitude Transmissibility) dargestellt.

Abstract

A high level of driving comfort is usually understood as high degree of isolation of undesirable vibrations of the cabin floor to the driver. To achieve this, commercial vehicles are typically equipped with passive or semi-active suspended driver seats with preferably possible low natural frequency.

In certain situations, however, the passive or semi-active suspended driver seats reach its insulating ability by physical limits. The disturbing accelerations of the cabin floor are hardly reduced and sometimes even increased. In this case, a significant increase in driving comfort of modern suspended driver seats is only possible by overcoming these physical limits with the help of additional smartly controlled external power to the system.

This article illustrates the basics of vibration isolation and relevant normative documents explaining possible application scenarios and the likely benefits of suspended driver seats with the use of external power in various commercial vehicle classes. It is shown that the use of such systems has particularly high potential for increasing driving comfort in large and heavy agricultural and construction machinery.

Basic principles of operation and known design variants of those active controlled suspensions are shown and its advantages and disadvantages are discussed. Finally, the idea of a power module is discussed, including a first study of the performance that can be achieved with it. The increase of driving comfort, which can be achieved by its usage within suspended driver seats, is shown by SEAT values (Seat Effective Amplitude Transmissibility).

1. Grundlagen der Schwingungsisolation

Landwirtschaftliche Maschinen und Arbeits- bzw. Baumaschinen sind in ihrem gewöhnlichen Gebrauch starker Schwingungsbelastung ausgesetzt. Diese Schwingungen sind meistens niederfrequent und werden über den Kabinenboden zum Fahrer weitergeleitet. Die Resonanzfrequenzen des menschlichen Körpers liegen zum großen Teil ebenfalls in diesem Frequenzbereich. Werden Teile des menschlichen Körpers nahe ihrer Resonanzfrequenz angeregt, werden sie irritiert und bereits kurz- bis mittelfristig in Mitleidenschaft gezogen. Dies macht sich in Form von sinkendem Fahrkomfort, steigendem Unwohlsein, erhöhter Müdigkeit sowie Verlust der Konzentration bemerkbar und führt letztendlich zu mangelnder Arbeitsleistung. Nicht zuletzt zieht das ständige Einwirken von Schwingungen in diesen Frequenzbereichen auf Dauer gesundheitliche Langzeitschäden des Fahrers mit sich. Aus

diesem Grund begrenzt der Gesetzgeber zum Schutz der Arbeitnehmer die maximal zulässige auf den Fahrer einwirkende Schwingungsbelastung.

Gesetzliche Vorschriften und deren Anwendung

Um die Arbeitnehmer am Arbeitsplatz in mobilen Arbeitsmaschinen vor Gefährdung durch Schwingungen zu schützen, wurden in der Richtlinie 2002/44/EG des Europäischen Parlaments und des Rates zum Schutz von Sicherheit und Gesundheit der Arbeitnehmer vor der Gefährdung durch Schwingungen Mindestvorschriften erlassen [1]. Diese Richtlinie legt Mindeststandards für die Kontrolle von Gefährdungen durch Ganzkörperschwingungen fest und führt den Arbeitgeber an mögliche Maßnahmen zur Verringerung der Gefährdungen durch Ganzkörperschwingungen auf ein zulässiges Maximum heran.

Markante Grenzwerte sind zum einen der Auslösewert, ab welchem der Arbeitgeber verpflichtet ist, die Schädigung durch Schwingungsbelastung der Beschäftigten zu überwachen, Maßnahmen einzuleiten und zu protokollieren. Zum anderen begrenzt der Expositionsgrenzwert, ab welchem die Beschäftigten an einem Tag keiner weiteren Schwingungsbelastung mehr ausgesetzt sein dürfen. Die Schwingungsdosis an sich wird durch Akkumulation der über die Zeit auf die Person einwirkenden frequenzbewerteten Beschleunigungen berechnet. Es versteht sich, dass durch geeignetes Arbeitsmaterial, homogene Fahrwege, moderate Arbeitsweise und einzuhaltende Pausen die Dosis der einwirkenden Schwingungsbelastung gesenkt werden kann.

Die Reduzierung der Schwingungsbelastung muss nicht alleine auf einzelne Systeme, Schnittstellen oder Streckenabschnitte zurückgeführt werden. Konkret an einem Beispiel, wie in Abbildung 1 dargestellt, wird eine Arbeitsmaschine in einem bestimmten Terrain bewegt. Die Arbeitsmaschine selbst wird über eine mehr oder minder ausgebauten Wegstrecke gefahren. Mehr oder minder stark mit Druck gefüllte Reifen und das Federungssystem des Fahrwerks, falls vorhanden, versetzen die Arbeitsmaschine in Schwingungen. Auch der Beladungszustand der Maschine trägt maßgeblich zur Art und Intensität der weitergeleiteten oder zusätzlich erzeugten Schwingung bei.

Diese Schwingungen können trotz der gefederten Kabine und des gefederten Fahrersitzes den gesundheitlichen Zustand des Fahrers stark beeinflussen. Schließlich bestimmt auch der Fahrer selbst durch seine Fahrweise, welcher Schwingungsbelastung er ausgesetzt wird. Der Ansatz einer gemäßigten Fahrweise zur Verringerung oder Begrenzung der maximalen Schwingungsbelastung stellt einen Zielkonflikt mit der möglich erreichbaren Arbeitsleistung dar und kann somit nicht als Lösung angesetzt werden.



Bild 1: Vereinfachte Darstellung von komfortrelevanten Schwingungen in einer Arbeitsmaschine

Ein großes Potential zur Reduzierung und Einhaltung der maximal zulässigen Schwingungsbelastung über die gesamte tägliche Arbeitszeit stellt dabei der gefederte Fahrersitz dar. Seine Schwingungscharakteristik hat überwiegenden Einfluss auf die Schwingungsbelastung des Fahrers, ohne die Fahreigenschaften des Fahrzeugs und die Umschlagsleistung maßgeblich zu beeinflussen. Zudem müssen in diesem isolierenden System relativ geringe Kräfte, nämlich nur die der Gewichtskraft des Fahrers und des Sitzoberteiles, berücksichtigt werden.

Schwingungsbelastung typischer Arbeitsmaschinen

In Abbildung 2 ist eine Übersicht von Leistungsdichtespektren der Schwingungen in den Kabinen typischer Arbeitsmaschinen dargestellt. Die Schwingungsbelastung liegt bei sämtlichen Fahrzeugen zwischen dem Tagesauslösewert und dem Expositionsgrenzwert. Das heißt nach Beachtung der Richtlinie 2002/44/EG ist der Betreiber in sämtlichen Anwendungsfällen verpflichtet, die vorgeschlagenen Maßnahmen zur Verringerung der Schwingungsbelastung anzuwenden. Es ist deshalb eine große Erleichterung für den Betreiber, wenn sich die Schwingungsbelastung in den typischen Anwendungsfällen durch ein System zur Schwingungsisolation unter den Tagesauslösewert verringern lässt.

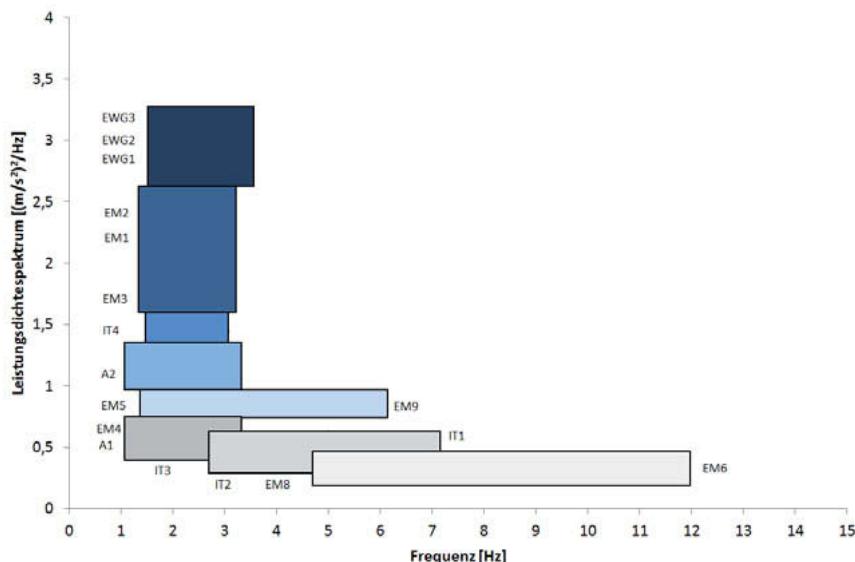


Bild 2: Übersicht von Schwingungsbelastung in den Kabinen typischer Arbeitsmaschinen nach [2], [3], [4], [5]

Grenzbereiche von passiven und semi-aktiven Sitzsystemen

Bei den in Abbildung 2 dargestellten Arbeitsmaschinen werden im Sitz in der Regel passive Feder-Dämpfer-Systeme eingesetzt. Mit einem Isolationsvermögen zwischen 10% und 65% werden die Schwingungswerte von $0,55\text{m/s}^2$ bis $0,82\text{m/s}^2$ erreicht. Um eine ausreichende Höhenstabilität, welcher der Gewichtsverlagerung während der Fahrt entgegen wirkt, zu gewährleisten, muss die Feder eine bestimmte Steifigkeit aufweisen. Sie bestimmt maßgeblich das Übertragungsverhalten des Sitzes (Abbildung 3).

Diese Übertragungsfunktion kann in einen unterhalb der Resonanzfrequenz fahrsichereren, in einen um die Resonanzfrequenz verstärkenden oder kritischen und in einen oberhalb der Resonanzfrequenz isolierenden Bereich aufgeteilt werden. Der Dämpfer hat dabei die Aufgabe, das Aufschwingen des Systems im Resonanzbereich zu begrenzen.

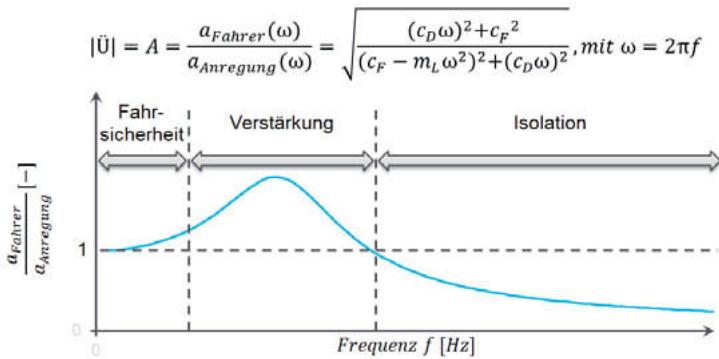


Bild 3: Übertragungsfunktion passiver Feder-Dämpfer-Systeme nach [6]

Jede passive Auslegung des Dämpfers hat dabei erhebliche Nachteile im isolierenden Bereich. Abbildung 4 soll den Unterschied der Übertragungsfunktion unterschiedlich passiv wirkender Dämpfer bei konstanter Federrate verdeutlichen. Dabei ist klar zu erkennen, dass mit einem harten Dämpfer mit Dämpfungskonstante d_{F2} das Überschwingen im Resonanzbereich eliminiert ist, jedoch das Isolationsvermögen oberhalb des Resonanzbereiches auch verschwindend gering wird. Mit einem weichen Dämpfer mit Dämpfungskonstante d_{F1} verfügt das System im Resonanzbereich über eine erhöhte Verstärkung, dafür könnten relativ gute Isolationswerte im hohen Frequenzbereich erreicht werden.

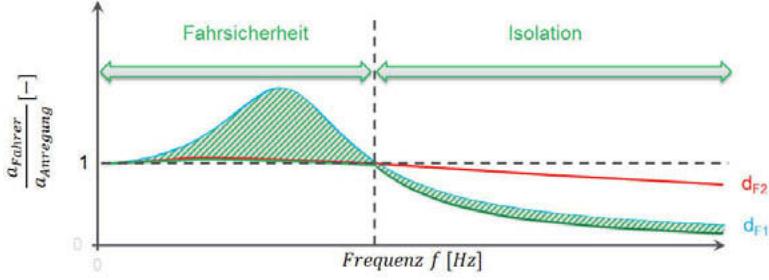


Bild 4: Übertragungsfunktion von Feder-Dämpfer-Systemen mit verstellbarem Dämpfer nach [7]

Bis zu einer gewissen Intensität der Anregung nimmt das Isolationsvermögen der Systeme mit weichen und harten passiven Dämpfer annähernd gleich zu, da beide Dämpfer zur

Realisierung eines subjektiv angenehmen Ansprechverhaltens in ihren Umkehrpunkten eine geringe Dämpferauslegung benötigen. Mit zunehmender Intensität unterscheidet sich die Isolationswirkung um bis zu ca. 35% mit entsprechend erhöhtem Federweg-Bedarf. Mit einem passiven weichen Dämpfer und weicher Federsteifigkeit könnte man eine Isolation von 65% erreichen, d.h. hier wird im Mittel nur noch ein 0,3-facher Wert der Anregung an das Federungsoberteil übertragen.

Ein luftgefederter Fahrersitz hat aber insgesamt nur einen Federweg von 180mm, welcher für die Höhenverstellung und Schwingungsisolierung aufgeteilt ist. Nicht jeder fährt also den Sitz in der Mitte des zur Verfügung stehenden Federwegs, so dass für Schwingungen in beide Richtungen 90mm zur Verfügung stehen würde. In der Regel teilt sich der gesamte zur Verfügung stehende Federweg in 80mm Höhenverstellung und 100mm Federung zur Schwingungsisolierung auf. Es versteht sich, dass ein kleiner Fahrer, welcher nur ca. 50mm vom unteren Federwegsende entfernt sitzt, mit einem weichem Feder-Dämpfer-System mit Anschlägen und deutlich erhöhten Schwingungsbelastungen zu rechnen hätte.

Diesem soll ein Regelansatz für die semi-aktive Dämpfung Abhilfe schaffen. In diesem Bereich dämpft das System präventiv stärker, um den Fahrer vor möglichen Endanschlägen zu schützen. Dies hat zur Folge, dass das Isolationsvermögen moderat sinkt, jedoch der erforderliche Federweg verringert werden kann.

Mit präventivem Schutzmechanismus zur Vermeidung von Endanschlägen bei Betrieb der Federung nahe dem Randbereich können SEAT-Werte von ca. 0,48 bei einer typischen Anregung von bis zu 100% Intensität erreicht werden. Multipliziert man diese mit der bewerteten Beschleunigung der Anregung, bei 100% Intensität beträgt diese ca. $1,2\text{m/s}^2$, erhielte man im Dauerbetrieb eine körperliche Schwingungsdosis von ca. $0,58\text{m/s}^2$. Der Tagesauslösewert wird hiermit überschritten, was zu Einleiten von Maßnahmen zur Reduzierung der Schwingungsbelastung für den Betreiber führt. Somit sind in Bezug auf Verringerung der Gefährdung durch Schwingungen keine Verbesserungen durch Verwendung eines semi-aktiv geregelten Dämpfungssystems anstelle eines passiven erkennbar und berechtigt somit die Frage nach aktiv geregelten Systemen zur Schwingungsisolierung.

Vorteile von aktiven Systemen

Die Schwingungsisolierung kann jedoch durch den Einsatz von Feder-Dämpfer-Systemen mit externer Leistungszufuhr signifikant verbessert werden, so dass der Fahrer die Arbeitsmaschine in ihren typischen Einsatzfeldern sicher und ohne Beeinträchtigung der Gesundheit bedienen kann. Durch das Zuführen von externer Leistung und der Kenntnis der

für die Isolation der Anregung nötigen Ein- oder Ausfederung kann zum einen die Steifigkeit der Feder reduziert werden, ohne dabei die Fahrsicherheit zu beeinträchtigen (Abbildung 5).

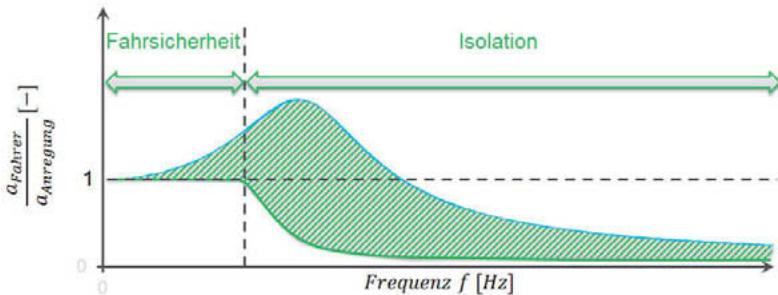


Bild 5: Übertragungsfunktion von Feder-Dämpfer-Systemen mit externer Leistungszufuhr

Zum anderen kann das aus den passiven Sitzen bekannte Nachschwingen komplett eliminiert werden. Im Besonderen ist bei den aktiven Sitzen auch keine Resonanzüberhöhung zu verzeichnen. Der Fahrer ist somit unmittelbar nach einer Anregung wieder in seiner Ausgangsstellung, damit das Führen des Fahrzeugs sichergestellt werden kann. Der Fahrer spürt das Einwirken der externen Kraft und gewinnt Vertrauen in schnelleres und effizienteres Arbeiten. Der Fahrer wird bei Betätigen von Pedalen unterstützt, indem der Aktivsitz der einhergehenden Ausfederung ohne festgestellte Anregung aus der Sitzbasis unmittelbar entgegen wirkt. Höhenabweichungen durch dynamisch auftretende Gewichtsschwankungen, welche bei Betrieb in Berg- bzw. Talfahrten auftreten, werden kurz- und mittelfristig ausgeglichen.

2. Ausführungsvarianten aktiver Systeme

Zum aktiven Eingreifen in ein schwingfähiges System gibt es unterschiedliche Realisierungsansätze, je nachdem an welcher Stelle die Kraft eingebracht werden soll und mit welchem Umfang an externer Versorgung an das System herangegangen wird. Im Feld sind bereits aktive Sitzsysteme in Betrieb.

Hydraulisches Wirkprinzip

Bei dem betrachteten hydraulischen Wirkprinzip, aus öffentlich bekanntem Seriensystem von John Deere, wird die Hydraulikversorgung aus dem Traktor und ein Stellelement zwischen

einem Schwingenelement und dem Federungsunterteil zur Einbringung und Regelung von zusätzlichen ausfedernden und rückfedernden Kräften in einem gefederten Fahrersitz verwendet (Abbildung 6). Vorteile versprechen sich dadurch, dass genügend Leistung aus der Hydraulikversorgung abgerufen werden kann, um die regelungstechnischen Aufgaben erfüllen zu können. Als Nachteil erweist sich die Hydraulikversorgung, welche nicht standardmäßig in den meisten Kabinen zur Verfügung steht. Ein weiterer Nachteil stellt der Geruch von Hydrauliköl dar, welcher durch die Verdunstung des oberflächlich vernetzten Kolbens des Aktors und ggf. an Anschlüssen entsteht.

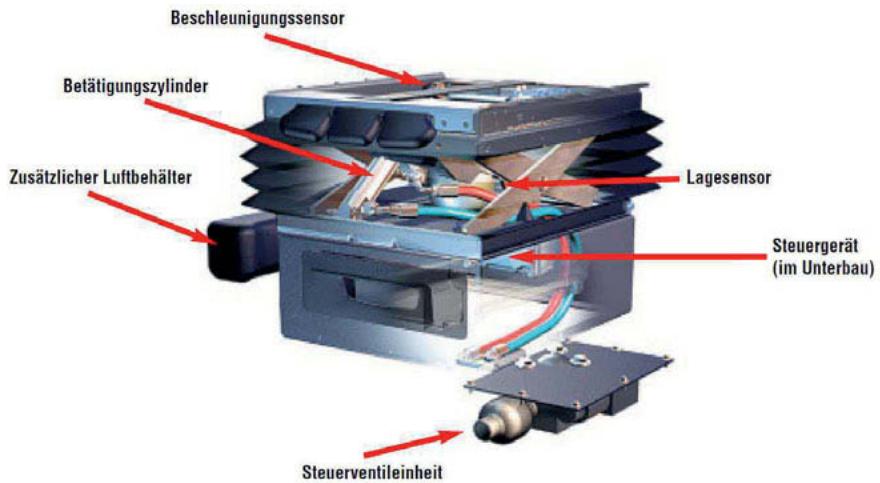


Bild 6: Aktives hydraulisches Sitzsystem [10]

Hydropneumatisches Wirkprinzip

Eine weitere Ausführung eines aktiven Sitzsystems, bei welcher ein hydraulischer Aktor wirkt, aber keine hydraulische Versorgung von extern erforderlich ist, stellt Abbildung 7 dar. Ein Hydrospeicher, Federelement F1, übernimmt dabei das Tragen der Grundlast. Die dynamische Kraftregelung zur Schwingungsisolation wird über einen kontinuierlichen Fluidstrom, welcher durch einen regelbaren Rückstau, Ventil (V, mehr oder minder dynamische Kräfte im Stellglied S generiert. Ein weiterer Hydrospeicher, Federelement F2, dient mit den Drosseln D1 und D2 und dem Rückschlagventil R zur Anpassung der Grundlast für unterschiedliche Fahrergewichte.

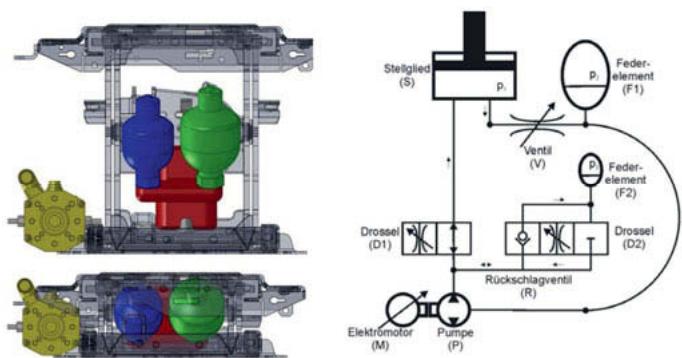


Bild 7: Aktives hydropneumatisches Sitzsystem [11]

Es stellt hiermit ein bis auf die elektrische Energieversorgung autarkes Aktivsystem dar, welches im Sitz integriert und somit in sämtlichen Kabinen eingebaut werden kann. Als Nachteil stellen neben den oben genannten eventuell entstehenden Gerüchen der Hydraulikflüssigkeit das kontinuierliche Pumpengeräusch sowie auch Geräusche an nicht stationären Strömungsvorgängen der Hydraulikflüssigkeit an Drosseln und Ventilen dar. Das per Stickstoffspeicher unter Druck stehende System wird über den Produktlebenszyklus aufgrund von erhöhten Fertigungs- und Wartungsaufwand ebenfalls kritisch betrachtet.

Elektromechanisches Wirkprinzip

Vorausgesetzt, dass elektrische Komponenten nicht überhitzt werden, wird das rein elektrische Wirkprinzip als sauberstes und geruchfreies System angesehen. Dabei übernimmt wieder die Luftfeder die tragende Last und ein passiver Dämpfer gewährleistet mit minimal ausreichenden Kräften eine in beide Richtungen überlagerbare Grunddämpfung für im Bedarfsfall sehr hohe erforderliche Kräfte. Ein weiterer Vorteil der zusätzlichen Verwendung von diesen alt bewährten Komponenten stellt die Garantie von Notlaufegenschaften bei Ausfall des Systems dar.

Die elektromechanische Umformung der nötigen zusätzlichen Kräfte, welche zur Schwingungsisolation in die Federungsstruktur eingeleitet werden, bietet in der Scherenstruktur viele Möglichkeiten. Prinzipiell können Linearantriebe direkt zwischen Federungsober teil und Federungsunter teil angebunden werden, was den räumlichen Umfang der Federungsstruktur deutlich erhöht (Abbildung 8 links). Auch ließen sich Linearantriebe zwischen den Achsen einer Ebene oder anstelle des Dämpfers bzw. auch

neben dem Dämpfer integrieren. Der Freiraum für eine Integration ist in der bestehenden Struktur jedoch deutlich begrenzt.

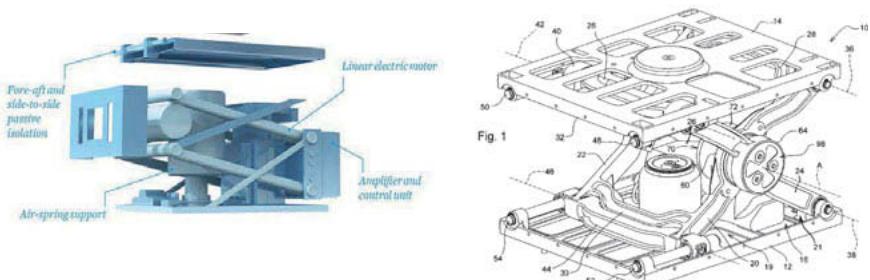


Bild 8: Aktives elektromechanisches Sitzsystem mit Linearantrieb zwischen Unter- und Oberteil (links) sowie Drehantrieb im Mittenlager der Federung [12], [13]

Dann bietet sich noch das direkte Einbringen von Drehmoment in den Drehlagern der Federungsstruktur an. So wird aktuell das Mittenlager als aktives Drehlager ausgeführt. Dies hat jedoch weitreichende Konsequenzen an die Struktur anpassung der Federung. Es muss sozusagen eine neue Struktur um den Aktor herum entwickelt werden (Abbildung 8 rechts). Das andere Drehlager, in welchem das erforderliche Moment zum Ein- oder Ausfedern in die Struktur eingebracht werden kann, ist das Festlager der Federung. Durch geringe Anpassungen der Federungsstruktur lässt sich ein elektromechanischer Antrieb an dieser Stelle anbinden. Jedoch besteht nicht in jeder Kabine der nötige Freiraum an dieser Stelle, wodurch diese Ausführung auch nachteilig zu bewerten ist.

Elektropneumatisches Wirkprinzip

Eine von den Platzverhältnissen variablene Lösung stellt das elektropneumatische Wirkprinzip dar. Hierbei wird ein elektromotorisch verstellbarer pneumatischer Zylinder per flexiblen Luftschlauch mit der Luftfeder der Federungsstruktur verbunden (Abbildung 9). Der pneumatische Zylinder, hier als Wippe ausgeführt, steht dabei in seiner Ausgangslage in seiner Mitte, während der Fahrer seine gewünschte Sitzhöhe eingenommen hat.

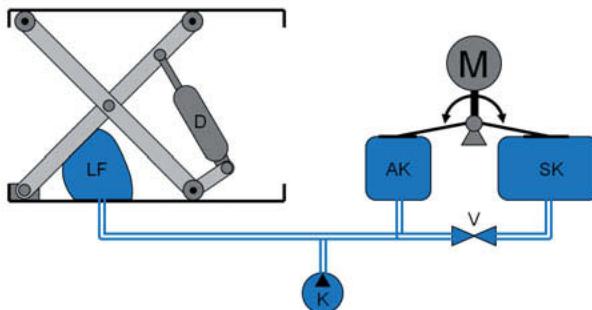


Bild 9: Aktives elektropneumatisches Sitzsystem nach [8], [9]

In diesem Fall ist der Druck von Luftfeder und Wirk-Zylinder über den Verbindungsschlauch ausgeglichen. Wird die Luft vom Zylinder durch die Einwirkung eines Aktors in die Luftfeder gedrückt, entsteht in dieser Überdruck und der Sitz federt aus. Auf gleicher Weise kann der Luftfeder über den Zylinder die Luft entzogen werden, wodurch der Sitz sich absenkt. In Abhängigkeit von der Anregung der Sitzaufschraubung oder auch vom Fahrer oder Abweichung der eingenommenen Sitzhöhe kann über das Power-Modul, bestehend aus Aktor und Zylinder, der Druck in der Luftfeder und somit deren Stützkraft dynamisch und schnell variiert werden. Somit kann die Bewegung des Sitzes zur Erhöhung des Fahrkomforts beeinflusst werden.

Das elektropneumatische Modul kann somit in einem begrenzten Umfang um den Sitz herum innerhalb der Kabine beliebig montiert werden. Außerdem stellt das System im nicht aktiven Zustand, zum Beispiel beim Ausfall des Systems, noch einen fahrbaren Sitz mit annähernd gleicher Performance eines passiven Sitzes dar, da weiterhin die Wirkung einer Standardluftfeder erhalten bleibt und ein Dämpfer mit minimal nötiger Charakteristik wie in der vorgenannten Lösung auch hier vorhanden ist.

Ebenfalls ändert sich an der strukturellen Belastung nichts, da an keiner weiteren Stelle als der Luftfeder variable Kräfte zusätzlich eingeprägt werden. Dieses Aktivsystem kann somit auch an jede beliebige Federung, welche per Luftfeder eine Auflast trägt, angebunden werden. Es versteht sich, dass für ein geregeltes System Informationen wie Position im zur Verfügung stehenden Federweg und die Anregungssignale am Fußpunkt sowie am Federungsoberteil erforderlich sind und somit für alle Systeme angebracht oder bereits vorhanden sein müssen.

4. In der Praxis erreichbare Verbesserungen des Fahrkomforts

In Abbildung 10 sind in der Abszisse typische Anregungssignale mit steigender Intensität für Landmaschinen, LKW und Flurförderzeuge aufgetragen. Deren typische bewertete Beschleunigung wird durch die schwarzen Vierecke im obersten Graphen dargestellt. Alle anderen Graphen liegen unterhalb, d.h. es liegt schon mal eine Isolation vor. Eine waagrechte gestrichelte Linie kennzeichnet den Tagesauslösewert, welcher von der am Gesäß an kommenden Schwingungs dosis aus vorgenannten Gründen nicht überschritten werden sollte.

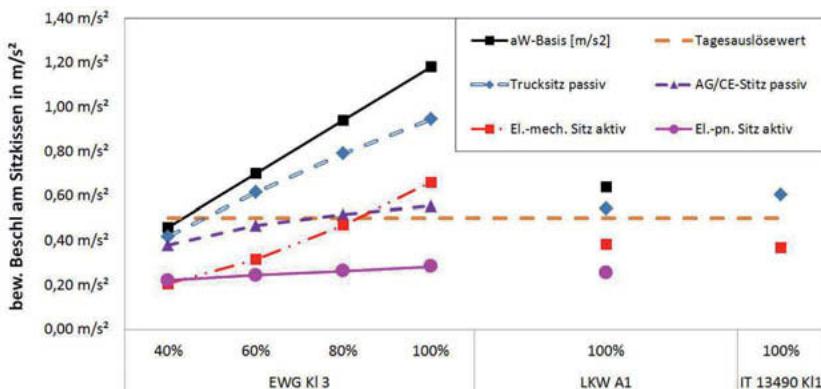


Bild 10: Gemessene Performance aktiver und passiver Sitzsysteme

Die weiteren Linien nach unten stellen die am Fahrer vertikal an kommende Schwingungsbelastung bei unterschiedlichen Ausführungen der Sitzsysteme dar. Die umrandete gestrichelte Linie mit auf der Spitze stehenden Vierecken zeigt die Schwingungsbelastung an einem LKW-Sitz links in einer Traktoranwendung, in der Mitte in seiner dafür vorgesehenen Anwendung und rechts in einer Stapleranwendung. Dieser Sitz ist für die Anwendung im Agrarbereich ungeeignet, da er aufgrund ganz anderer Anforderungen konzipiert wurde. Jedoch zeigt dieser in seiner typischen Anregung „LKW A1“ nur eine minimale Überschreitung des Auslösewertes.

Der einfach gestrichelte Graph mit den Dreiecken spiegelt die Performance eines passiven niederfrequenten Sitzsystems für den Agrarbereich wieder. Dieser überschreitet jedoch ab ca. 80% der typischen Anregungsintensität den Auslösewert, wodurch Handlungsbedarf zur Verringerung der Schwingungsbelastung für den Betreiber bestehen würde.

Es gibt auch Aktivsitze, welche unter Umständen für diesen Bereich noch nicht optimiert sind, Strichpunktlinie mit Vierecken. Im unteren Graphen mit Kreisen ist das

Isolationsvermögen des elektropneumatischen Sitzsystems mit Power-Modul dargestellt. In diesem wird durch externe Energiezufuhr mit bzw. gegen die Anregung dynamisch interagiert, um die Schwingungsbelastung auf den Fahrer zu senken. Es ist klar zu erkennen, dass mit diesem Sitz deutlich länger und in deutlich rauerer Umgebung gefahren werden kann, ohne den Auslösewert zu erreichen.

5. Zusammenfassung

Die Schwingungscharakteristik des Sitzsystems hat überwiegenden Einfluss auf die Schwingungsbelastung des Fahrers. Mit einem Isolationsvermögen der passiven Feder-Dämpfer-Systeme von 10% bis 65% werden die Schwingungswerte von $0,82\text{m/s}^2$ bis $0,55\text{m/s}^2$ erreicht. Eine weitere spürbare Erhöhung des Isolationsvermögens eines passiven Sitzsystems kann nur durch Reduktion der Federsteifigkeit realisiert werden, was zur erheblichen Beeinträchtigung der Fahrsicherheit infolge mangelhafter Höhenstabilität führen kann.

Der Einsatz von Feder-Dämpfer-Systemen mit externer Leistungszufuhr ermöglicht das Überwinden dieser physikalisch bedingten Grenzen. Der im Power-Modul implementierte dynamische Ausgleich bildet den Kern für die Steigerung des Isolationsvermögens des Sitzsystems. Der statische Ausgleich ermöglicht eine erhöhte Fahrsicherheit während der Berg- oder Hangfahrt sowie bei bestimmten Manövern mit wesentlich reduziertem Geräuschpegel. Die konzeptbedingte Fähigkeit des Systems zur Anpassung an verschiedene Fahrermassen sichert effiziente Nutzung der an Bord der Arbeitsmaschine verfügbaren Energie.

Das Power-Modul ermöglicht eine fünffache Reduktion der Schwingungsbelastung des Fahrers. Dies bedeutet eine signifikante Steigerung der möglichen Arbeitsleistung durch längere und schnellere Fahrten in deutlich rauerer Umgebung beim gleichzeitig erhöhten Schutz der Gesundheit des Fahrers.

Literaturverzeichnis

- [1] EU-Handbuch GKS. (2. 6 2006). Abgerufen am 2. 3 2020 von DGUV Deutsche Gesetzliche Unfallversicherung Spaltenverband:
https://www.dguv.de/medien/ifa/de/fac/vibration/pdf/eu_gkv_handbuch.pdf
- [2] 78/764/EWG
- [3] DIN 45678 Sattelkraftfahrzeuge. Laborverfahren zur Bewertung der Schwingungen von Fahrzeugen.

- [4] DIN EN ISO 7096 Erdbaumaschinen - Laborverfahren zur Bewertung der Schwingungen des Maschinenführersitzes
- [5] DIN EN 13490 Mechanische Schwingungen – Flurförderzeuge - Laborverfahren zur Bewertung sowie der Spezifikation der Schwingungen des Maschinenführersitzes
- [6] Magnus K, Popp K, Sextro W. Schwingungen. Physikalische Grundlagen und mathematische Behandlung von Schwingungen, 9. Auflage, Springer, 2013
- [7] Dixon J. The Shock Absorber Handbook, 2. Edition, Wiley, 2007
- [8] DE102016120194
- [9] DE102007056700B4
- [10] Uhlig F. DLG-Prüfbericht 5175F, DLG Prüfstelle für Landmaschinen, Großumstadt 2003
- [11] Krivenkov K. Ulrich St. Bruns R. Design, Simulation und Erprobung einer aktiven Sitzaufhängung für Nutzfahrzeuge, 2014
- [12] Car and Driver, Dezember 2010
- [13] EP 2 390 133 B1

Reduzierung von Humanschwingungen an Flurförderzeugen

Ursache und Gegenmaßnahmen für Humanschwingungen

Dipl.-Ing. Harald Wozniak,
Linde Material Handling GmbH, Aschaffenburg

Kurzfassung

Linde Material Handling offeriert das weltweit umfangreichste Flurförderzeugeprogramm aller Hersteller.

Es handelt sich ausnahmslos um Premiumprodukte mit entsprechender Preispositionierung. Von daher ist es ungemein wichtig, dass die Geräte nicht stillstehen, weil der Staplerfahrer Pausen machen muss, um in der Summe die Grenzwerte während einer Schicht nicht zu überschreiten. Dieser Beitrag beleuchtet die Ursachen, die Analyse der Gegebenheiten vor Ort sowie Empfehlungen für den Betreiber und last but not least was wir als Hersteller Linde tun, um die Belastung auf ein Minimum zu reduzieren.

1. Firmenprofil

Linde Material Handling GmbH, ein Unternehmen der KION Group, ist ein weltweit führender Hersteller von Gabelstaplern und Lagertechnikgeräten sowie ein Anbieter von Dienstleistungen und Lösungen für die Intralogistik.

Linde MH ist weltweit in mehr als 100 Ländern mit eigenen Tochtergesellschaften vertreten. Zum internationalen Netzwerk des Unternehmens gehören Produktions- und Montagewerke in Deutschland, Frankreich, Tschechien, den USA und China sowie mehr als 700 Vertriebs- und Servicestandorte.

Linde MH entwickelt leistungsfähige Produkte und Lösungen für die Kunden. Dazu gehören konkrete Produkte wie Gabelstapler und Lagertechnikgeräte, aber auch Software für das Flottenmanagement, Automatisierungslösungen, Fahrerassistenzsysteme, Finanzierungspakete und Dienstleistungen rund um den Stapler und die Fahrerschulung. Alle Aktivitäten von Linde MH werden von den Markenwerten Zuverlässigkeit, Effizienz, Leistung, Benutzerfreundlichkeit und Vielseitigkeit sowie Leidenschaft und Vertrauen geleitet.

2. Marken der KION Group AG



Linde

FENWICK

VOLTAS

STILL

OM STILL

Baoli

Bild 1: Marken der Kion Group AG

3. Fahrzeuge

Stapeln, Lagern und Kommissionieren in 80 Serien mit bis zu 380 Ausführungen und über 10.000 Ausstattungsoptionen.

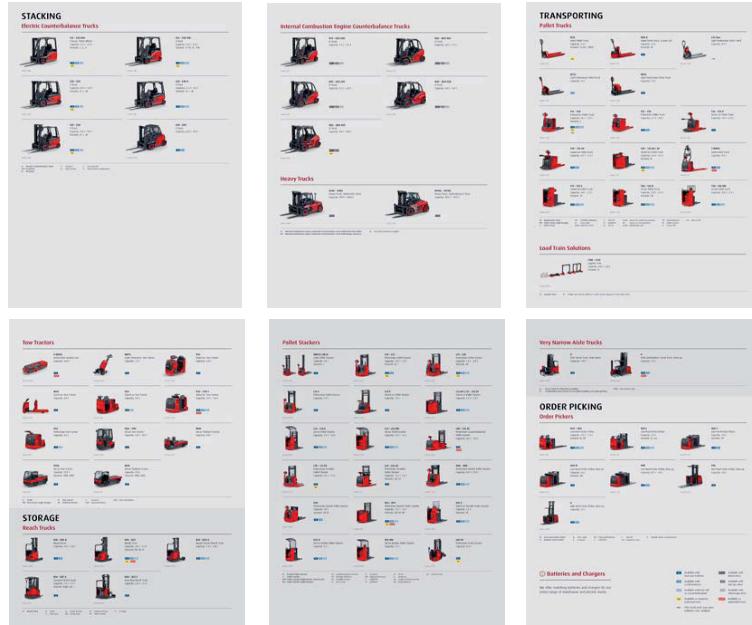


Bild 2: Fahrzeugübersicht LMH

4. Gesetzliche Rahmenbedingungen

Am 8. März 2007 wurde die neue EU-Verordnung „Vibration“ 2002/44/EG in deutsches Recht umgesetzt. Danach sind Unternehmen verpflichtet, ihre Beschäftigten vor Gefährdungen durch Lärm und Vibrationen zu schützen und Maßnahmen einzuleiten, wenn Grenzwerte überschritten werden.

Die EU-Verordnung 2002/44/EG rückt sogenannte Humanschwingungen, d. h. auf den Menschen einwirkende, mechanische Schwingungen durch technische Hilfsmittel oder Fahrzeuge, in den Fokus. Fahrer von Frontstaplern sind dabei vor allem Ganzkörperschwingungen ausgesetzt, die beim Fahren auf sie einwirken.

Es wird nun eine Bewertung der tatsächlich auftretenden Vibrationen durch den Arbeitgeber bzw. die Messung auf einer repräsentativen Messstrecke gefordert. Zudem muss der so ermittelte Kennwert die tägliche Einsatzzeit berücksichtigen. Liegen die Messergebnisse in einem Zeitraum von acht Stunden über dem Auslösewert A (8) von 0,5 m/s², ist der Betreiber verpflichtet, den Arbeitnehmer zu unterrichten und präventive Maßnahmen einzuleiten. Dazu gehört beispielsweise die Unterweisung der Fahrer, vor Fahrtantritt die richtige Sitzeinstellung zu wählen. Zudem hat der Fahrer Anspruch auf eine Gesundheitsüberwachung. Werden Expositionsgrenzwerte A (8) von über 1,15 m/s² gemessen, ist der Betrieb nach dem Gesetz zu Sofortmaßnahmen verpflichtet, die bis zum Beschäftigungsverbot reichen können.

5. Woher kommen die Vibrationen / Stöße die Humanschwingungen auslösen

Unserer Erfahrung nach sind die Hauptverursacher für Vibrationen die verschiedenen Bodenbeschaffenheiten die wir bei unseren Kunden vorfinden.



Bild 3: Feldwege



Bild 4: Schienen



Bild 5: Kopfsteinpflaster

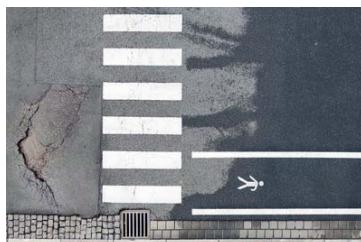


Bild 6: Schlaglöcher



Bild 7: Gullideckel



Bild 8: Auffahrrampe

Einen so ebenen Untergrund wie in dieser Lagerhalle findet man leider nicht überall vor.



Bild 9: Lagerhalle

6. Welche Auswirkungen hat das nun auf den Betreiber, Staplerfahrer und Stapler

Erschütterungen durch die Last beim Überfahren von Schwellen



Bild 10: 1202 Rundlauf

Stapler mit Aufzeichnung der Fahrerbelastung



Bild 11: 39x bei Testfahrt

Die Anzahl der durchschnittlichen Krankheitstage ist in den Jahren 2008 bis 2018 um sechs Tage von ca. 13 auf ca. 19 gestiegen.



Bild 12: Anzahl Krankheitstage

Mit 23,8 % zählen Muskel- und Skeletterkrankungen zu den Hauptgründen von Krankheitstagen. Gefolgt von Krankheiten des Atmungssystems (16,4 %), psychischen Störungen (15,7 %) und sonstigen Ursachen (15,6%)



Bild 13: Gründe für Krankheitstage

Ganzkörperschwingungen stellen eine Gefährdung für den Komfort, die Gesundheit und die Sicherheit des Körpers dar.

Ein maßgeblicher Grund hierfür ist das mechanische System Mensch, welches zwischen 1 und 12 Hz sehr sensitiv ist.

Bewertungsgröße: Tagesexposition A (8)

Maßgebliche Einflussfaktoren:

- Bodenbeschaffenheit
- Geschwindigkeit und Lastlevel
- Sitzeinstellung und Bereifung
- Grundsetup des Flurförderzeugs



Bild 14: Mensch mit Wirbelsäulenansicht

7. Wie können wir die Schwingungen reduzieren?

Zunächst müssen wir den Grad der Belastung messen, dazu wird ein Belastungstest beim Kunden durchgeführt.

Mit dem richtigen Messequipment



Bild 15: Messequipment

Sensoren auf dem Sitz



Bild 16: Sitz

Der Sitz wird richtig auf das Gewicht des Fahrers eingestellt



Bild 17: Fahrerkabine

Daten werden in den Beurteilungsbogen übertragen



Bild 18: Beurteilungsbogen

Gemessen wird der Schwingungswert über einen Sensor, der in ein Sitzkissen integriert ist und zur Messung der Humanschwingungen auf den Fahrersitz gelegt wird. Auf diesem Kissen sitzt der Flurförderzeugfahrer während der Messfahrt. Die Stärke der mechanischen Schwingungen, die auf den Fahrer einwirken, ist von unterschiedlichsten Einflussfaktoren abhängig. Dazu gehört zum einen die Sitzeinstellung. Ist der Sitz nicht richtig auf das Körpergewicht des Bedieners eingestellt, kann die Belastung deutlich höher ausfallen. Zudem spüren große, kräftige Fahrer Erschütterungen wesentlich stärker als kleinere, leichtere Personen. Eine weitere Rolle spielt die Art der Bereifung. Bandagenreifen geben Stöße ungefedert weiter, während Superelastikreifen Bodunebenheiten besser abdämpfen können. Auch die Fahrgeschwindigkeit ist eine wichtige Einflussgröße. Denn je schneller der Fahrer unterwegs ist, desto stärker sind die auf ihn wirkenden Schwingungen. Das Gleiche gilt für die Bodengüte. Eine ebene Fahrbahn wird den Fahrer deutlich weniger belasten als eine mit Schlaglöchern übersäte Wegstrecke.

8. Wie können wir die Schwingungen reduzieren?

Am Beispiel eines Staplers möchte ich das umfangreiche Entkopplungspaket einmal vorstellen.

Die Antriebsachse (Bild 22) ist gegenüber dem Chassis mit einem mehrere Zentimeter dicken Gummiring entkoppelt.

Die Lenkachse (Bild 23) ist ebenfalls gegenüber dem Chassis / Gegengewicht mit sehr dicken Gummidämpfern entkoppelt. Fährt der Stapler über Schwellen oder kleine Hindernisse wird die Last den Mast erschüttern. Damit dies nicht auf das Chassis übertragen wird ist der Neigezylinder über dem Fahrerschutzdach sowohl vorne am Mast (Bild 20) als auch hinten (Bild 21) an der Fahrerschutzdachanbindung mit großen ovalen

Gummielementen abgekoppelt. Damit dies überhaupt möglich ist müssen die Kräfte, die auf den Zylinder wirken, drastisch reduziert werden. Die Neigezylinder sind daher oberhalb des Daches angeordnet und benötigen eine dementsprechend aufwendige Abstützung im hinteren Bereich. Eines der wichtigsten Elemente ist natürlich der Fahrersitz (Bild 25). Wir haben Fahrersitzangebote mit zwölf verschiedenen Varianten (siehe Übersicht).

Alle Sitze sind hinsichtlich innerer Reibung optimiert um optimale Schwingungsabkoppeln zu ermöglichen und in Kombination mit einem optimierten Dämpfersystem erhältlich.

Selbst der Standardsitz hat eine mechanische Gewichtsschnellverstellung, damit die Verstellung auch wirklich genutzt wird.

1. Standard } mechanisch
 2. Comfort } Lordosenstütze
 3. Super Comfort
- Luft

Gewichtseinstellung erfolgt automatisch, wenn die Zündung an ist, so ist der Sitz immer richtig eingestellt. Als Option jeweils mit längs Horizontalverschiebung für Einsatz mit Horizontalkräften → Schaufeleinsatz zu dämpfen.



Vorderer Neigezylinder abgekoppelt



Bild 20: Neigezylinder

Hinterer Neigezylinder abgekoppelt



Bild 21: Neigezylinder

Antriebsachse abgekoppelt



Bild 22: Antriebsachse

Lenkachse abgekoppelt



Bild 23: Lenkachse



Bild 19: Linde 1202 – H30D

Super Elastik Reifen



Bild 24: Reifen

Sitz mit besten Schwingunseigenschaften



Sitz 25: Sitz

Weitere Beispiele für Lagertechnik Fahrzeuge

Die Standplattform ist hier einschließlich Bedienelement entkoppelt.



Bild 26: Lagertechnikgerät 1



Bild 27: Lagertechnikgerät 2

Beim Schubmaststapler ist die gesamte Kabine entkoppelt.



Bild 28: Schubmaststapler

9. Was bedeutet das für den Kunden?

Der Kunde kann die Linde Stapler in harten Einsätzen länger nutzen. Die Verfügbarkeit wird deutlich gesteigert.

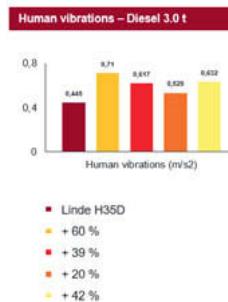
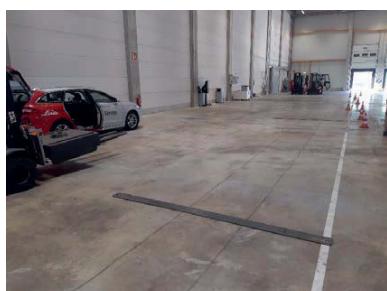
Beispiele:

Aufgabenstellung

- Ermittlung von Humanschwingungskennwerten nach DIN EN13059 und EN12096 für Wettbewerbsfahrzeuge der BR1202.

Messaufbau

- Messort: Linde Test und Training Center Erlensee.
- Messablauf: Messungen nach DIN EN13059 und EN12096



Smart tractor powertrain control for improved ride comfort during large square baling operation

Dr.-Ing. **Benedikt Jung**, John Deere GmbH & Co. KG,
European Technology Innovation Center, Kaiserslautern

Kurzfassung

Großpackenpressen sind traktorgezogene landwirtschaftliche Arbeitsmaschinen, welche in Schwaden liegendes Erntegut zu quaderförmigen Ballen pressen. Hierbei wird das Erntegut zuerst mittels einer rotierenden Pickup aufgenommen und in die Vorpresskammer der Presse geleitet, wo es zu Packen vorgeformt wird. Als nächstes wird das Erntegut mittels eines Raffers in die Hauptpresskammer weitergeleitet, wo ein oszillierender Presskolben das Erntegut gegen den bereits bestehenden Quaderballen verdichtet. Der Presskolben bewegt sich typischerweise mit einer Frequenz von ca. 0.7 Hz. Im Stand der Technik werden Schwungräder auf Quaderballenpressen verbaut, um den Antriebsstrang während der Materialverdichtungsphase zu entlasten. Trotz dieser Maßnahme wird der Traktor durch die oszillierenden Massenkräfte des Presskurbels sowie der abgegriffenen Last an der Heckzapfwelle zu Schwingungen angeregt, welche den Fahrkomfort mindern. In diesem Paper wird ein neuartiger Ansatz zur intelligenten Ansteuerung des Traktorfahr'antriebs zur Reduzierung der Traktornickschwingungen beschrieben. Weiterhin wird die Exposition des Fahrers gegenüber auftreten Ganzkörpervibrationen untersucht.

Abstract

Large square balers are used to compact crop into rectangular bales. During large square baling operation, a revolving pickup is feeding crop into a flake forming chamber. From here, a feeder fork pushes the flake up into the bale chamber, where a plunger compresses the flake with great force against an existing bale. The plunger typically oscillates with a frequency of approximately 0.7 Hz. State of the art large square balers use giant flywheels to reduce the load on the powertrain during material compaction.

Nevertheless, the rocking motion of the heavy plunger and the power demand on the power takeoff lead to a pitching motion of the tractor and a reduction of the operator ride comfort. This contribution presents a novel approach on smart tractor power train control which can be used to reduce the vibration load on the operator during large square baling operation. The human's exposure to whole-body vibrations is analyzed in greater detail.

1. Tractor large square baler system

Large square balers are tractor pulled harvesting machines. They pick up crop from a windrow in the field and compact it into rectangular bales. Best known are bales out of hay



Fig. 1: Large square baling operation in hay, John Deere

and straw. Hay bales are typically used for feed, straw bales are used for animal bedding. A typical large square baling operation in hay is shown in Figure 1. During large square baling, a revolving pickup feeds crop from the windrow into the flake forming chamber. From here, a feeder fork pushes the flake into the bale chamber, where a plunger compresses the flake against the existing bale. The inner workings and the main components of a large square baler are shown in Figure 2.

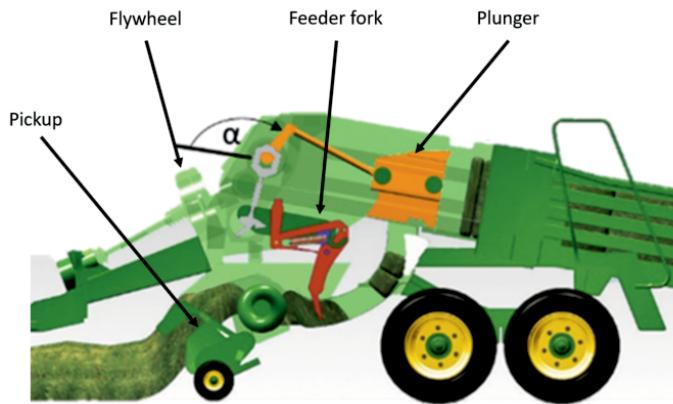


Fig. 2: Inner workings of a large square baler

The energy required for the large square baling operation is supplied via the rear power takeoff of the tractor. The peak power is required during the compression of the flake against the existing bale. Manufacturers of large square balers use massive flywheels in the driveline as energy storage. The stored energy is supplied during the compression phase to reduce the load on the drive train of the tractor.

2. Problem statement

The use of nowadays large square balers goes hand in hand with a reduced operator ride comfort due to two different effects one encounters during large square baling operation. On the one hand, mass forces of the oscillating plunger are transferred to the tractor via the drawbar, leading to an undesired tractor pitch motion. On the other hand, the compaction of harvested crop against the bale requires a high torque which is supplied by the rear power takeoff of the tractor. Since the required torque peaks exceed the supply, the engine speed and the vehicle speed break down for an instance. The latter also leads to an undesired tractor pitch motion.

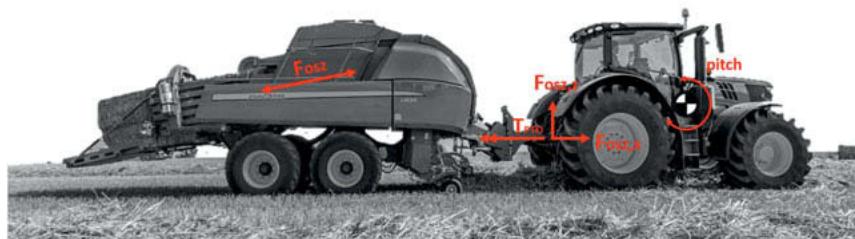


Fig. 3: Torques and forces leading to tractor pitch oscillations during baling

According to the EU directive 2002/44, whole body vibrations can reduce the operator's performance and well-being. Furthermore, the exposure to whole-body vibrations can put significant stress on the spine of the driver and affect health in terms of a poor digestion or even fertility issues. A reduction of the driver's well-being does also affect his daily capacity.

The goal of the smart power train control presented in this paper is the reduction of the whole-body vibrations during large square baling operation to achieve the best possible working conditions for the machine operator.

3. System architecture, components and function principle

The smart power train control comprises of the components shown in Figure 4. Signals from the tractor baler system, and the inertial measurement unit are used as inputs to the control algorithm. The latter is running on a tractor controller. Based on the input information, the algorithm generates a compensation signal, which is sent to the infinite variable transmission of the tractor and executes as a vehicle speed change.

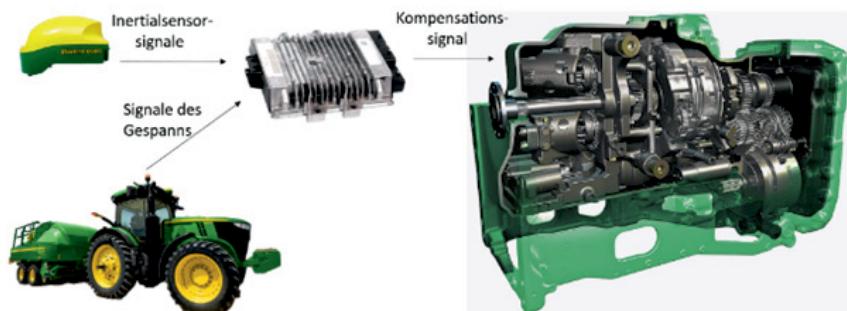


Fig. 4: System architecture and components of the smart power train control

To calculate the required compensation, the algorithm makes use of the high center of gravity of the tractor .

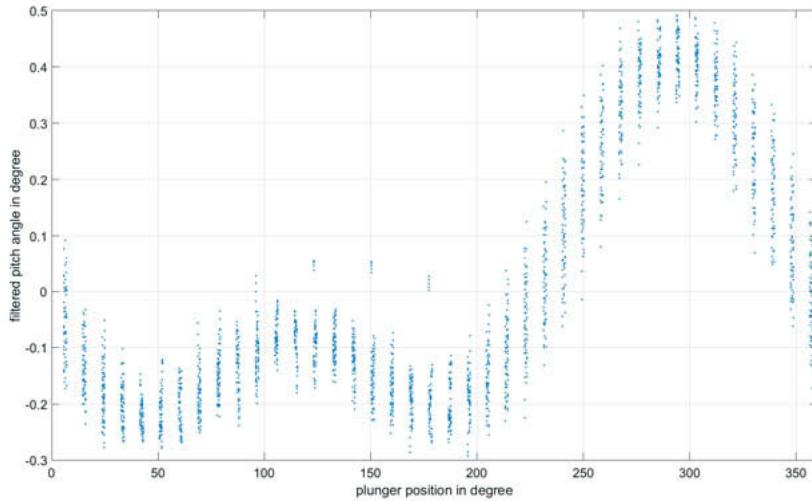


Fig. 5: Filtered pitch angle over multiple plunger strokes

Phenomenologically, the control algorithm accelerates and decelerates the vehicle within certain bounds to generate a counter motion to the pitch induced by the large square baler. Acceleration makes the tractor to pitch backwards. Deceleration makes the tractor to pitch forwards. Figure 5 illustrates the bandpass filtered pitch angle of the tractor over multiple plunger strokes. Since the pitch has a reoccurring trajectory over multiple plunger strokes, the control algorithm can start with a small compensation and adjust the latter until the resulting pitch oscillation is minimized. This gradual adjustment capability also allows the control algorithm to adapt to slight environmental changes, like varying crop conditions, mass flow, and tire pressures.

4. Evaluation of the human's exposure to whole-body vibration

Within the following, the human's exposure to whole-body vibrations is assessed. The accelerations and angular rates on the seat surface are measured with an inertial measurement unit during the comparison runs. Figure 6 illustrates the cab of a 7R series tractor, which is used for the tests.



Fig. 6: John Deere 7R cab

For comparison, data logs from large square baling operation with and without the smart powertrain control concept are analyzed. An excerpt of the vehicle speed, rear power takeoff speed and filtered pitch angle of two comparison runs are shown in Figure 7. The tractor drives the same path on a concrete surface with the large square baler running. Once the smart powertrain control is turned on, once it is turned off. In both cases, there is a bale present in the bale chamber. Even though no new flakes are compressed against the bale during the comparison runs, the plunger still hits the bale in every stroke. Such a plunger stroke is typically called no-flake cycle. The concrete surface is chosen to make an A to B comparison without the influence of ground unevenness which is present in the field.

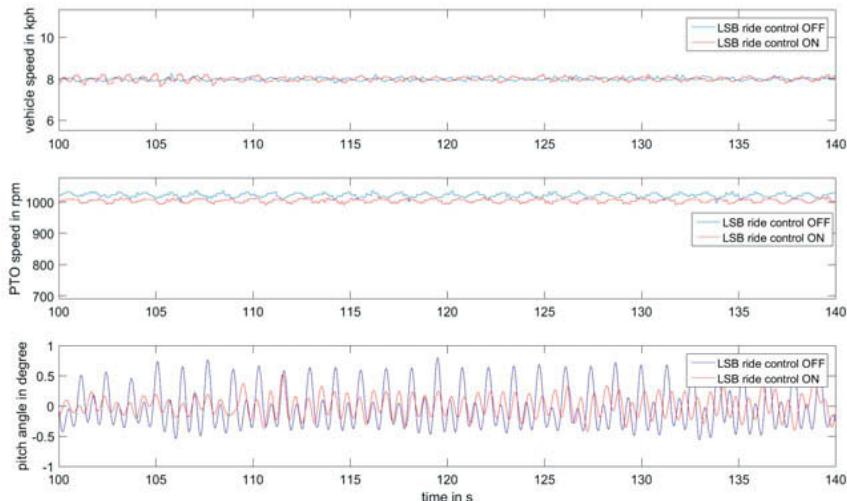


Fig. 7: Comparison of ride control activated and deactivated, no flake cycles

According to ISO 2631 [1], the daily vibration exposure is defined as

$$A_l(8) = k_l \sqrt{\frac{1}{T_0} \cdot \sum_i a_{wli}^2 T_i} \quad (\text{Eq.1})$$

where

- a_{wli} is the frequency- weighted r.m.s. value of the acceleration, determined over the time period T_i
- l indicates the measurement direction x,y, or z
- k describes the frequency weighting factors, and
- T_0 is the reference duration of 8h, or 28800 seconds.

ISO 2631-1 [1] suggest using $k_x = k_y = 1,4$ and $k_z = 1$ for a seated person. If the human only performs one task that exposes him to vibration loads- as it is in the case for large square baling operation- Eq. 1 can be rewritten according to [2] as

$$A_l(8) = k_l \cdot a_{wl} \cdot \sqrt{\frac{T_i}{T_0}} \quad (\text{Eq.2})$$

with

$$a_{wl} = \sqrt{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n a_{li}} \quad (\text{Eq.3})$$

The German noise and vibration health and safety regulation (LärmVibrationsArbSchV) defines trigger values and exposure limits to evaluate the severity of whole-body vibrations as function of the stress direction. The traffic light scheme in Figure 8 visualizes the trigger values and exposure limits along certain axes. The x axis points in driving direction of the vehicle. The z axis points along the spine, and the y axis points in the lateral direction of the vehicle.

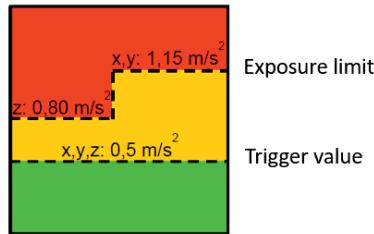


Fig. 8: Traffic light scheme of the trigger value and the exposure limit as function of the stress direction

Rearranging equation 1 allows to calculate permitted durations of operation until the trigger values are reached. One obtains

$$T_{trig} = \left(\frac{A_{(8)}_{trig}}{k_{trig} a_{wl}} \right)^2 \cdot T_0 \quad (\text{Eq.3})$$

The trigger values can be found in Figure 8. They read as $A(8)_x = A(8)_y = A(8)_z = 0,5 \text{ m/s}^2$. The daily vibration exposure, the frequency weighted r.m.s. values of the accelerations, and the permitted durations of operation until reaching the trigger values are calculated for the data sets shown in Figure 7. A summary of the results is given in Table 1.

The first trigger value for a regular large square baling operation without smart powertrain control is reached after approximately 3 hours of operation. The second trigger value is reached after approximately 6 hours of operation. If the smart powertrain control is used, the first trigger value is reached after 11 hours of operation. The second value is reached after approximately 16 hours.

Table 1: Daily vibration exposure in m/s² with and without smart tractor powertrain control

	Ride control off	Ride control on
a_{wl} [m/s ²]	x: 0,5588 y: 0,1435 z: 0,5682	x: 0,3034 y: 0,1438 z: 0,3571
A(8) [m/s ²]	x: 0,7824 y: 0,2009 z: 0,5682	x: 0,4247 y: 0,2013 z: 0,3571
T _{trig} [h]	x: 3,27 y: 49,55 z: 6,20	x: 11,09 y: 49,37 z: 15,70

The reduction in oscillations can also be visualized by means of an FFT for the r.m.s. acceleration measured on the seat surface. Both frequencies, being the frequency of the plunger and double the frequency of the plunger are greatly reduced.

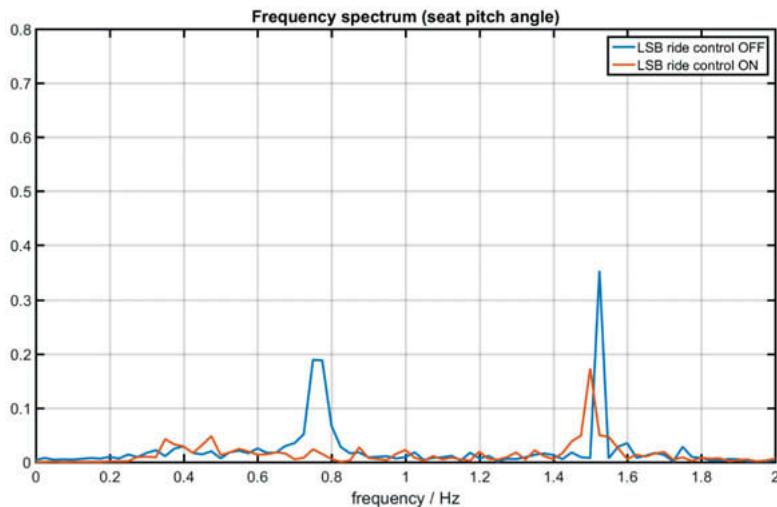


Fig. 9: FFT of rms acceleration on the seat, no flake cycles, Ride control on/off

The same behavior is observed in real field application. The frequency spectrum is illustrated in Figure 10.

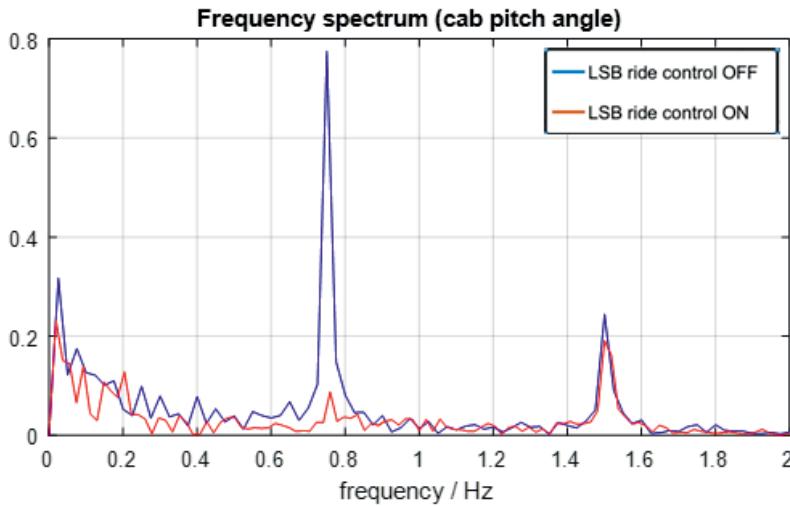


Fig. 10: FFT of the cab pitch angle, LSB field operation, Ride control on/off

5. Summary

This paper provides a brief introduction into large square baling and points out why the reduction of whole- body vibrations can greatly improve the operator ride comfort for this field operation. Additionally, the system architecture, components and function principle of a novel smart powertrain control approach for tractors is described. Finally, the human's exposure to whole-body vibrations is analyzed. Comparison runs are made with and without smart powertrain control to quantify the achievable level of ride comfort improvement. It can be shown that the smart powertrain control helps to stay below the trigger values for the daily vibration exposure within an eight hour work shift.

Literature

- [1] ISO 2631-1:1997, Mechanical vibration and shock- Evaluation of human exposure to whole-body vibrations, Part 1: General requirements
- [2] Technische Regeln zur Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung, TRVL Vibratior-
nen, Teil 1: Beurteilung der Gefährdung durch Vibratior-
nen, März 2015

Motion Sickness in Cars: Evaluation of the vibration scale – MSDV for stop & go driving

A. Brietzke, R. Pham Xuan, Volkswagen AG, Wolfsburg;

A. Dettmann, A.C. Bullinger,

Technische Universität Chemnitz

Abstract

Motion sickness in cars might discourage users to use and enjoy autonomous vehicles. This study addresses the influencing factors of dynamic stimulation, visual participation and individual motion history in a real car environment. Based on the sensory rearrangement theory the stimulation of the vestibular organ effects motion sickness. The dynamic stimulation seen as vehicle acceleration is evaluated by the "Motion sickness dose value – MSDV". 30 participants experienced a stop & go scenario under the visual conditions of looking outside and on a display inside the car. Participants were preselected to represent a group susceptible to motion sickness. A driving profile was used that showed alternating low and high stimulating characteristics. Three symptoms of motion sickness were verbally rated at one minute intervals on a scale from 0-10. The symptom ratings show a significant increase for the situation of video watching on the display in this purely longitudinal scenario. The three relevant factors of dynamic stimulation, visual perception and individual motion history are equally important in modeling the motion sickness intensity. To estimate the intensity of motion sickness the consideration of visual perception as well as individual susceptibility is strongly recommended.

Keywords: Motion Sickness, Car, Vision, Stop-and-Go, MSDV

1. Introduction

The phenomenon of motion sickness can occur to a person as a response to real or apparent movement [1]. Typically, passengers in cars experience motion sickness in the form of symptoms such as dizziness or nausea. This occurrence is traced back to various conflicts of the sensory systems of, besides others, visual and vestibular perception [2]. The issue is of current relevance since in the future of mobility, particularly the realization of autonomous driving, there are expected changes to the role of the occupants [3]. It is expected that this technology is enabling all passengers of the car, including the former driver, to engage in activities like watching videos or reading. Especially the experience of motion sickness

contradicts the advantages of autonomous vehicles like increased time for working tasks [4]. Existing theories [2] formulate that the factors of dynamic stimulation, visual perception and individual motion history are indicators for motion sickness.

The dynamic stimulation, which represents the movement of the car, is systematically described by the "Motion sickness dose value – MSDV" as defined in the ISO 2361 [5]. This approach offers a calculation, based on the accelerations of the vehicle, resulting in a value that indicates the incidence of motion sickness. A frequency weighting (w_f) is applied which amplifies frequencies below 1 Hz. The ISO standard recommends the application for vertical acting exposition. Some authors used the w_f -weighted MSDV for horizontal movements as well [6–8]. The results partially showed correlations that justify this approach. Other weighting functions that focus on the horizontal fore-aft direction as well as roll motion have been proposed [9]. Since a convention for the weighting of horizontal motion does not exist, the standard MSDV is used.

Having autonomous vehicles in mind, driving on a highway will be one of the first possible areas of the previously mentioned realizations [10]. One common and uncomfortable dynamic stimulation on highways is stop & go driving [11]. To investigate the influence due to the three factors of dynamic stimulation, visual perception and individual motion history in the automotive-context, a realistic driving study was developed. In detail, it was investigated how watching a movie as one of two tasks relates to the symptoms of motion sickness during the dynamic of stop & go driving. The visual conditions of watching a movie or looking outside the car have already been identified to increase the intensity of motion sickness by other driving studies [12–14]. It is assumed that the reduction in foveal and peripheral visual information causes the increase of motion sickness. Those results were established either dynamically uncontrolled [12] or under purely lateral stimulation [13]. The investigation of the visual influence under controlled longitudinal stimulation in a car represents a novelty.

2. Method

Sample

The sample consisted of thirty participants without any specified background. About 480 candidates applied online by reporting demographics and motion sickness related items. A motion sickness susceptible group is defined by the answer to a direct question on the frequency of motion sickness in cars on five levels from "never" up to "almost always". Additionally, the well-established Motion Sickness Susceptibility Questionnaire short form (MSSQ-short) [15] was assessed and considered. In Table 1, the specification of the sample is listed. To meet the definition of a motion sickness susceptible group, only participants with answers other than "never" and the highest available MSSQ-short scores were considered.

Besides that, it was the goal to accomplish a balanced gender distribution and a broad age variety.

Table 1: Sample description

Parameters	Sample
Size	30
Gender	15 male / 15 female
Age in Years [min – mean (sd) – max]	19 – 30.6 (10.7) – 54
MSSQ – Short [min – mean (sd) – max]	7.3 – 20.4 (9.8) – 41.6
Motion sickness frequency by direct question [number of participants per selection]	never – 0 rarely – 21 occasionally – 5 frequently – 3 almost always – 1

Ethic statement

The participants were informed verbally and in a written manner about the goal of the study as well as the risks especially related to motion sickness. This transparency was chosen to offer the possibility to withdraw beforehand or increase the emotional well being of the participants. Nevertheless the participant was allowed to withdraw from the experiment at any time. A written consent about the goal, risks and the acknowledgement of data handling and processing was signed. Every participant was rewarded with the amount of € 20 per trial and additional € 20 by the completion of all trials. The procedure and the study design were developed with great attention to increase safety in terms of physical and psychological harm to any of the involved individuals. This was guaranteed by orientating on the Declaration of Helsinki [16] as ethical standard. Finally, the internal departments for medicine, ergonomics and vehicle safety of the Volkswagen AG, Wolfsburg, approved the study positively.

Vehicle dynamics

The vehicle dynamics is part of this research question. In order to define a driving profile, vehicle data recorded on public roads was analyzed. In detail, about 10 hours or 713 km of stop & go driving data recorded on the German highways A2 and A39 was analyzed to extract typical profiles for stop & go. We split the recordings into separate sections based on the velocity. Each standstill ($v = 0 \text{ m/s}$) was used as a splitting point, which allows a randomized order of the sections. The calculation of the MSDV was applied to all sections. The value is calculated with accelerations measured on the floor of the vehicle. We compared the sections based on dynamic criteria like the velocity, the related acceleration in time and frequency presentation as well as the MSDV. Sections were sorted from low intensity to high intensity and various combinations of sections of both extremes were generated. A final profile was

selected with the characteristic of alternating intensity due to the order of the sections 1 – 2 – 1 – 2 as shown in Figure 1.

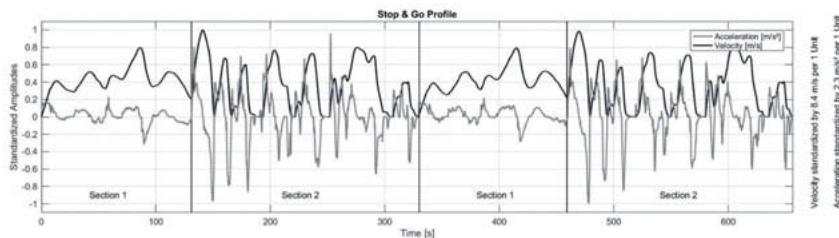


Fig. 1: Driving profile

The driving profile lasted for about 660 seconds and used the maximum available distance of 2.2 km. The properties of the two sections and the overall profile are listed in Table 2. The comparison of the two sections reveals a difference with a ratio of 1:1.5 for the duration and 1:7 in MSDV-w_f to the basis of section 1. The difference in MSDV-w_f represents the expected influence of the vehicle dynamic on the symptoms of motion sickness in this study.

Table 2: Specifications of the driving profiles

Parameters	Section 1	Section 2	1 – 2 – 1 – 2
Stimulation intensity [-]	low	high	low-high-low-high
Duration [s]	131	197	656
Mean Velocity [m/s]	3.6	3.1	3.32
Maximal Velocity [m/s]	6.7	8.4	8.4
max. negative Acceleration [m/s ²]	-0.7	-2.3	-2.3
max. positive Acceleration [m/s ²]	0.5	2.2	2.2
extrema Frequency [Hz]	0.054-0.082	0.0734	-
extrema Amplitude [(m/s ²) ² /Hz]	0.037-0.04	0.07	-
MSDV (unweighted) [ms ^{-1.5}]	2.4	8.6	12.8
MSDV (wf) [ms ^{-1.5}]	0.7	4.7	6.6

The environment of a secure testing ground was chosen to apply this stop & go driving profile with two cars. The two vehicles as shown in Figure 2 drove through the stop & go scenario with the participant placed in the front passenger seat of the tailing car (black sedan). Trained security drivers in each of the cars were responsible for driving or monitoring all driving functions. We selected one lane on a “highway like” section of the testing ground “Dekra Test Oval” (Klettewitz, Germany). The movement of the first car was automatically controlled in order to achieve a standardized movement for every trial. The second car, carrying the participant, used the functionality of adaptive cruise control (ACC) [17] to produce a synchronized

movement of the cars. Therefore, a highly reproducible dynamic stimulation method was established.



Fig. 2: Stop & go scene

Visual Condition

The second research question focused the influence of visual perception on motion sickness. The study consisted of the two visual conditions (Figure 3) A: "Outside view" and B: "Inside view (Video)". In task A the participant was asked to relax and monitor the proceeding car. In task B, a video of a short documentary was shown on a 10 inch screen. The device was freely movable by the participant and the selected position was not recorded. At the end of trial B the participant had to answer two questions related to the movie that were announced in advance. The questions were meant to intensify the participants' attention to the movie.

Condition A - Outside view



Condition B - Inside view (Video)



Fig. 3: Visual conditions

Experimental design

It has been shown that the incidence of motion sickness and the successive disappearance after the stimulation is highly dependent on the individual [18]. Additionally, carry over effects are always present for repeated measurements studies [19]. Since individual susceptibility in the susceptible declared group is still varying, we decided to test both visual conditions with every participant (within-subject design). Another common issue of motion sickness studies is the termination of trials or the episode of trials for multiple repetitions. We expect condition B

(with video) will lead to higher symptom ratings than condition A. To reduce the risk of incomplete episodes, the order of conditions was first A then B due to the increasing probability of motion sickness symptoms. All individual trials were conducted on at least different days to have a relief of symptoms in-between. No other restrictions on the regularity of individual trials could be realized due to limitations in personal time schedules.

The independent variable is the intensity of motion sickness symptoms. To record the intensity of motion sickness that was experienced by the participant a variety of methods like physiological detection or verbal questioning have been developed [20]. In order to assess the changes that might occur due to the levels of dynamic stimulation a continuous evaluation of the participant is necessary. The verbal method of asking the participant about how they felt every minute on a scale from zero to ten based on the numeric pain rating scale [21] was utilized. The scale was reformulated to, instead of pain, separately request the three symptoms of nausea, dizziness and headache in German language per minute. Those three symptoms have been identified to be most representative for motion sickness in German participants [22]. The level of zero was explained to be "no occurrence" and the level of ten as "worst imaginable". Further independent variables which are not included in this analysis were recorded with help of a head mounted tracking system for head and eye movements [23].

When people arrived at the test ground, explanations were given and legal documents signed. After getting into the car and a transfer to the actual testing lane, the trial started with the first assessment of the three symptoms. Subsequently, the front car started the automated procedure and both cars started moving. The study was terminated after reaching the endpoint of the track or a nausea score of seven. This criterion was not known by the participant. After returning to the waiting area, the participant was irregularly asked to report the symptom score for nausea again. Only if the participant reached the level of zero or if they insisted, were they allowed to leave the test ground.

All information was stored in one data table with a rate of 1/60 Hz (1 per minute). The dependent variables: participant code, MSSQ score, visual condition, profile section and the independent variables: symptom scores for nausea, dizziness and headache were aggregated. In case of missing entries due to incomplete trials or corrupted data it was individually considered if the whole trial is deleted or the affected minute. The first rating given by the participant in each trial was used as reference in case any symptoms existed before the start of the test drive. The time based ratings per trial are reduced by the first rating following Equation 1. The Motion Sickness Score is calculated (Equation 2) as a sum of the three symptoms per minute. Secondly, the difference between two consecutive Motion Sickness Scores was calculated according to Equation 3.

$$\text{Symptom } (t_{1-11}) = \text{Symptom } (t_{1-11}) - \text{Symptom } (t_0), \min(\text{Symptom}(t_i)) = 0$$

Equation 1: Symptom Score

$$\text{Motion Sickness Score } (t_i) = \text{Symptom}_{\text{Nausea}}(t_i) + \text{Symptom}_{\text{Dizziness}}(t_i) + \text{Symptom}_{\text{Headache}}(t_i)$$

Equation 2: Motion Sickness Score

$$\text{Rating Difference } (t_i) = \text{Motion Sickness Score } (t_i) - \text{Motion Sickness Score } (t_{i-1})$$

Equation 3: Rating Difference per minute

For statistical analysis, the Wilcoxon Signed-Rank test [24] was used to calculate the differences for the paired symptom rating between the two visual conditions since the characteristic of a normal distribution was not given. The test results were used to calculate the effect size r [25]. The influence by the individual motion sickness, the driving section and the visual conditions was calculated with a linear regression model. The factors are treated individually without interaction effects. The rating difference was normally (Gaussian) distributed. The level of significance for all the statistical testing was set at 5%. Data analysis and statistical calculation were carried out using the Software R 3.5.3.

3. Results

To analyze the effects of vision, susceptibility and dynamic stimulation, a total of 60 trials with 30 participants were conducted. Due to an error in recording, the data of one participant was lost. Regarding the intensity of the given ratings per minute, the maximum is 7, 7 and 5, respectively for the symptoms nausea, dizziness and headache on the scale from 0 to 10. The general impression of the experimenters during the trials was that a reasonable degree of motion sickness occurred. The comparison of the within-participant conditions of A: "Outside view" and B: "Inside view" (Video) showed that looking inside the car increases the symptoms of motion sickness.

Table 3: Comparison of the visual conditions for the three symptoms

Symptoms	n	n (zero)	Condition						Wilcoxon Signed-Rank test			
			Outside view			Inside view						
			Mean	SD	Max	Mean	SD	Max	W	n	α	r
Nausea [-]	29	11	0.36	0.78	4	1.05	1.68	7	41294	9.6	< 0.001	0.54
Dizziness [-]	29	5	0.51	0.84	4	1.28	1.60	7	36386	6.6	< 0.001	0.37
Headache [-]	29	13	0.23	0.57	3	0.51	1.04	5	46005	12.4	0.004	0.70
Motion Sickness Score [-]	-	-	1.11	-	-	2.87	-	-	35545	6.1	< 0.001	0.34

The overall mean Motion Sickness Score increased from 1.1 to 2.8 as shown in

Table 3. The paired comparison showed a significant difference between the visual conditions. The column n (zero) represents the number of participants that rated zero throughout both conditions. To explore the temporal behavior of the three symptoms visually, the mean symptom development over the 11-minute trial is plotted in

Figure 4. In general, the mean ratings showed the expected positively increasing development over time. In comparison to a single participant view (not shown) for some of the participants a partially negative development over time could be recognized during the low intense driving section 1. In accordance to the significant differences in

Table 3 for all symptoms, a divergence in the development between the visual conditions can be seen. The symptom headache shows the smallest gradient of linear development between the three symptoms and the smallest difference between the conditions. The transition between the driving sections (vertical lines in

Figure 4) for the inside view condition led to two different characteristics which was identified as a linear response for section 1 and step response for section 2.

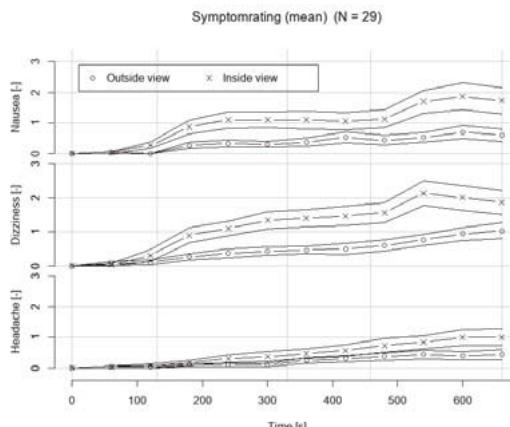


Fig. 4: Symptom development over time for the visual conditions. Continuous lines represent SEM.

The last presented result is the evaluation of the factors: individual susceptibility, visual condition and dynamic stimulation. Due to the study design, the factors are not clearly separable. To achieve a database that allows analyzing the single factors, the differences of the motion sickness value in-between two time points (each minute) were calculated for every

trial (Equation 3). This method makes the Motion Sickness Score independent from the temporal behavior since the dynamic stimulation was not randomized. We decided to use a linear regression model to represent the Rating Difference of the Motion Sickness Score. The model showed that increased intensities of all three factors show a significant positive correlation regarding the motion sickness rating (Table 4). The coefficients represent the partial symptom gradients for the range of MSSQ (0 to 54) and each two levels for the dynamic and visual stimulation.

Table 4: Linear regression model

Coefficient	Est	SE	Confidence interval (2.5% - 97.5%)	p
Intercept	-0.202	0.123	-0.44 - 0.04	0.102
MSSQ	0.012	0.004	0.00 - 0.02	0.002
Dynamic Stimulation	0.187	0.087	0.02 - 0.36	0.033
Visual Stimulation	0.228	0.087	0.06 - 0.40	0.009

Note. Est: Unstandardized coefficient, SE: Standard error, Adjusted R-squared: 0.027

Figure 5 shows the partial symptom gradients visually for the three factors. The visual condition B: "Inside view", the high stimulations of section 2 and an average MSSQ (20.4) all had a similar influence level of about 0.2 min^{-1} . This constellation would lead to a resulting symptom gradient of $0.65 - 0.20 = 0.45 \text{ min}^{-1}$. If the least or most susceptible participants are considered (Table 1), the resulting symptom change lies between 0.29 min^{-1} and 0.71 min^{-1} . In parallel, if theoretically a person with a MSSQ value of 7.3 would experience the visual condition outside view and the low intensity section 1, a negative gradient would result, which is interpreted as the non-appearance of any symptoms.

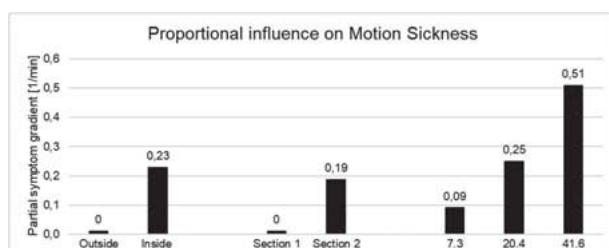


Fig. 5: Proportional influence on Motion Sickness

4. Discussion

The dynamic stimulation led, according to ISO 2361 [5] based on the longitudinal accelerations on the floor of the car, to $MSDV_{X-wf} = 6.6 \text{ ms}^{-1.5}$. For reference comparison the unweighted $MSDV_{X-unweighted} = 12.8 \text{ ms}^{-1.5}$ is given as well. This intensity can be evaluated as mild in comparison with uncontrolled driving studies on public roads with $MSDV_{X-wf} = 19.3 \text{ ms}^{-1.5}$ [7] and $MSDV_{X-wf} = 15.6 - 17.2 \text{ ms}^{-1.5}$ [12]. In conclusion, the stop & go scenario represents a realistic situation even though it was artificially produced. Both reference studies lasted for 30 minutes, which is about three times longer than the current trial duration. This time difference has a positive proportional influence on the MSDV. When extending the trial duration artificially up to 30 minutes, the current $MSDV_{X-wf}$ is still below those of the reference studies. The ratio between the low and high stimulation section 1 and 2, quantified by the MDSV of 1:7, could not be confirmed to be this high. The dynamic influence evaluated by the Motion Sickness Score was found to be 1:1.2. As described, only accelerations measured on the floor of the vehicle were considered. In contrast the vestibular system of the human is seen as a key component in the development of motion sickness [2], the transferred reactions of the head could be even more relevant [7]. An investigation showed that there is a tendency that the MSDV on the head is even higher than the MSDV on the floor of the vehicle [26]. This will be considered in further analysis.

The increased motion sickness symptoms for the condition Inside view (video) is consistent with existing findings [12–14]. The Motion Sickness Score in the condition of B – Inside view (video) is 2.5 times higher compared to condition A – Outside view (

Table 3). A comparable study showed that motion sickness was increased by the factor of 2.7 due to watching a video in comparison to the normal riding [27]. Others have found similar results with a factor of 2.2 between the two conditions [28]. This result strengthens the assumptions of visual influence based on the sensory rearrangement theory [2]. Nevertheless, as shown with the linear regression model the intensity of motion sickness due to the activity of watching a movie is highly dependent on the selected participants and dynamic stimulus. The comparison across studies is mainly of qualitative grade due to different methods to measure motion sickness. From our perspective, the selected group of participants does not represent the general population, because unsusceptible participants were actively neglected.

The explained data variability of the resulting model is remarkably small with only $R^2 = 2.7\%$. Still, the changes in between the levels, per predictor, are all significant and of relevant influence. In comparison, the approach of regression modeling to estimate the motion sickness intensity based on MSDV calculation has shown to explain $R^2 = 46\%$ of the output [26]. A possible reason for the small R^2 of the current model is the high resolution of minute-wise

calculation used. Our high resolution leads to a database where constant predictors like the individually fixed MSSQ-short per participants are used to represent the change in rating over time. Our approach helps to understand the influence per factor but can possibly weaken the overall explanation rate. To overcome this issue of time-constrained analysis, a strict separation of the different dynamic stimuli in independent conditions should be considered.

5. Conclusion

The conducted task of watching a movie leads to two and half times higher symptoms than looking outside for a susceptible group of participants. Susceptibility, visual and dynamic stimulation are equally important factors to estimate motion sickness. In specific, the symptoms dizziness and nausea are proportionally reacting to the three factors of susceptibility, sight and dynamic stimulation. Single factor prediction can be heavily misleading. The evaluation of the dynamic stimulations with help of the MSDV can help to avoid critical situations but the indicator is limited in predicting the intensity of the motion sickness arising. The user's individual susceptibility and current activity should be considered in the development of further solutions. The environment of stop & go driving in combination with the use of electronic display devices defines a critical use case for modern mobility. For a mobility service provider, the occurrence of motion sickness should already be of concern since some individuals do suffer.

Literature

- [1] Griffin M. Motion Sickness. In: *Encyclopedia of Vibration*. Academic Press, 2001.
- [2] Reason JT, Brand JJ. *Motion Sickness*. Academic Press, 1975.
- [3] Winner H, Hakuli S, Lotz F, et al. Handbuch Fahrerassistenzsysteme: Grundlagen, Komponenten und Systeme für aktive Sicherheit und Komfort (3., überarbeitete und ergänzte Auflage Aufl.). Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015.
- [4] Diefs C, Bos JE. Self-driving carsickness. *Applied ergonomics* 2016; 53: 374–382.
- [5] International Organization for Standardization. *Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration*. International Organization for Standardization, 1997.
- [6] Turner M. Driven to sickness? The effect of individual driving style on motion sickness occurrence. In: *Proceedings of the UK Informal Group Meeting on Human Response to Vibration*. 1994, pp. 19–21.
- [7] Griffin M, Newman MM. An experimental study of low-frequency motion in cars. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 2004; 218: 1231–1238.
- [8] Karjanto J, Yusof NM, Terken J, et al. Development of On-Road Automated Vehicle Simulator for Motion Sickness Studies. In: *International Journal of Driving Science*. Ubiquity Press, 2018.
- [9] Donohew BE, Griffin MJ. Motion sickness: effect of the frequency of lateral oscillation. *Aviation, space, and environmental medicine* 2004; 75: 649–656.
- [10] Bartels A, Karrenberg S, Weiser A, et al. Hochautomatisches Fahren auf der Autobahn. In: *Automobiltechnische Zeitschrift*. 2011.
- [11] Kerner BS. Introduction—The Reason for Paradigm Shift in Transportation Science. In: *Breakdown in Traffic Networks*. Springer, 2017, pp. 1–71.

- [12] Griffin M, Newman MM. Visual field effects on motion sickness in cars. *Aviation, space, and environmental medicine* 2004; 75: 739–748.
- [13] Kuiper OX, Bos JE, Diels C. Looking forward: In-vehicle auxiliary display positioning affects carsickness. *Applied Ergonomics* 2018; 68: 169–175.
- [14] Diels C, Bos JE, Hottelart K, et al. Motion Sickness in Automated Vehicles: The Elephant in the Room. In: *Road Vehicle Automation 3*. Springer, 2016, pp. 121–129.
- [15] Golding J. Predicting individual differences in motion sickness susceptibility by questionnaire. *Personality and Individual differences* 2006; 41: 237–248.
- [16] World Medical Association. World Medical Association Declaration of Helsinki. Ethical principles for medical research involving human subjects. *Bulletin of the World Health Organization* 2001; 79: 373–374.
- [17] Braess H-H, Seiffert U. *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. 2013.
- [18] Lackner JR. Motion sickness: more than nausea and vomiting. *Experimental brain research* 2014; 232: 2493–2510.
- [19] Vollrath M. Statistische Methoden. In: *Automobilergonomie*. Springer, 2015, pp. 663–684.
- [20] Keshavarz B, Hecht H. Validating an efficient method to quantify motion sickness. *Human Factors: The Journal of the Human Factors and Ergonomics Society* 2011; 53: 415–426.
- [21] Marco CA, Marco AP, Plewa MC, et al. The Verbal Numeric Pain Scale: Effects of Patient Education on Self-reports of Pain. *Academic emergency medicine* 2006; 13: 853–859.
- [22] Brietzke A, Klamroth A, Dettmann A, et al. Motion sickness in cars: Influencing human factors as an outlook to highly automated driving. *Varieties of interaction: from User Experience to Neuroergonomics, Postersession, Human Factors and Ergonomics Society Europe Chapter 2017 Annual Conference* 2017; 28.09.2017 bis 30.09.2017, Rom (S.).
- [23] Schneider E, Villgrattner T, Vockeroth J, et al. EyeSeeCam: an eye movement-driven head camera for the examination of natural visual exploration. *Annals of the New York Academy of Sciences* 2009; 1164: 461–467.
- [24] Leonhart R. *Lehrbuch Statistik*. 2009.
- [25] Cohen J. A power primer. *Psychological bulletin* 1992; 112: 155.
- [26] Kato K, Kitazaki S. *A study for understanding carsickness based on the sensory conflict theory*. 2006.
- [27] Isu N, Hasegawa T, Takeuchi I, et al. Quantitative analysis of time-course development of motion sickness caused by in-vehicle video watching. *Displays* 2014; 35: 90–97.
- [28] Morimoto A, Isu N, Ioku D, et al. Effects of reading books and watching movies on inducement of car sickness. In: *Proc. of FISITA 2008 World Automotive Congress, in print*. 2008.

Ergonomie 2.0

Das Fahrzeug als neuer Lebensraum

M.Eng. **D. Bohrmann**, Dipl. -Ing. **W. Just**,
Mercedes-Benz AG, Sindelfingen;
B.Eng. **C. Maier**, Hochschule Trier;
Prof. Dr. phil. **K. Bengler**, Technische Universität München, Garching

Kurzfassung

Zukünftige Fahrzeug- und Mobilitätskonzepte versprechen, die Zeit während der Fahrt durch neue und innovative Interieuransätze effektiver zu gestalten. Dabei besteht jedoch die Gefahr an Kinetose (Motion Sickness) zu leiden. In vergangenen Studien konnte gezeigt werden, dass eine zurückgelehnte Sitzposition die Ausprägungen der physiologischen Reizreaktion reduziert. Da die Kopfdynamik dabei eine zentrale Rolle spielt, wurde ein Simulationsmodell aufgebaut, um die Veränderung der Körperbewegung aufgrund einer Anpassung der Lehnenneigung bei Longitudinalbeschleunigung zu quantifizieren. Weiterhin wurde das Potential einer flachen Körperlage im Fahrzeug unter dynamischen Gesichtspunkten im Hinblick auf Komfort untersucht. Dazu haben 16 Probanden in verschiedenen Sitzkonfigurationen auf dem Ride Simulator der Mercedes-Benz AG Platz genommen und synthetische bzw. am Fahrzeug gemessene Bewegungssignale erfahren und das Komfortbefinden inklusive Relevanz für potentielle Nebentätigkeiten im Automationsmodus bewertet.

Abstract

Future vehicles and mobility concepts promise more quality of life during the journey through new and innovative interior approaches. However, there is a risk of suffering from motion sickness. Recent studies have shown that a reclined seating position reduces the incidence of motion sickness. Since head dynamics play a central role in this process, a simulation model was built to quantify the change in body movement due to reclined backrest angle in longitudinal acceleration stimuli. Furthermore, the potential of reclined posture in vehicles was investigated with respect to comfort. For this purpose, 16 subjects took part in a within study on the Ride Simulator of Mercedes-Benz AG. Here, the participants experienced synthetic and measured vehicle signals to evaluate subjective comfort with respect to potential secondary tasks in an automated driving mode.

1. Motivation

Die fortschreitende Digitalisierung und Automatisierung zukünftiger Fahrzeugtypen bedingt nicht nur Veränderungen der Fahrzeugfunktionen und -komponenten, sondern bringt ebenfalls neue Erwartungen und Wünsche der Kunden mit sich [1]. Bei der Vision des hochautomatisierten oder gar autonomen Fahrens wird der Fahrer zum Passagier, da die Fahraufgabe durch Assistenzsysteme übernommen wird. Durch diese Entlastung rücken insbesondere Nebentätigkeiten und innovative Ansätze bezüglich neuer Interieurmerkmale in den Fokus von Nutzungsszenarien zukünftiger Mobilitätskonzepte. Inwieweit sich diese auf das Verhalten und das Komfortempfinden des Nutzers auswirken ist bislang unzureichend bekannt. Insbesondere die sogenannte Kinetose (Motion Sickness oder Reisekrankheit) kann zu einer Limitation des Nutzungsverhaltens führen [2].

In Kooperation zwischen der Technischen Universität München und der Mercedes-Benz AG sind diverse Studien zum Wohlbefinden während fahrfremden Tätigkeiten im dynamischen Fahrbetrieb durchgeführt worden. Dabei konnte gezeigt werden, dass Sitzkonzepte, die sich durch eine flache Lehneneigung auszeichnen, Kinetose signifikant und mit hoher Effektstärke reduzieren oder gar vermeiden (Effekt der Lehneneigung auf die Ausprägung von Kinetose ermittelt anhand des Motion Sickness Assessment Questionnaires - MSAQ: $t(24)=5.72$, $p < 0.0001$, $r=0.76$) [3]. Durch eine qualitative Datenevaluation inklusive Videoauswertung während dieser Untersuchungen konnte eine verringerte Kopfdynamik als mögliche Ursache für die Kinetosereduzierung identifiziert werden. Ob die Veränderung der Kopfdynamik auch unter generalisierten Gesichtspunkten beobachtet und quantifiziert werden kann, gilt es zu überprüfen. Des Weiteren ist es wichtig herauszufinden, ob eine flache Lehneneigung neben der beschriebenen Kinetoseprophylaxe auch zu einem erhöhten, allgemeinen Komfortempfinden des Nutzer führt.

2. Quantifizierung der Kopfdynamik per Simulationsmodell

Um die biomechanische Gesetzmäßigkeit der veränderten Körperlage auf die Kopfdynamik zu untersuchen, wird das Softwareprogramm Mathematical DYnamic MOdels (Madymo) der Fa. TASS International genutzt. Unter Berücksichtigung der simulationsseitigen Systemgrenzen ermöglicht dieses Vorgehen eine valide Aussage über das Bewegungsverhalten des Menschen unter dynamischen Umgebungsbedingungen. Um den Anwendungsfall zu spezifizieren wird zunächst auf die vergangenen Realfahrstudien im Kontext Kinetose zurückgegriffen. Die folgende Abbildung zeigt die Bewertung der Probanden nach Durchführung der Versuchsfahrten bezüglich Kinetose-kritischer Fahrsituationen.

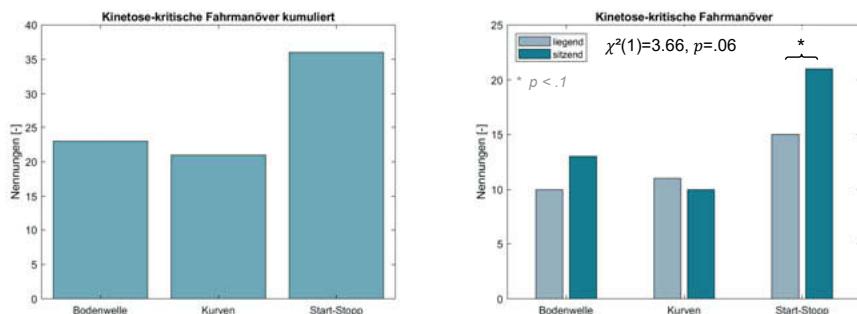


Bild 1: Kinetose-kritische Fahrmanöver - Realversuch auf der Einfahrbahn Sindelfingen

Auffällig große kinetogene Effekte der Kopfdynamik, insbesondere aufgrund einer veränderlichen Lehneneigung, wurden hier durch starke oszillierende oder singuläre Longitudinalbeschleunigungen identifiziert [4]. Aufgrund dieser Erkenntnis und simulationsbedingter Restriktionen wird sich auf den Anwendungsfall eines starken Bremsvorgangs von 10 m/s^2 konzentriert. Der entsprechende Lastfall reduziert den Einfluss der potentiellen Störvariablen des Sitzes, wie Formgebung und Materialcharakteristik, auf ein Minimum, da sich die erzwungene Körperbewegung des Dummies von der Sitzlehne weg bewegt.

2.1 Simulationsumgebung

Madymo findet vorwiegend im Bereich der Fahrzeugsicherheit Anwendung, weswegen in der Regel hohe Beschleunigungen und kurze Zeiträume simuliert werden. Dafür stehen aktive sowie passive Menschmodelle verschiedener Perzentile zu Verfügung. Im beschriebenen Anwendungsfall wurde die Simulation mit dem passiven Menschmodell eines 50%-Mannes durchgeführt. Das verwendete Dummy-Modell besteht aus Mehrkörpern oder auch Multibodies genannt. Ein Multibody besteht dabei aus Ellipsoiden. Diese haben je nach Kontaktart zwei verschiedene Charakteristiken, welche das Kontaktverhalten eines Körpers beschreibt. Diese werden in Madymo mithilfe der „Characteristic.contact“ beschrieben und als Funktion zwischen Kraft über Eindringung aufgetragen. Für die Dummies wurden die entsprechenden Werte der Körperteile experimentell im Hause TASS bestimmt. Die Simulationsumgebung besteht aus einem Dummy und einem Fahrzeugsitz, der ebenfalls aus Multibodies besteht und in der folgenden Abbildung dargestellt ist.

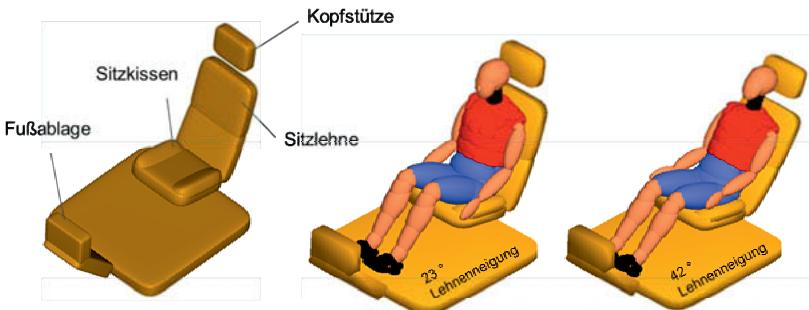


Bild 2: Aufbau des Sitzmodells - Madymo

Das Modell besteht aus Ellipsoiden hoher Ordnung, da sich in der Systemumgebung von Madymo eine Kugel mit steigender Ordnung an einen Quader annähert. Dieser Modellierungsparameter wurde genutzt, um einen Sitz aus sechs Ellipsoiden zu konstruieren. Sie bilden eine Sitzfläche, eine Rückenlehne und eine Kopfstütze. Mithilfe von Variablen lässt sich die Rückenlehne drehen, sodass die liegende als auch die sitzende Position dargestellt werden kann. Die Sitzfläche besitzt seine eigene Kontaktcharakteristik mit geringen Reibwerten, sodass der Dummy bei kleinsten Beschleunigungen nicht vom Sitz rutscht. Um das Rutschen vollumfänglich auszuschließen, wurde der obere Teil des Dummies in ein separates System eingefügt, sodass eine unabhängige Kraftparametrierung am Körper ermöglicht wird. Folglich greift die Beschleunigung lediglich im oberen Teil des Dummies an. Die Positionierung erfolgt mithilfe von Ortsdiagrammen. Durch die angreifende Gravitation wird der Dummy automatisch in die richtige Position verschoben.

2.2 Simulationsergebnisse

Das Bewegungsverhalten des Kopfes bei einem starken Bremsmanöver lässt sich in charakteristische Abschnitte einteilen. In der folgenden Abbildung findet sich die diskretisierte Visualisierung des Bewegungsablaufs beider Positionen inklusive graphischer Darstellung der Longitudinalbewegung des Kopfes wieder.

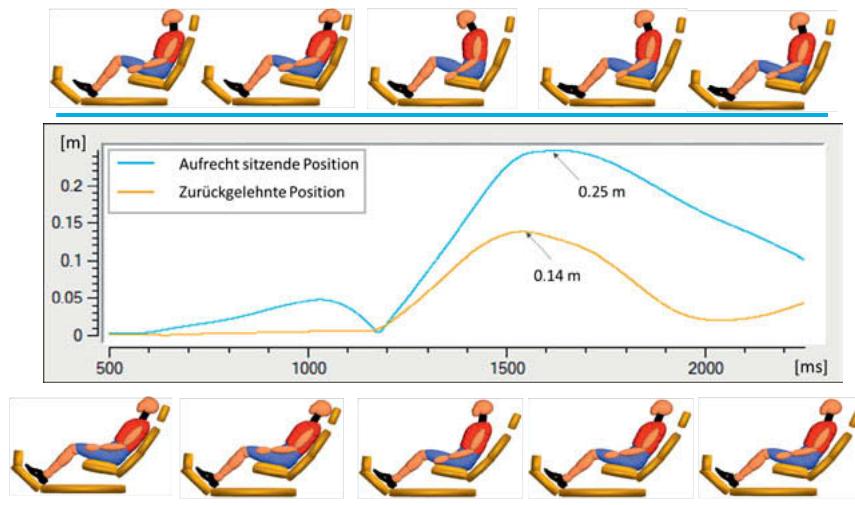


Bild 3: Vorverlagerung des Kopfes inkl. Bewegungssimulation - Madymo

In der aufrechten Sitzposition (23° Lehneneigung - blau) ist erkennbar, dass sich zunächst der gesamte Torso aufrichtet. Aufgrund von Trägheitsgesetzen bewegt sich der Kopf mit einer gewissen Latenzzeit langsamer nach vorne, als sich der Torso aufrichtet. Anschließend erfolgt die Aufstellung des Oberkörpers anhand einer Rotation um den Hüftpunkt des Dummies. Die maximale Vorverlagerung wird in diesem Abschnitt mit 0.25 m erreicht. Da es sich nicht um eine anhaltende bzw. quasistatische Beschleunigung handelt, bewegt sich der gesamte Oberkörper im Anschluss wieder in die Ausgangslage zurück.

Die zurückgelehnte Position (42° Lehneneigung - orange) zeigt einen ähnlichen Bewegungsverlauf des Kopfes, wobei sich die Anfangsphase und die maximale Vorverlagerung von der aufrechten Sitzposition unterscheidet. Da sich der Kopf in der Ausgangslage bereits an der Kopfstütze befindet, ist eine Überstreckung des Oberkörpers wie im Falle der aufrechten Körperlage nicht möglich. Lediglich durch eine erhöhte Intrusion des Kopfes in die Kopfstütze lässt sich eine minimale Verschiebung erkennen. Die maximale Vorverlagerung in der flachen Position liegt bei 0.14 m und wenige Millisekunden vor der maximalen Vorverlagerung der Sitzposition. Die rückwärtige Bewegung wird im Vergleich früher und abrupter eingeleitet, sodass der Dummy in der Liegeposition früher zur Ausgangsposition zurückkehrt.

3. Ride Simulator Studie

Um nun neben den starken, impulsartigen Beschleunigungsmustern auch schwache bis mittlere stochastische sowie periodische Fahrbahnanregungen bzw. deren Einfluss auf das subjektive Komfortempfinden des Nutzers zu erforschen, wird auf den Ride Simulator der Mercedes-Benz AG zurückgegriffen. Im Vergleich zu diversen Studien, die Sitzkonfigurationen im Hinblick auf das automatisierte oder autonome Fahren in statischen Laborumgebungen bewertet haben, bietet der Ride Simulator die Möglichkeit das Komfortempfinden verschiedener Sitzpositionen unter Dynamik zu evaluieren [5]. Zudem soll das Schwingungsverhalten des menschlichen Kopfes unter stochastischen Bewegungseinflüssen untersucht werden. Die entsprechende Auswertung der Beschleunigungsdaten ist allerdings nicht Gegenstand dieser Ausarbeitung.

3.1 Versuchsaufbau

16 gesunde Probanden (Alter: $M = 36.6$; $SD = 11.8$) mit einer durchschnittlichen Körpergröße von 1792 mm ($SD = 33.6$ mm) und keiner Vorgesichte an vestibulären oder Wirbelsäulenkrankungen nahmen an einer dreistufigen Studie teil. Die Teilnehmer, zwei davon weiblich, saßen auf einem C-Klasse Fahrersitz und wurden angewiesen, ihren Kopf während des Tests in einer bequemen und stabilen Position zu halten, während sie sich auf einem Tablet einen Film anschauten. Während der gesamten Versuchszeit wurden die Beschleunigungen an Kopf, Kopfstütze und Plattform aufgezeichnet. Dabei wurde das in der folgenden Abbildung dargestellte Koordinatensystem verwendet.



Bild 4: Versuchsaufbau - Ride Simulator

Während des Versuchs erlebten die Probanden synthetische Rauschsignale verschiedener Anregungsstärken, die sich in uniaxiale sowie 6 DoF (Freiheitsgrade) aufteilen. Zudem wurde ein Multisinus in lateraler Richtung und aufgezeichnete Fahrbahnanregungen schwächer bis mittlerer Stärke in den Datensatz integriert. Ein exemplarischer Beschleunigungsverlauf, der an der Plattform des Simulators gemessen wurde, findet sich in der folgenden Abbildung wieder.

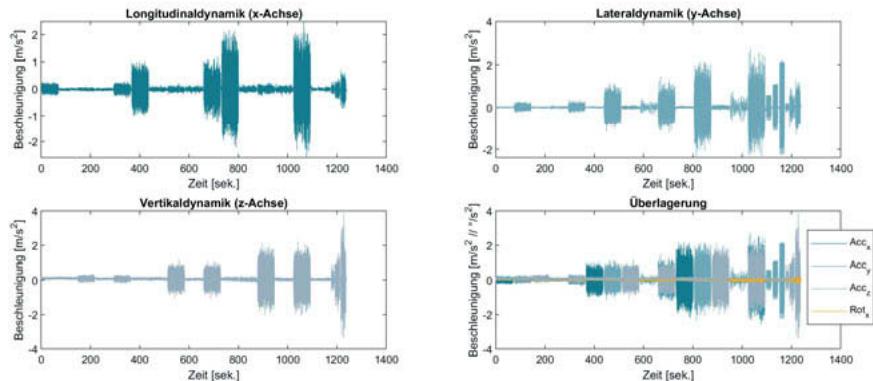


Bild 5: Beschleunigungsverlauf eines Versuchsdurchgangs - Ride Simulator

Jeder Test hatte eine Dauer von 21 Minuten, der für drei verschiedene Sitzpositionen im Within Design in einer randomisierten Reihenfolge Anwendung fand. Die Positionen orientieren sich an internen Messreihen sowie Untersuchungen zur Automobilergonomie und wurden am selben Tag durchfahren [6]. Die folgende Abbildung zeigt exemplarisch die Körperlage der Probanden während der Versuchsreihe.



Bild 6: Sitzkonfigurationen - Ride Simulator

Im Nachgang wurden die einzelnen Sitz- bzw. Liegepositionen bezüglich generellem Komfort bewertet sowie eine tätigkeitsspezifische Priorisierung der erlebten Positionen vorgenommen.

3.2 Versuchsergebnisse

Jeder Proband bewertete erst nach der Exposition aller Sitz- bzw. Liegebedingungen das Komfortempfinden der Sitzkonfigurationen. Die generelle Komfortbewertung der einzelnen Positionen erfolgte nach einer 5stufigen Likertskala, wobei 5 ein optimales Komfortempfinden impliziert. Die folgende Abbildung zeigt, dass mit steigendem Lehneneinwinkel auch die subjektive Komfortausprägung unter dynamischen Umgebungsbedingungen ansteigt.

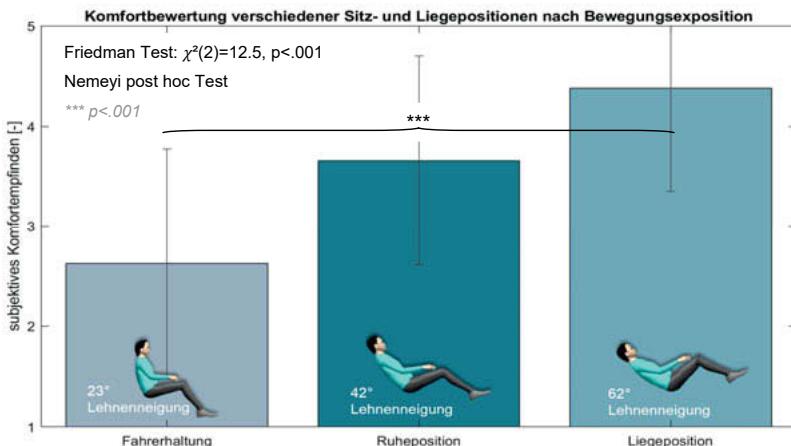


Bild 7: Tätigkeitspezifische Priorisierung der Sitzkonfiguration - Ride Simulator

In der Fahrhaltung wurde ein durchschnittlicher Komfortwert von 2.6 erreicht. Die sogenannte Ruheposition bewerteten die Probanden um einen Skalenpunkt höher. Der höchste Komfortwert wurde mit durchschnittlich 4.3 in der Liegeposition erreicht.

Wie bereits erwähnt, verändern sich mit steigendem Automationsgrad die Nutzungsbedarfe der Fahrzeuginsassen. Der Fahrerarbeitsplatz wird zum neuen Lebensraum, der verschiedene Nebentätigkeiten erlauben und unterstützen soll. Unter Berücksichtigung diverser Rahmenbedingungen und Restriktionen, wie z.B. des Insassenschutzes, gilt es dem Nutzer für den jeweiligen Anwendungsfall die bestmögliche Sitzkonfiguration anzubieten.

Die folgende Abbildung zeigt Nebentätigkeiten, die während einer hochautomatisierten oder autonomen Fahrt zu erwarten sind [7]. Für jedes dieser Tätigkeitsfelder sollten die Probanden aus den drei erlebten Sitzkonfigurationen diejenige benennen, die sie für die jeweilige

Tätigkeit am geeigneten empfinden. Die Farbcodierung orientiert sich an Abbildung 7 und spezifiziert die drei Sitzbedingungen – Fahrhaltung (grau), Ruheposition (dunkelgrün) und Liegeposition (petrolgrün).

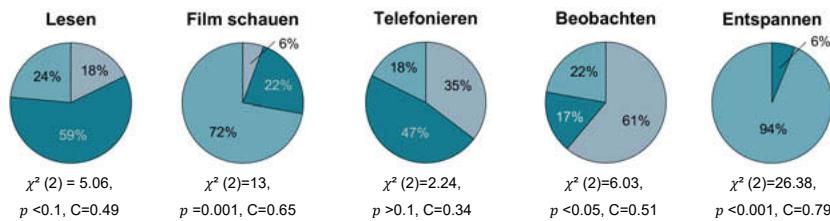


Bild 8: Tätigkeitsspezifische Priorisierung der Sitzkonfiguration - Ride Simulator

Tätigkeiten, bei denen der Nutzer die Interaktion zur Außenwelt sucht, z.B. beim Beobachten, wird eine im Vergleich aufrechte Lehneneigung bevorzugt. Bei passiven Tätigkeiten, wie dem Entspannen oder Film schauen zeigt sich ein umgekehrtes Bild. Im Falle des Lesens scheint ein Kompromiss aus dem alltäglichen Verhalten der aufrechten Sitzposition und der an die Dynamik angepasste Strategie der flachen Lehneneigung zur Stabilisation des Kopfes zu bestehen. Beim Telefonieren ergibt sich ein diverses Bild, bei dem keine statistische Signifikanz zu erkennen ist.

4. Zusammenfassung und Fazit

Eine zurückgelehnte Sitzposition zeigt aus Sicht des Kundennutzens großes Potenzial für zukünftige Fahrzeugkonzepte. Insbesondere Longitudinalbeschleunigungen, wie sie im Stop-and-Go Verkehr auftreten, führen je nach Tätigkeit, Dauer und Anfälligkeit der Fahrzeuginsassen zu ungewünschten Kinetosesymptomen. Anhand einer Simulation konnten Indizien aus vorherigen Realfahrstudien bestätigt werden, die bei starken Bremsmanövern eine Stabilisierung des Kopfes in zurückgelehnter Position erkannt haben. Dies wirkt sich positiv auf die Ausprägung der physiologischen Reizreaktion aus. Neben der Kinetoseprophylaxe kann weiterhin eine Steigerung des allgemeinen Komfortempfindens durch zurückgelehnte Sitz- bzw. Liegepositionen festgestellt werden. Trotz der guten Komfortbewertung besteht je nach Anwendungsfall ebenfalls Bedarf an aufrechteren Sitzpositionen, die dennoch den Kopf stabilisieren, um somit Nebentätigkeiten zu unterstützen.

5. Ausblick

Mit Ausweitung der Lehneneigung wächst der Einfluss der Kopfstütze auf das Komfortempfinden des Insassen. Sie ist eine wichtige Komponente, die es im Hinblick auf neue Sitzkonzepte zu untersuchen und optimieren gilt. Grundsätzlich ist erkennbar, dass je stärker die ursprüngliche Fahrerhaltung aufgegeben wird, desto eher geraten die heutigen Sitze bezüglich Formgebung an ihre Grenzen, wenn es darum geht unter dynamischen oder statischen Umgebungsbedingungen Komfortwerte abzuprüfen. Es gilt neue Sitzkinematiken zu entwickeln, die es ermöglichen Lehne, Sitzkissen, Waden- und Fußablage sowie die Kopfstütze unabhängig zueinander zu verstetzen. Diese ermittelten Sitzkonfigurationen können dann unter dynamischen Gesichtspunkten im Hinblick auf Komfort und Kinetose untersucht werden. Aufgrund der positiven Komfortbewertung scheint es auch hier lohnenswert zu sein, extremere Liegepositionen im dynamischen Umfeld zu erforschen, die über die bisherige Serienausstattung hinausgehen. Um zusätzlich ein tieferes Verständnis von Komfort, Kinetose und Kopfbewegung in Abhängigkeit physikalisch-geometrischer Aspekte des Fahrzeuginnenraums zu erhalten, sind weitere Simulationen zum biomechanischen Verhalten des Menschen in Zusammenspiel mit subjektiven Komfortevaluationen empfehlenswert.

6. Literaturverzeichnis

- [1] Schraeder, T. et al.: An Approach for a Requirement Analysis for an Autonomous Family Vehicle. IEEE Intelligent Vehicles Symposium, June 9, 2019, Paris, France
- [2] Diels, C., Bos, J.: Self driving carsickness. In: Applied Ergonomics 53, 374–382 (2016)
- [3] Bohrmann, D., Lehnert, K., Scholly, U., Bengler, K.: Der Mensch als bestimmender Faktor zukünftiger Mobilitätskonzepte. In: 34. VDI/VW-Gemeinschaftstagung Fahrerssistenz und autom. F., vol. 2335, pp. 345–359. VDI Verlag, Düsseldorf (2018)
- [4] Bohrmann D., Bengler K. (2020) Reclined Posture for Enabling Autonomous Driving. In: Human Systems Engineering and Design II. IHSED 2019. Advances in Intelligent Systems and Computing, vol 1026, pp. 169-175. Springer (2020)
- [5] Yang, Y.; Klinkner, J. N.; Bengler, K.: How Will the Driver Sit in an Automated Vehicle? Advances in Intelligent Systems and Computing; Proceedings of the 20th Congress of the International Ergonomics Association (IEA) 2018, Springer 2019 Florence, Italy
- [6] Bubb, H. et al.: Automobilergonomie. Wiesbaden: 2015. Springer
- [7] Kyriakidis, M., Happee, R., de Winter, J.C.F.: Public opinion on automated driving: Results of an international questionnaire among 5000 respondents. In: Transportation Research. Part F: Traffic Psychology and Behaviour, vol. 32, 127–140 (2015)

Herausforderung Schwingungskomfort-Bewertung beim autonomen Fahren

Dipl.-Ing. **Jörg Hofmann**, M.Sc. **Aravinda Veeraraghavan**,
Dr.-Ing. **Manuel Eckstein**,
Wölfl Engineering GmbH + Co. KG, Höchberg

Kurzfassung

Für die Insassen ergibt sich aufgrund des sich beim autonomen Fahren verändernden Tätigkeitspektrum im Fahrzeug auch ein wesentlich breiteres Spektrum an gewünschten Sitzpositionen. Die Herausforderung in der Sitzentwicklung ist es, auch für diese neuen Sitzpositionen das gewohnte Komfortniveau sicherzustellen, ohne es für die bisherigen zu verschlechtern.

Der Artikel zeigt anhand typischer Problempunkte auf, dass zu deren Lösung bereits in der virtuellen Phase der Sitzentwicklung anatomiebasierte FE-Menschmodelle einen großen Beitrag leisten können. Somit wird es möglich, bereits frühzeitig potentielle Schwachstellen bezüglich des Sitzkomforts aufzudecken und im Design zu berücksichtigen.

1 Umfeld

Die sich abzeichnenden tiefgreifenden Veränderungen im Bereich der individuellen Mobilität aufgrund der fortschreitenden Entwicklung der „E-Mobilität“ und des „Autonomen Fahrens“ führen mit hoher Wahrscheinlichkeit zu einem stark veränderten und erweiterten gewünschten „Aktivitäts“-Spektrum während des Fahrens / Gefahrenwerdens. Wie bereits heute für die Insassen der 2. und 3. Sitzreihe wird sich insbesondere für den Fahrer und Beifahrer der Fokus von nach vorne und außerhalb des Fahrzeugs gerichteter Aufmerksamkeit mehr auf Aktivitäten im Fahrzeug verschieben – sei es durch die Konzentration auf Infotainmentsystemen, Businessapplikationen oder die Kommunikation mit anderen Fahrzeuginsassen.

Aus diesem veränderten Aktivitätsspektrum wird sich auch der Wunsch nach geänderten Haltungen im Fahrzeug ableiten – weg von relativ aufrechten hin zu mehr entspannten Haltungen und solchen, die eine Kommunikation mit den Mitfahrern erleichtern.

Um diesen Anforderungen zu entsprechen, wurden von den Automobilherstellern und den Sitzzulieferern bereits eine Vielzahl an Studien erstellt, die sich danach gruppieren lassen, ob sie noch ein zeitnahe Eingreifen des Fahrers in den ansonsten autonomen Fahrbetrieb

ermöglichen, oder ob ein autonomes Fahren ohne Rückfallebene möglich ist. Beispielhaft sind in Bild 1 zwei Studien gezeigt, die sich aber nahezu beliebig erweitern ließen.



Bild 1: Sitzkonzepte (links Quelle: istock / metamorworks, rechts

Quelle: istock / Chesky_W

Für erstere Gruppe (linkes Bild) ist zu erwarten, dass sich die Haltungen nicht wesentlich von den bisher im Fahrzeug üblichen unterscheiden. Es wird im Wesentlichen eine nach vorne gerichtete Grundhaltung sein, um die aber ein erweitertes Bewegungsspektrum der Gliedmaßen und des Oberkörpers möglich ist. Denkbar ist so z. B. eine Verstellmöglichkeit ähnlich eines Wiegesitzes.

Für die zweite Gruppe (rechtes Bild) ist die vermutlich maßgebliche Erweiterung des Haltungsspektrums, den Sitz zu rotieren. Das Maß der Rotation ist dabei natürlich durch die Platzverhältnisse in der jeweiligen Fahrzeugklasse limitiert.

Durch diese sich abzeichnenden Erweiterungen des Haltungsspektrums wird die Sitzentwicklung wesentlich komplexer. Schon für die bisherigen, wesentlich eingeschränkteren Haltungen ist es eine immense Herausforderung, den Sitz so zu entwickeln, dass er für das breite Spektrum an Individuen eine sichere Bedienung des Fahrzeugs ermöglicht und gleichzeitig von allen als komfortabel empfunden wird. Die zukünftige Herausforderung wird es sein, das bestehende Komfortniveau, an das sich der Kunde gewöhnt hat, nicht zu mindern und gleichzeitig für die zusätzlichen Haltungen ein Niveau zu erreichen, das der Kunde aus dem täglichen Umfeld erwartet. Dies betrifft insbesondere solche Haltungen, die er aus seinem Wohnumfeld gewohnt ist (z.B. zurückgelehnte Haltung auf dem Sofa oder dem Fernsehsessel).

Im Bereich der Ergonomie werden sich hingegen Freiräume im Design ergeben. Spätestens beim vollautonomen Fahren wird sich die Interaktion mit den Fahrzeugen letztendlich auf wenige Aufgaben wie der Eingabe des Fahrziels reduzieren, welche auch per Spracheingabe erfolgen kann. Für den Sitzkomfort ist dies besonders relevant, da man sich z.B. bei dem

Design der Beinauflage nur noch an den Komfortkriterien und nicht mehr zusätzlich an der sicheren und komfortablen Bedienbarkeit der Pedale orientieren kann.

2 Grundlagen Sitzkomfort

Nach der allgemeinen Einordnung der Anforderungen an die Sitzentwicklung soll im Folgenden der Schwerpunkt auf die Berücksichtigung des Sitzkomforts im Sitzentwicklungsprozess gelegt werden. Dabei ist zunächst zu berücksichtigen, dass der Sitzkomfort sich grundlegend in statischen und dynamischen Sitzkomfort unterteilen lässt.

Der statische Sitzkomfort wiederum lässt sich in einen haltungsbezogenen Teil und in die Bewertung der Sitzdruckverteilung, welche sich durch die Haltung ergibt, aufteilen. So gibt es für jedes Gelenk einen Winkelbereich, in dem kein Diskomfortempfinden auftritt. Ziel ist es also, den Verstellbereich des Sitzes so zu wählen, dass möglichst alle Kunden den Sitz so einstellen können, dass sie diesen komfortablen Winkelbereich nicht verlassen müssen.

Für die sich in diesen Haltungen ergebende Sitzdruckverteilung gibt es z.B. von Hartung in [1] Anhaltswerte dafür, wie eine günstige Aufteilung der Kontaktkräfte auf einzelne Bereiche der Kontaktflächen zwischen Sitz und Mensch (siehe Bild 2) aussehen sollte. Mergl erweiterte in [2] dieses Wissen um Werte für die maximalen/mittleren Drücke und Druckgradienten. Anhand solcher Erkenntnisse und dem Erfahrungswissen der Entwicklungsabteilungen erfolgte bisher überwiegend die Komfortbewertung der Sitze im Entwicklungsprozess.

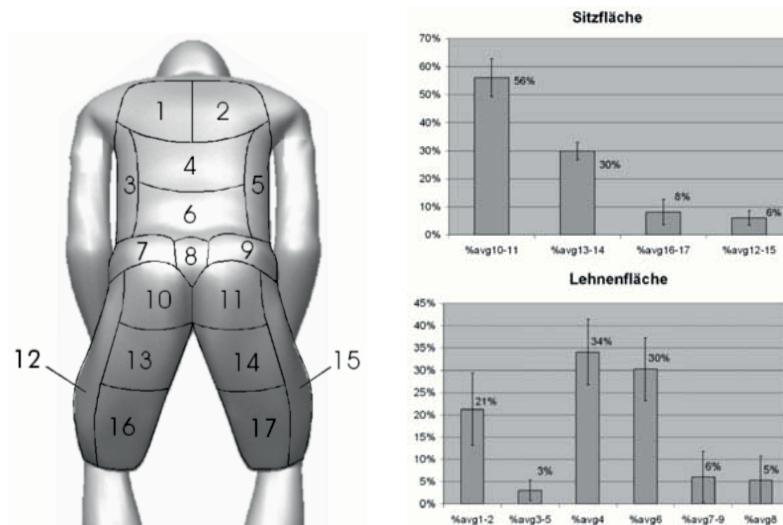


Bild 2: Bodymap-Einteilung (links) und Aufteilung Kontaktkraft Sitz - Mensch für minimalen Sitzkomfort (rechts), Abbildungen aus Hartung [1]

Allerdings ist die Übertragbarkeit dieser Anhaltswerte auf die zukünftigen Haltungen noch abschließend zu bestätigen.

Für den dynamischen Sitzkomfort ist die Situation ähnlich. Anhand von zahlreichen Studien zu Ganzkörpervibrationen gibt es Anhaltswerte, welche Schwingungsniveaus in welchem Frequenzbereich noch kein Diskomfortempfinden auslösen. Die Bewertungsgröße für den Sitz ist hier hauptsächlich die Sitzübertragungsfunktion, welche als Quotient der Beschleunigungsspektren auf der Sitzoberfläche im Kontaktbereich unter dem Gesäß zu dem an den Sitzbefestigungspunkten definiert ist. Bild 3 zeigt einen typischen Verlauf als Ergebnis einer FE-Simulation. In den Bereichen, in denen die Werte größer 1 sind, findet eine Verstärkung der Schwingung durch das Zusammenspiel aus Mensch und Sitz statt. Dort wo die Werte kleiner 1 sind, wird die Schwingung reduziert. Aufgrund des nichtlinearen Verhaltens von Sitz (insbesondere der Schäume) und Mensch (hier besonders das Gewebe) ist es wichtig, immer das Zusammenspiel aus Mensch und Sitz (der belegte Sitz) zu betrachten, da sich diese Materialien nur so in ihrem richtigen Arbeitspunkt befinden. Hinzu kommt, dass die Größe der Kontaktfläche zwischen Mensch und Sitz aufgrund ihres Einflusses auf die resultierende

Kontaktsteifigkeit ebenfalls erheblichen Einfluss auf das Schwingungsverhalten des Gesamtsystems hat.

Der Versuch, diese Schwingungen hinsichtlich ihrer Schädlichkeit (Arbeitsschutz) aber auch bezüglich des Diskomforts bewertbar zu machen, führte auf die in ISO 2631-1 angegebenen Bewertungskurven. Für die Komfortbewertung lässt sich von den so ermittelten Spektren der SEAT value ableiten, der als integraler Wert das Schwingungsverhalten auf dem Sitz gegenüber der Anregung bewertet. Diese Spektren wurden aber zunächst hauptsächlich für vertikale oder gering geneigte Lehneneinstellungen ermittelt.

Um die Übertragbarkeit auf Sitze mit geneigter Lehne zu klären, vergleicht Basri in [3] für geneigte Lehnen mit Schaumstoffauflagen den gemessenen SEAT value mit einem von ihm definierten und auf Probandeneinstellungen basierenden Diskomfortwert, dem MSDD. Es wird gezeigt, dass im gesamten betrachteten Frequenzbereich (1-20 Hz) der SEAT value für weiche Schäume das Diskomfortempfinden durchgängig überschätzt. Für harte Schäume stimmt der SEAT value bis 6 Hz recht gut, darüber tritt aber ebenfalls ein Überschätzen auf. Dies zeigt auf, dass für die zukünftigen Haltungen eine Unsicherheit bezüglich der Diskomfort-Bewertung von Schwingungen besteht.

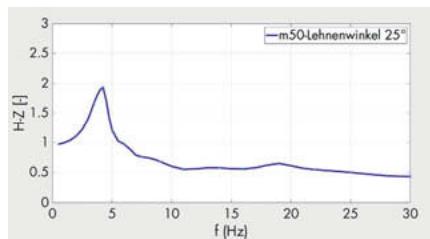


Bild 3: Typische vertikale Sitzübertragungsfunktion H-Z; FE-Simulation, 25 ° Lehnenswinkel

3 Anwendung von FE-Menschmodellen für die Komfortbewertung bei der virtuellen Sitzentwicklung

Wie oben erwähnt, kommt es für die zurückgelehnten Haltungen zu einer Veränderung der Belastungen des Sitzes. Die dabei auftretenden Effekte lassen sich anhand von Simulationen mit Menschmodellen anschaulich aufzeigen. Dabei kommt als FE-Modell das Menschmodell CASIMIR/Automotive [4] zum Einsatz. Dieses ermöglicht aufgrund seiner Orientierung an der menschlichen Anatomie eine realistische Belastung des Sitzes und wird bereits in der Sitzentwicklung eingesetzt. **Bild 4** zeigt ein Schnittbild dieses Modells auf einem Beispielsitz mit 45° Lehneneigung.

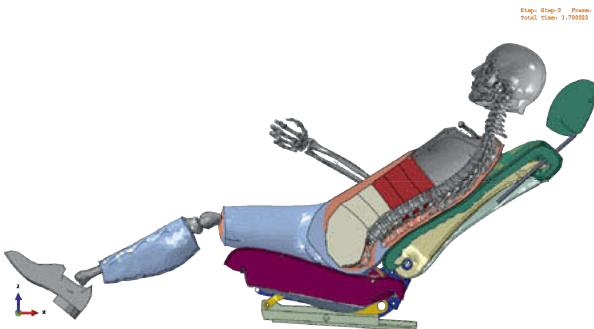


Bild 4: Schnittbild des Menschmodells auf einem Beispielsitz mit 45° Lehenneigung

3.1 Statischer Sitzkomfort

Bezüglich des statischen Sitzkomforts, der dominiert ist durch die Druckverteilung zwischen Sitz und Mensch, kommt es zu zwei Problemgruppen.

Die erste Problemgruppe ist die aufgrund des erweiterten Verstellbereichs deutlich stärker variierende Belastung der Rückenlehne. Während für die bisher üblichen Winkel im Bereich von 25° Lehenwinkel typischerweise nur ca. 20 kg auf die Lehne lasten, können es für 45° Lehenwinkel bereits 30 kg sein.

In Bild 5 zeigt sich dieser Effekt anhand der Veränderung der Druckverteilung. Man erkennt deutlich, dass die Kräfte auf dem Kissen generell und insbesondere die Druckspitzen unter den Sitzbeinhöckern abnehmen, während die Kräfte auf die Lehne zunehmen und sich umverteilen.

Dies stellt für die verwendeten meist dünnen und weicheren Schäume im Lehnengbereich eine massive Änderung des Arbeitspunktes dar. Ähnliches gilt für die verwendeten Unterfedерungen. Weiterhin ist zu beachten, dass auch evtl. vorhandene Komfortfunktionen wie Klima- und Massagesysteme deutlich stärker belastet werden. Hier ist besonders kritisch, dass die meist in die Schäume integrierten harten Lüfter erfüllt werden könnten und die für die Verteilung des Luftstroms verwendeten Abstandsgewirke noch härter als bisher ausgeführt werden müssen, was wiederum einen härteren Komforteindruck bis hin zum Diskomfort bewirken kann.

Diese Schere aus benötigtem weichen Verhalten für ein angenehmes Empfinden bei aufrechter Lehne und deutlich härterem für die Lastaufnahme bei flachen Lehnen wird zukünftig zu einem weiteren Optimierungsbedarf führen.

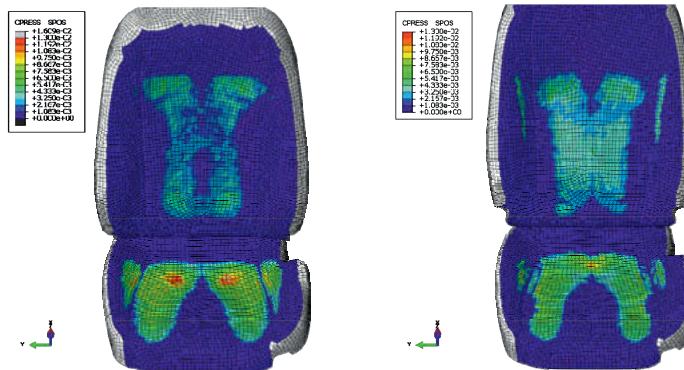


Bild 5: Vergleich Sitzdruckverteilung typische Sitzeinstellung (25° Lehnenwinkel) links; zurückgelehnte Haltung (45° Lehnenwinkel) rechts

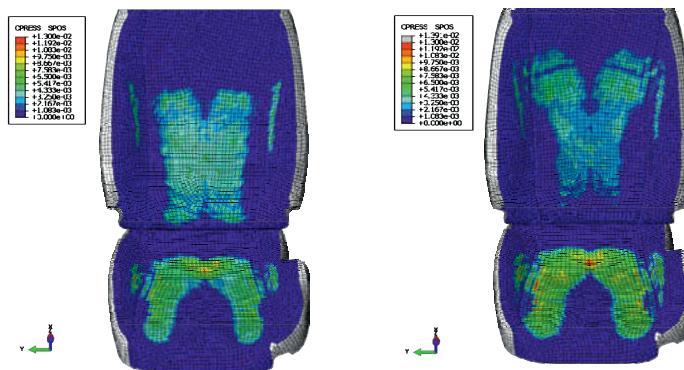


Bild 6: Variation Lehnenwinkel um 45° Haltung, Einfluss auf Druckverteilung
(links +6,7°, rechts -10°)

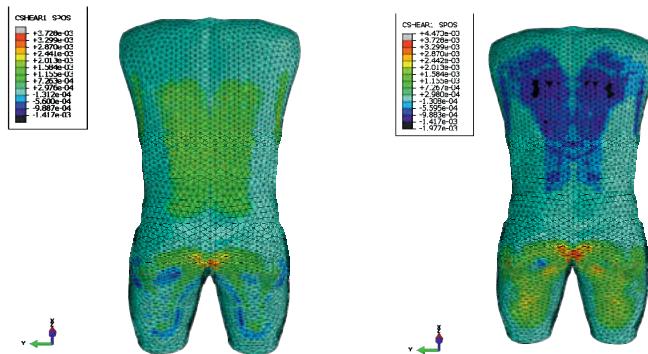


Bild 7: Variation Lehnenwinkel um 45° Haltung, Einfluss auf die Schubverteilung
(links +6,7°, rechts -10°)

Die zweite Problemgruppe ist der Bereich der Sitzkinematik / Gelenkpositionen.

Die aktuell überwiegend verwendete Trennung zwischen Sitzkissen- und Lehnenbereich zusammen mit einem Lehnendrehpunkt etwas oberhalb der Kissenfläche hat im Zusammenspiel mit der Konturierung der Lehne den Vorteil, dass bei der Verstellung der Lehne kaum eine vor-zurück-Verschiebung des Gesäßes auf dem Sitzkissen notwendig wird.

Während das für den bisher typischen Verstellbereich noch sehr gut funktioniert, kommt es für die zurückgelehnten Positionen an seine Grenzen. Hier wird ab einer gewissen Neigung der Lendenbereich zu stark und die Hüfte nicht mehr unterstützt. Hinzu kommt, dass sich die Bereiche, in denen die einzelnen Körpersegmente mit dem Sitz in Kontakt kommen, verschieben. Dadurch kann es z.B. zu einem unerwünschten Kontakt des Brustkorbs mit den Lehnenwangen kommen (siehe Bild 5). Gleichzeitig kommt es aufgrund der veränderten Aufteilung von Vertikal- und Horizontal- (X-)Komponente der Lehnenkontaktkraft hin zu einer größeren X-Komponente als Gegenkraft zu einem verstärkten Schub in den Kontaktflächen. Der Einfluss einer Verstellung des Sitzes ausgehend von einem Lehnenwinkel von 45° unter Belastung ist in Bild 6 (Druckverteilung) und Bild 7 (Schubverteilung) dargestellt. Man erkennt insbesondere im Lehnenbereich den Schubeinfluss, aber auch den erwarteten Einfluss auf die Druckverteilung im Kissen.

Generell führt eine Sitzposition mit hohem Schubanteil zu höherem Diskomfort aufgrund der als weniger stabil wahrgenommenen Sitzposition. Dieser Effekt ließe sich nur durch einen sich ändernden Kissenwinkel vermeiden. Dies führt letztendlich dazu, dass die bewährten Gelenkpositionen und Sitzkinematiken hinterfragt werden müssen. Ein möglicher Ansatz ist

dabei eine gekoppelte Verstellung die eine Bewegung ähnlich eines Schaukelstuhls ermöglicht.

Wie anhand der gezeigten beispielhaften Simulationsergebnisse erkennbar ist, können durch den Einsatz von Menschmodellen für beide Problemgruppen bereits in der virtuellen Phase die für eine Bewertung notwendigen Größen ermittelt und somit ohne Prototypen und Probandenversuche Varianten beurteilt werden. Schwachstellen können somit schon frühzeitig erkannt und zur Optimierung des Sitzkomforts durch Anpassung des Designs herangezogen werden.

3.2 Dynamischer Sitzkomfort

Für den Bereich des dynamischen Sitzkomforts ist es ebenfalls möglich, FE-Menschmodelle einzusetzen. Hier ist die Hauptproblematik ähnlich wie beim statischen Sitzkomfort die unterschiedliche Belastung der Lehne. Dies führt zusammen mit den veränderten kinematischen Einstellungen des Sitzes dazu, dass sich das Steifigkeitsverhalten des gekoppelten Systems aus Mensch und Sitz deutlich verändert. Es reicht daher in Zukunft vermutlich nicht mehr aus, einen Sitz nur hinsichtlich einer Einstellung auszulegen.

Die für diese Aufgabe verwendeten Menschmodelle müssen zusätzlich zu ihren statischen Eigenschaften auch hinsichtlich ihres dynamischen Verhaltens für aufrechte und PKW-typische Haltungen validiert werden. Dies geschieht meist anhand der an Probanden auf starren Sitzen ermittelten sogenannten apparent mass, welche definiert ist als der frequenzabhängige Quotient aus Kraft zu Beschleunigung an der Kontaktstelle zum Sitz.

Für die bisherigen Haltungen war diese Art der Validierung ausreichend, da die für das Gesamtschwingungsverhalten maßgebliche Anregung auch über die Sitzfläche erfolgte. Durch den bei weiter zurückgeneigten Haltungen zunehmenden Einfluss der Lehne auf das Schwingungsverhalten des Torsos ist zu hinterfragen, in wie weit die Modelle in der Lage sind, dies zu berücksichtigen. Grundsätzlich ist zu vermuten, dass stark abstrahierte, phenomenologische Modelle eine geringere Prognosegüte außerhalb des Haltungsbereichs, für den sie validiert wurden, aufweisen können als anatomiebasierte.

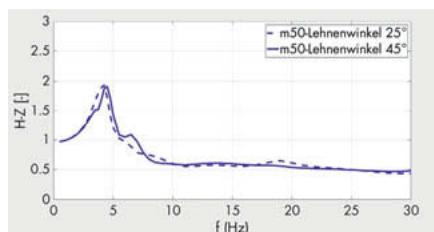


Bild 8: Typische vertikale Sitzübertragungsfunktion H-Z;
FE-Simulation;
gestrichelt: 25° Lehnenwinkel;
durchgezogen:
45 ° Lehnenwinkel)

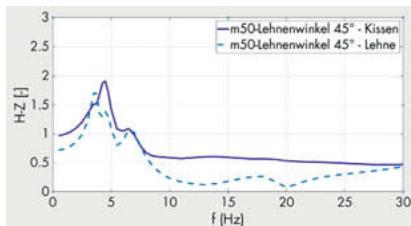


Bild 9: Übertragungsfunktion bei vertikaler Anregung H-Z;
FE-Simulation; durchgezogen:
45° Lehnenwinkel, normal zur
Sitzfläche (Kissen); gestrichelt:
45° Lehnenwinkel, normal zur
Lehne

Für das hier verwendete FE-Modell CASIMIR/Automotive ergibt sich für eine Verstellung des Lehnenwinkels von 25° auf 45° die in **Bild 8** gezeigte Veränderung der Sitzübertragungsfunktion. Der zusätzliche Peak bei ca. 6,5 Hz stammt von einem bei der zurückgelehnten 45°-Haltung deutlicher hervortretenden Schwingungsmodus des Menschen, der durch eine Bewegung im unteren Lendenbereich dominiert ist und der auch in der Übertragungsfunktion normal zur Lehne deutlich zu erkennen ist (**Bild 9**). Ein ähnliches Verhalten, nämlich das Auftreten zusätzlicher Peaks, beobachten auch Yang [5] und Shibata [6] in den apparent mass-Verläufen für zurückgelehnte Haltungen und erklären dies ebenfalls durch das Hervortreten von zugehörigen Schwingungsmoden des Menschen. Obwohl hier eine abschließende Validierung auch mangels geeigneter Messdaten noch aussteht, deutet diese Übereinstimmung darauf hin, dass das FE-Modell das Schwingungsverhalten auch für die zurückgelehnte Haltung realitätsnah wiedergibt.

Mittels geeigneter Menschmodelle ist es somit zum einen möglich, die Sitze realitätsnah zu beladen, was die Grundlage für eine Bewertung ihres Schwingungsverhaltens darstellt, und zum anderen lassen sich somit auch die für die dynamische Bewertung von Sitzen typischerweise herangezogenen Größen bereits in der virtuellen Phase ermitteln. Beide Punkte sind insbesondere wegen des zu erwartenden Anstiegs der zu berücksichtigenden Sitzeinstellungsvarianten für die Beurteilung von Sitzkonzepten besonders wichtig.

4 Fazit

Der Einsatz von FE-Modellen ermöglicht es, die wichtigsten Größen, welche zur Komfortbewertung typischerweise herangezogen werden, bereits in der virtuellen Entwicklungsphase zu ermitteln. Auch wenn aktuelle Menschmodelle für die zurückgelehnten Haltungen nicht abschließend validiert sind, ermöglichen anatomiebasierte Modelle eine realitätsnahe Belastung des Sitzes. Mögliche Schwachstellen des Sitzes, welche meistens aufgrund von Resonanzen zu Überhöhungen im Kurvenverlauf der Übertragungsfunktionen führen, können so

bereits in der virtuellen Entwicklung erkannt und somit zur Optimierung des Sitzkomforts durch Anpassung des Designs herangezogen werden.

Noch nicht ausreichend untersucht scheint die Fragestellung, inwiefern die Methoden zur Ableitung der Komfortkenngrößen und Erfahrungswerte sich unverändert auch für die Komfortbewertung der zukünftigen Haltungen anwenden lassen. Dieses betrifft sowohl die Simulation als auch die Auswertung von Probandenmessungen. Eine systematische Untersuchung wäre eine interessante Aufgabenstellung, um noch mehr Verlässlichkeit im Entwicklungsprozess zu erreichen.

5 Literaturangaben:

- [1] Hartung, J.: Objektivierung des statischen Sitzkomforts auf Fahrzeugsitzen durch die Kontaktkräfte zwischen Mensch und Sitz, TU München, Dissertation 2006
- [2] Mergl, C.: Entwicklung eines Verfahrens zur Optimierung des Sitzkomforts auf Automobilsitzen, TU München, Dissertation 2006
- [3] Basri, B.: The application of SEAT values for predicting how compliant seats with backrests influence vibration discomfort, Applied Ergonomics, Vol. 45 (2014), Issue 6, Seiten 1461-1474
- [4] CASIMIR/Automotive, <https://www.woelfel.de/technologien/sitzkomfort/casimir-insassenmodell.html>, Wölfel Engineering GmbH + Co. KG, Höchberg, Germany
- [5] Yang, M.: Effect of backrest inclination on apparent mass at the seat and backrest during vertical whole-body vibration, Proceedings of 50th UK Conference on Human Responses to Vibration, 2015, Southampton
- [6] Shibata, N.: Determination of backrest inclination based on biodynamic response study for prevention of low back pain, Medical Engineering & Physics, Vol. 32, Issue 6, 2010, Seiten 577-583,

Simulating lateral postural stabilisation in dynamic cornering

Dr. Mojtaba Mirakhorlo, Tugrul Irmak, Dr. Riender Happee,
Technische Universität Delft, Niederlande

Abstract

In future automated cars we will often engage in non-driving tasks and will not watch the road. This will affect postural stabilisation and may elicit discomfort or even motion sickness in dynamic driving. Future vehicles shall accommodate this by properly designed seats and interiors with comfortable driving styles. This paper presents dynamic driving tests including 0.4 G cornering and braking. Strong motion sickness emerged rapidly in nearly all participants when deprived of external vision, and more slowly with external vision. 3D body kinematics were recorded with a motion suit, and used to validate a full body active human model. Results show realistic head-neck and lumbar stabilisation, while modelling leg muscle activation and seat interaction remains challenging for such extreme conditions.

1. Introduction

The biomechanical response of the human body to vehicle motion is of a great importance for investigating human motion comfort [1, 2]. Deeper knowledge of motion comfort is particularly relevant for automated cars. Biomechanical modelling of the human body can reveal the underlying mechanisms of biomechanical factors such as postural stabilisation during exposure to vehicle perturbations. Furthermore, biomechanical models predicting human movements can support seat design and development.

Several studies have developed and validated biomechanical human body models capturing seat interaction. Models developed for impact testing generally describe body and seat in full 3D, using multibody and/or finite element modelling techniques. Models for comfort simulation generally use lumped parameterization methods (mass, spring and damper in 1 Dimension) to predict the forces on a seat when vibration is applied in the vertical or fore-aft directions [3-5]. Multibody models (3 Dimensions) [6-8] can predict the transmissibility response of the applied vibrations to each modelled segment of the body. Multibody models have been used to study the effect of parameters such as human weight, road class and vehicle speed on human body vibration in different directions [8]. Recently more advanced multibody models that include

more segments of the human body have been validated against responses to combined lateral, vertical and roll vibrations [9]. Most recently, musculoskeletal models, based on the inverse dynamic approach, have been used to analyse factors such as joint forces and muscular activity during dynamic environment of vibrations [10-12]. It was shown that subjective discomfort ratings and computed muscle forces and the compressive force are correlated which means that these musculoskeletal models are potentially useful to assess comfort [12]. However, inverse models require measured body motions and body support forces and thereby have limited value in the design of seats and vehicle control strategies. Previous full body models used for comfort analyses simulated movements in the vertical [13] and fore-aft directions [14] but simulation of lateral movements is also needed for a thorough analysis of motion comfort.

In this paper a full body model in the simulation software Madymo has been validated focusing on lateral perturbations. The model was developed and validated for high severity crash conditions [15], [16] and later extended with postural stabilisation for low severity conditions [17-20]. We present validation of lateral stabilisation using motion platform tests to validate the neck model in the frequency domain, and dynamic driving tests to validate the full body model.

2. Methods

The human active model (version 3.1), as distributed with MADYMO 7.8 is defined using Matlab and Simulink for running the simulations and post processing of the results. Active control activation parameters for all body regions are used to keep them stable. Factors that range from 0 to 1 are defined to manipulate the feedback gains of these postural controllers. We expect that neck and leg controllers have an effect on the head motion prediction and lateral trunk stabilization respectively; therefore we manipulate those for a better fit with experimental data. The head orientation can be controlled relative to a global coordinate reference system resulting in so called “head in space” control or alternatively relative to a local segment such as the trunk resulting in “head on trunk” control.

The model has been validated in two different scenarios, 1) Neck only: in tests on a motion platform with under pure lateral loading [21], and 2) Slalom: in dynamic vehicle tests with slalom manoeuvres [22, 23]. The motion platform tests allowed validation in the frequency domain across a range of 0.15-4 Hz. The vehicle tests allowed validation with a dominant lateral frequency of 0.2 Hz. In both cases gravity was simulated.

In the scenario "Neck only", the motion platform tests employed rigid seats with a five-point belt, and rigid plates supporting the arms and trunk in the lateral direction. Hence, the measured motion of T1 (neck base) was found to be almost equal to the seat and platform motion. Consequently this dataset was used to validate the neck model and is further referenced as "neck only". This condition was simulated locking all other joints and applying the motion directly to the locked segments without any seat.

In the scenario "SLALOM", a recent experiment for inducing motion sickness was simulated. In this experiment, a closed road of length 240m and width of 10m was used to drive slaloms of 3.5m amplitude at a frequency of 0.2 Hz driving 25 km/h which led to lateral acceleration of 0.4 g. (further referenced as "slalom"). The test was performed comparing a condition with external vision to an internal vision condition with blocked window views, over up to 30 minutes. Strong motion sickness emerged rapidly in nearly all participants when deprived of external vision, and slowly with external vision. With internal vision, head motion gradually increased with time and with the development of motion sickness. [22, 23]

For this study we simulated body motion for external vision in the initial period before motion sickness emerged. 3D body motion was recorded with an XSENS motion suit. The test was performed with participants sitting in the middle of the rear bench of a Toyota Prius. This position offers a nearly flat seat and seat back surface, offering no lateral support. Hence the seat was simply modelled with ellipsoids defining seat cushions and backrest. In the vehicle tests all body joints were stabilised by postural controllers. The motion was applied to the seat and floor which interacted with the body through contact with feet, seat and seat back.

A surface plane was used to model the floor (Figure 1). The full body was connected with the seat and floor using Finite elements surface contact. A stress based surface compliance function jointly captured seat and soft tissue deformation. Initial joint positions of ankles, knees and hips were set in the model based on the measured subject's joint angles prior to the car motion. Right after the vehicle starts to move, the driver was instructed to create two acceleration peaks. These peaks were intended to use as synchronisation pulses. We have included these peaks in the simulation in order to make sure that initial velocity is zero. Figure 2 shows the input signals into the model. Around 45 seconds of experiment which includes one round of slalom, turn and part of the next round in the opposite direction was simulated. The motion was simulated by importing accelerations of vehicle in lateral (Y) and fore aft (X) as well as the Yaw angle of the vehicle in space.



Fig. 1: Full body model, the seat and the floor in perspective

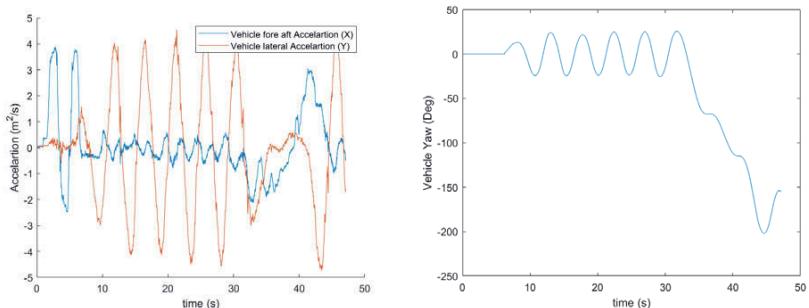


Fig. 2: Model's input for simulation of the slalom drive including initial acceleration (2-8s) one series of slaloms (8-32s), and turn (32-45s) to the opposite direction: Vehicle fore-aft and lateral acceleration (Left) and Vehicle Yaw angle (right).

3. Results

Neck only

With the default settings (neck activation control gain=1) there is a modest agreement between the head-neck response and the experimental data (Figure 3). The model overestimated head lateral motion above 2 Hz and underestimated head roll. Best results were obtained reducing the head orientation control gains to only 10% of the default value (the neck activation control gain = 0.1). In this case the head orientation was controlled in space for roll, pitch and yaw.

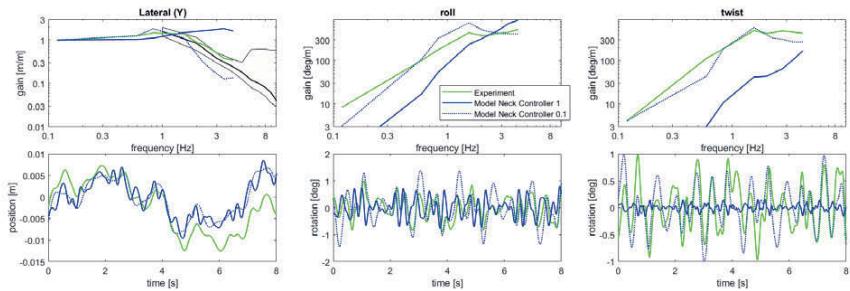


Fig. 3: Neck only model validated using data from [21] (green line), and corridors from a review by Paddan and Griffin [22] (black lines).

Slalom

Model's head, trunk and pelvis acceleration response to the sickening drive (for both cases of controlling head relative to reference space and locally relative to trunk) was compared against the participant's kinematic data which was experimentally measured (Figure 4&5). Results show fair agreement for both controllers between the model's output and the measured accelerations for fore-aft (X) and lateral (Y) (Figure 4). The range of trunk roll is around 8-10 degrees in the model, while the experiment shows marginal trunk roll. Trunk stabilisation will be studied further in motion platform tests with compliant seats. We also simulated this scenario with passive legs (leg activation control reduced from 1 to 0). Without active legs the lateral pelvis motion was much too high and the model fell from seat. Therefore all the simulations have been done with leg active control set to one. A seat back friction of 1.3 was needed to achieve the current realistic trunk motion which can be justified as the mat used in the actual experiment imposed a high friction surface. The selected head control parameters have no relevant influence on translational head acceleration in this low frequency motion scenario (Figure 4), which is not surprising as the dominant motion frequency is 0.2 Hz and the seat to body and head transmission gain at such low frequencies is close to one (see Figure 3 for neck

to head transmission and Paddan and Griffin [24] for a review of experimental studies). However, the head-neck control strongly affected head rotations. In the slalom the best results were obtained with a neck activation parameter of 0.6 which predicts head roll and twist quite well (Figure 5).

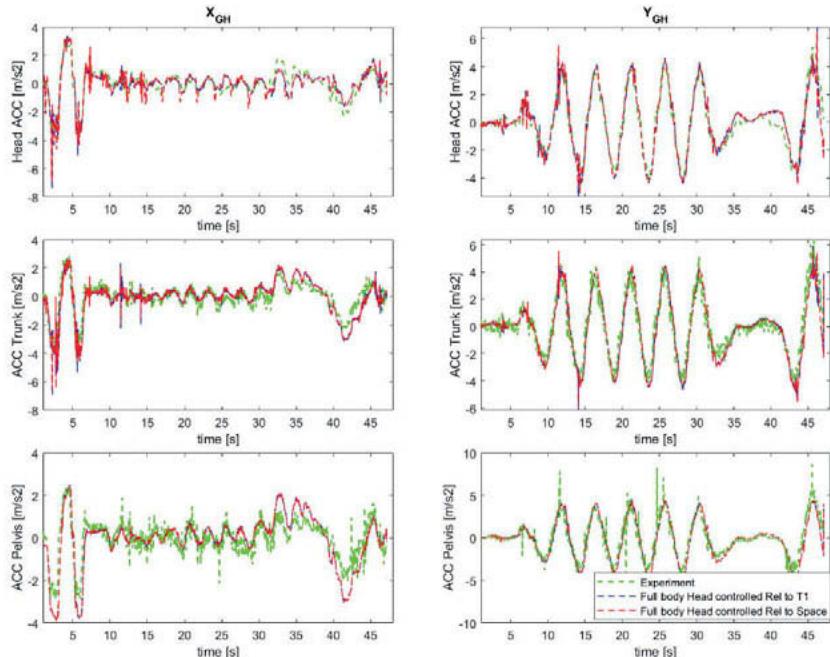


Fig. 4: Slalom. Model's prediction of head, trunk and pelvis acceleration in fore-aft and lateral directions (Blue Line for head orientation controller relative to T1, Red line head orientation controller relative to space) against the measured kinematics (Green line).

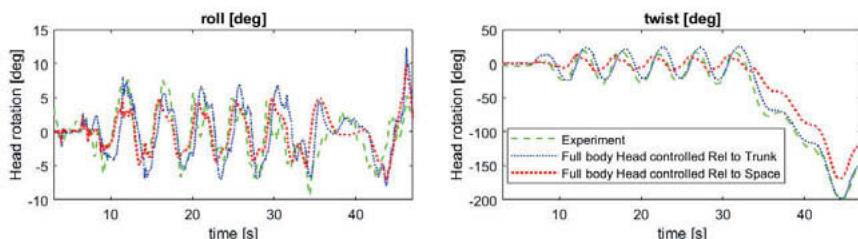


Fig. 5: Slalom. Model's prediction of head orientations (Blue Line for head orientation controller relative to Trunk, Red line head orientation controller relative to space) against the measured kinematics (green line). (For more clear figures, trends were removed from all data.)

4. Discussion

To our knowledge, this is the first full body model suitable for simulating lateral perturbations in dynamic driving. Results show that the model can predict the head response due to lateral perturbations fairly well. The lateral neck only validation shows a good prediction for both head translational acceleration and head orientations in roll and twist in the frequency domain (Figure 3). The predicted head motions from the simulated slalom experiment also match with the measured data. Head translational accelerations in fore-aft and lateral (X and Y) were predicted quite accurately as compared to the measured accelerations (Figure 4). However neck control parameters estimated for the motion platform tests did not well predict the slalom and higher feedback gains were needed to capture head rotations in the slalom.

Slalom results showed a modest agreement between the head orientations computed by the model and the measured ones. Both head controllers were successful in stabilizing the head. It seems that the head rotation controller relative to trunk best predicts head orientations for yaw. In this experiment trunk motions were close to vehicle motions so this could equate to a head in vehicle control strategy for yaw which could be realised using visual feedback. For head roll both control strategies show reasonable results which is not surprising as modest trunk roll in space was observed in this test. We will further explore these controllers in the future studies also using data without external view and data during motion sickness development. It should be also mentioned that head pitch response with the controller relative to the global coordinate system was not fitting well (not plotted). We speculate that the limitation of the model in prediction of head pitch response is due to the seat human interaction. Despite the actual measure pelvis pitch orientation, model's pelvis's pitch response is bumpy with apparently the same frequency of head's pitch. It seems that the instability is caused in the seat and amplified in the head response. We expect that this problem can be solved by modifying the seat characteristics in the model.

There is room for improving other responses of head in the full body model. The model can be improved by manipulating neck feedback gain controllers separately for different degrees of freedom. As shown in figure 3, these factors need to be optimized separately for each degree of freedom for a perfect fit with the experimental data.

The fact that the model without an active leg control would fall down from the seat shows the relevance of the legs in lateral body stabilisation. We noticed leg's importance in lateral balance in the sickening drive experiment that we mentioned in the methods section. The effects of active leg control on the postural stabilization will be further investigated in our future studies.

The current slalom proved not very sensitive to the seat compliance as implemented, and a simple seat geometry was implemented using ellipsoids. Further experiments with advanced seats, a wider motion frequency range, and perturbations in x,y,z directions will enable refinement of seat modelling techniques and further study of postural stabilisation of seated vehicle users. In these tests muscle activity in legs, trunk and neck will be used to capture coordinated full body stabilisation.

5. Acknowledgment

The research was supported by Toyota Motor Corporation and the project I-AT Interreg Automated transport.

6. References

- [1] Happee, R., E. de Brujin, P.A. Forbes, P. van Drunen, J.H. van Dieën, and F.C.T. van der Helm, *Neck postural stabilization, motion comfort, and impact simulation*, in *DHM and Posturography*. 2019, Elsevier. p. 243-260.
- [2] Happee, R. *Motion Comfort of Automated Driving - a Biomechanical Modelling Approach in Humanschwingungen 2018*. 2018. Würzburg/Germany: VDI.
- [3] Kim, T.-H., Y.-T. Kim, and Y.-S. Yoon, *Development of a biomechanical model of the human body in a sitting posture with vibration transmissibility in the vertical direction*. International Journal of Industrial Ergonomics, 2005. **35**(9): p. 817-829.
- [4] Nawayseh, N. and M.J. Griffin, *A model of the vertical apparent mass and the fore-and-aft cross-axis apparent mass of the human body during vertical whole-body vibration*. Journal of Sound and Vibration, 2009. **319**(1-2): p. 719-730.
- [5] Cho, Y. and Y.-S. Yoon, *Biomechanical model of human on seat with backrest for evaluating ride quality*. International Journal of Industrial Ergonomics, 2001. **27**(5): p. 331-345.
- [6] Teng, T., F. Chang, and C. Peng, *Analysis of human body response to vibration using multi-body dynamics method*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 2006. **220**(3): p. 191-202.
- [7] Desai, R., A. Guha, and P. Seshu, *Multibody biomechanical modelling of human body response to direct and cross axis vibration*. Procedia computer science, 2018. **133**: p. 494-501.
- [8] Mohajer, N., H. Abdi, S. Nahavandi, and K. Nelson, *Directional and sectional ride comfort estimation using an integrated human biomechanical-seat foam model*. Journal of Sound and Vibration, 2017. **403**: p. 38-58.
- [9] Wu, J. and Y. Qiu, *Modelling of seated human body exposed to combined vertical, lateral and roll vibrations*. Journal of Sound and Vibration, 2020: p. 115509.
- [10] Notomi, M. and J. Rasmussen, *Musculoskeletal computational analysis of the influence of car-seat design/adjustment on fatigue-induced driving*. in *2011 Fourth International Conference on Modeling, Simulation and Applied Optimization*. 2011. IEEE.
- [11] Li, W., M. Zhang, G. Lv, Q. Han, Y. Gao, Y. Wang, Q. Tan, M. Zhang, Y. Zhang, and Z. Li, *Biomechanical response of the musculoskeletal system to whole body vibration using a seated driver model*. International Journal of Industrial Ergonomics, 2015. **45**: p. 91-97.

- [12] Wang, X., L. Savonnet, I. Theodorakos, G. Beurier, and S. Duprey, *Biomechanical human models for seating discomfort assessment*, in *DHM and Posturography*. 2019, Elsevier. p. 643-656.
- [13] Verver, M., J. van Hoof, C. Oomens, N. Van De Wouw, and J.S. Wismans, *Estimation of spinal loading in vertical vibrations by numerical simulation*. Clinical biomechanics, 2003. **18**(9): p. 800-811.
- [14] Kim, E., M. Fard, and K. Kato, *A seated human model for predicting the coupled human-seat transmissibility exposed to fore-aft whole-body vibration*. Applied Ergonomics, 2020. **84**: p. 102929.
- [15] Happee, R., M. Hoofman, A.J. van den Kroonenberg, P. Morsink, and J. Wismans, *A mathematical human body model for frontal and rearward seated automotive impact loading*. SAE Technical Papers, 1998.
- [16] Happee, R., P. Morsink, and J. Wismans, *Mathematical human body modelling for impact loading*. SAE Technical Papers, 1999.
- [17] Broos, J. and R. Meijer. *Simulation method for whiplash injury prediction using an active human model*. in *2016 IRCOBI Conference Proceedings - International Research Council on the Biomechanics of Injury*. 2016.
- [18] Meijer, R., J. Broos, H. Elrofai, E. De Brujin, P. Forbes, and R. Happee. *Modelling of bracing in a multi-body active human model*. in *2013 IRCOBI Conference Proceedings - International Research Council on the Biomechanics of Injury*. 2013.
- [19] Meijer, R., C. Rodarius, J. Adamec, E. Van Nunen, and L. Van Rooij, *A first step in computer modelling of the active human response in a far-side impact*. International Journal of Crashworthiness, 2008. **13**(6): p. 643-652.
- [20] Meijer, R., E. Van Hassel, J. Broos, H. Elrofai, L. Van Rooij, and P. Van Hooijdonk. *Development of a multi-body human model that predicts active and passive human behaviour*. in *2012 IRCOBI Conference Proceedings - International Research Council on the Biomechanics of Injury*. 2012.
- [21] Forbes, P.A., *Heads Up - Sensorimotor Control of the Head-Neck System. PhD thesis*. 2014, Delft University of Technology.
- [22] Irmak T, P.D., Pool, D.M., Happee R. , *Investigation of Objective and Subjective Responses to Motion Sickness:: The Group and the Individual*. . In preparation.
- [23] Irmak T, P.D., Bos JE, Happee R, *Validation of existing perception models within the context of motion sickness* . , in *Congress on Motion Sickness*. 2019: Akureyri, Iceland, .
- [24] Paddan, G.S. and M.J. Griffin, *A review of the transmission of translational seat vibration to the head*. Journal of Sound and Vibration, 1998. **215**(4): p. 863-882.

Objektivierung des automatisierten Fahrens

Betrachtung des Untersuchungsraums Autobahn

C. Pethe, B. Reuber, F. Krauns, apl. Prof. Dr.-Ing. **R. Henze**,
Prof. Dr.-Ing. **F. Küçükay**, Institut für Fahrzeugtechnik,
Technische Universität Braunschweig

Kurzfassung

Die vorliegende Ausarbeitung stellt eine Methode zur Anwendung eines klassischen Objektivierungsansatzes auf übergeordnete Fragestellungen bezüglich der kundenorientierten Applikation höherautomatisierter Fahrfunktionen vor. Dabei wird ganzheitlich auf eine Real-fahrtstudie eingegangen, die zur Untersuchung einer hochautomatisierten Autobahnfunktion durchgeführt wurde. Es wird gezeigt, dass der subjektive Gesamteindruck eines Probanden, hinsichtlich des wahrgenommenen Komforts, mit objektiven Messgrößen korreliert. Ein Einfluss bestimmter Funktionsapplikationen auf das subjektive Komfortempfinden ist damit objektiv abschätzbar.

1. Einleitung

Die technische Entwicklung höherautomatisierter Fahrfunktionen schreitet stetig voran. Zur Herstellung der Serienreife solcher Funktionen sind darüber hinaus jedoch vielfältige weitere Fragestellungen zu beantworten. Dazu gehören einerseits die funktionale Absicherung, die aufgrund der hohen System- und Anwendungsfallkomplexität deutlich aufwändiger ist als bei heutigen assistierenden bzw. teilautomatisierten Fahrerassistenzsystemen, sowie andererseits ethnische, juristische und politische Aspekte. Eine weitere wichtige Fragestellung betrifft die Applikation beziehungsweise Parametrierung der Funktionen und beschäftigt sich mit der Auslegung einer übergeordneten Fahrstrategie, mit dem Ziel, die Kundenakzeptanz in Form eines subjektiv komfortablen und sicheren Fahrerlebnisses zu steigern. Am Institut für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Braunschweig werden vielfältigste Aspekte des automatisierten Fahrens untersucht. Mit der Analyse des Nutzererlebnisses steht ein zentraler Aspekt des nächsten Entwicklungsschritts automatisierter Fahrfunktionen auf dem Weg zum Serieneinsatz im Fokus. Dafür steht mit dem TEASY III (Testing and Engineering of Automated driving SYstems) ein selbst konzipiertes und aufgebautes Forschungsfahrzeug zur Verfügung (vgl. Bild 1). Die vorliegende Ausarbeitung gibt exemplarisch einen Einblick in eine Studie zur ganzheitlichen Objektivierung einer hochautomatisierten Autobahnfahrfunktions-

on in einem komplexen Realfahrtszenario [REU20]. Die Objektivierung und Auslegung des automatisierten Fahrens an Stadtkreuzungen untersucht [KRA19] anhand von Bewertungsstudien im realen Verkehr und auf einem Testgelände, wobei ähnliche Methoden wie auf der Autobahn eingesetzt werden.

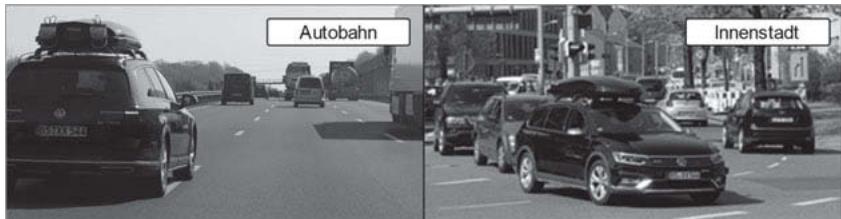


Bild 1: Forschungsfahrzeug TEASY III

2. Stand der Forschung

Die Objektivierung, also die Quantifizierung subjektiver Eindrücke mit Hilfe objektiver Daten, ist ein elementarer Bestandteil der Fahrzeugentwicklung und wird in vielfältigsten Anwendungsbereichen eingesetzt. Diese erstrecken sich von grundlegenden Fragestellungen, wie z.B. statischer Sitzkomfort [HAR06] oder Wankdynamik [WEN15] über die Auslegung und kundenoptimale Adaption von Fahrerassistenzsystemen [PAW19], auch unter Berücksichtigung des situativen Fahrerleistungsvermögens [PIO15], bis hin zur Analyse und Bewertung höherautomatisierter Fahrfunktionen. Moon et al. [MOO18] führten beispielsweise eine Akzeptanzstudie hinsichtlich automatisierter Spurwechsel durch, während Oschlies [OSC19] sich mit der komfortoptimalen Fahrzeugquerregelung beschäftigt. Mit zunehmender Automatisierung der Fahraufgabe wird dem Insassen der Raum für fahrfremde Tätigkeiten eröffnet. Deren Einfluss auf die fahrstilinduzierte Komfortwahrnehmung beim hochautomatisierten Fahren untersucht Festner [FES19]. Ein allgemein präferierter Fahrstil höherautomatisierter Fahrfunktionen wird in [BEL18] simulativ untersucht.

3. Objektivierung im Untersuchungsraum Autobahn

3.1 Fahrfunktion

Zur Durchführung der Objektivierungsstudie wurde eine hochautomatisierte Fahrfunktion entwickelt und auf dem Forschungsfahrzeug implementiert. Der Autobahnpilot ist in der Lage, dem Insassen die Fahraufgabe während einer Autobahnfahrt bis zu einer Geschwindigkeit von 130km/h vollumfänglich abzunehmen, wobei die Anwendungsbereiche Auf-, Normal- und Ausfahrt abgedeckt werden. Mit Hilfe eines eigens entwickelten HMI, welches auf der Multifunktionsanzeige in der Mittelkonsole des Fahrzeugs angezeigt wird, wird der Insasse fortwährend über den aktuellen Systemstatus informiert.

Zur Umsetzung der Fahrfunktion wurde eine modulare Systemarchitektur aufgebaut, die in Bild 2 dargestellt ist. Am Versuchsfahrzeug werden Signale des Fahrzeuggussystems sowie der zusätzlich verbauten Laserscanner abgegriffen und in einem 360°-Umfeldmodell fusioniert. Die einzelnen Module der Handlungsplanung (Auffahrt, Normalfahrt, Ausfahrt) nutzen dieses Modell in Kombination mit hochgenauen Karteninformationen für eine anwendungsbereichsorientierte Situationsanalyse und leiten daraus Handlungentscheidungen in Form einer Fahrstrategie ab. Die Fahrstrategie wird anschließend in der Trajektorienplanung in Fahrzeugführungsgrößen übersetzt, welche letztlich in der Regelung in konkrete Stellsignale für die Längs- und Querführungsaktorik des Fahrzeugs überführt werden.

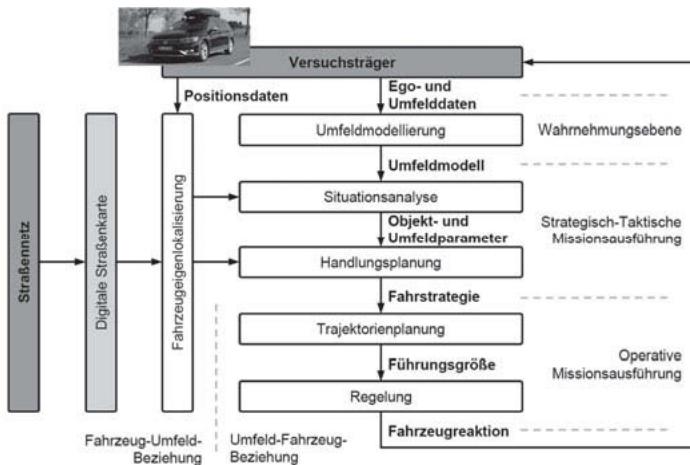


Bild 2: Systemarchitektur des Autobahnfahrers ([PET19] in Anlehnung an [REU18])

Für die Objektivierungsstudie wurden drei Funktionsvarianten des Autobahnfahrers erzeugt. Ausgehend von einer Basis- wurden eine Komfort- und eine Sport-Applikation parametriert. Die varierten Funktionsparameter finden sich dabei ausschließlich in den Modulen Handlungsplanung und Trajektorienplanung wieder. Adaptiert wurden dabei zum einen Dynamikgrößen und zum anderen Grenz- und Schwellwerte für die Entscheidungsfindung. So liegt exemplarisch die maximal zulässige Längsbeschleunigung beim Auffahren bei $0,65\text{m/s}^2$ (Komfort), $1,0\text{m/s}^2$ (Basis) oder $1,3\text{m/s}^2$ (Sport), während der notwendige Mindestabstand zu einem vorausfahrenden Fahrzeug beim Einfädeln auf den rechten Fahrstreifen zur Vorbereitung eines Ausfahrtmanövers 2,0s (Komfort), 1,8s (Basis) beziehungsweise 0,5s (Sport) beträgt. Die zur Variantenerzeugung definierten Funktionsparameter sind zusammengefasst:

- Zulässige Zeitlücken und Time to Collision

- Beschleunigungs- und Verzögerungszeitpunkte
- Maximale Beschleunigungen und Verzögerungen
- Beschleunigungs- und Verzögerungsverteilung
- Spurwechselzeitpunkte und Spurwechseldauer
- Zielgeschwindigkeiten
- Objektrelevanzbereiche

3.2 Objektivierungsmethodik

Das methodische Vorgehen [REU20] bei der Objektivierung des Autobahnpiloten ist in Bild 3 dargestellt. Die durch Variation ausgewählter Funktionsparameter der Handlungs- und Trajektorienplanung erzeugten Applikationen bilden die Grundlage für die Erhebung subjektiver Bewertungen und objektiver Messdaten.

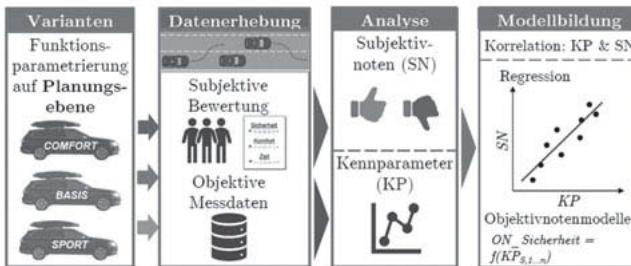


Bild 3: Objektivierungsmethodik

Dazu werden die Varianten den einzelnen Probanden in einer bestimmten Reihenfolge (vgl. Abschnitt 3.3.1) in einem gleichbleibenden Fahrszenario präsentiert. Die erhobenen Rohdaten werden zunächst analysiert und aufbereitet. Dazu gehört eine Trendbereinigung der Subjektivbewertungen nach Neumann [FAH07], während die objektiven Messdaten zur Berechnung von Kennparametern herangezogen werden. Die Prüfung der Daten auf Normalverteilung erfolgt mit Hilfe eines Quantile-Quantile-Diagramms [ECK16]. Die einzelnen Probanden geben ihre Bewertung unter Umständen mit unterschiedlichen Referenzniveaus und unterschiedlicher Spreizung ab. Um dennoch eine hohe Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten, werden diese auf den Mittelwert und die Standardabweichung der Gesamtstichprobe vereinheitlicht. Mit Hilfe des Ausreißertests nach Dean-Dixon [LOH12] werden subjektive und objektive Daten abschließend auf systematisch signifikant abweichende Datenpunkte geprüft, und anschließend um diese bereinigt. Im letzten Schritt wird ein Regressionsmodell auf Basis der Korrelation subjektiver Bewertungen und objektiver Kennparameter abgeleitet.

3.3 Datenaquise

3.3.1 Subjektivbewertung

Versuchspersonenauswahl

Für die Objektivierungsstudie wurden 16 Probanden zwischen 21 und 29 Jahren mit einem Durchschnittsalter von 25,4 Jahren ausgewählt. Damit wurde gezielt ein junges, technikaffines Publikum angesprochen, da eine repräsentative Abbildung der Gesamtbevölkerung aufgrund der eingeschränkten Testgeländenutzung nicht möglich war. Der Anteil weiblicher Probanden betrug 12,5%. Alle Versuchspersonen verfügen über einen PKW-Führerschein. In einer Vorabbefragung wurde ermittelt, dass die mittlere jährliche Fahrleistung bei rund 13.000km liegt, wobei in der Gruppe der Kfz-Besitzer (56%) bis zu 30.000km erzielt werden. Der Anteil an Autobahnfahrten an der Fahrleistung der Probanden beträgt 47%, wobei 75% der Versuchspersonen ihren Fahrstil als „durchschnittlich“ einstufen („schonend“: 0%; „sportlich“: 25%). Die eigenen Kenntnisse hinsichtlich Fahrerassistenzsysteme und automatisierten Fahrens schätzen 62,5% der Teilnehmer als „durchschnittlich“ ein („erweitert“: 31,25%; „Experte“: 6,25%).

Fahrsszenario

Die einzelnen Applikationsvarianten werden den Probanden in einem gleichbleibenden Fahrsszenario auf einer Teststrecke präsentiert, die hinsichtlich Fahrspurmarkierungen, Spurbreiten und Randbebauung an eine Autobahn angelehnt ist. Das Szenario besteht aus vier Teilen, die Bild 4 entnommen werden können.

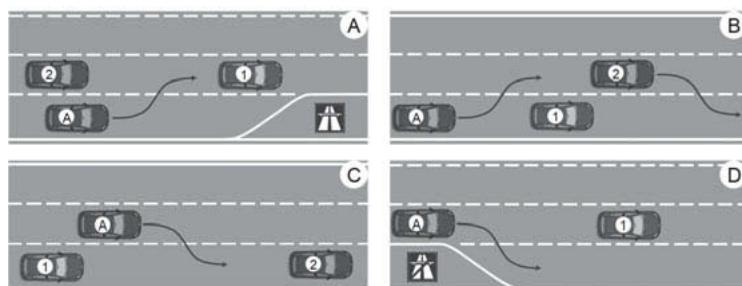


Bild 4: 4-teilige Fahrsszenario zur Erfassung der Subjektivbewertungen

Teilszenario **A** adressiert einen Einfädelvorgang an einer Autobahnauffahrt. Hierbei muss das automatisierte Fahrzeug A seine Geschwindigkeit derart anpassen, dass es unter Berücksichtigung definierter Sicherheitsabstände in die Lücke zwischen den anfänglich schneller fahrenden Fahrzeugen 1 und 2 einscheren kann. Nach dem Einfädeln von Fahrzeug A wechselt Fahrzeug 2 auf die mittlere Fahrspur, beschleunigt, überholt die Kolonne und simu-

liert so ein schnelleres Fahrzeug auf der linken Nachbarspur von Fahrzeug A. Teilszenario **B** bildet einen automatisierten Überholvorgang einschließlich Entscheidungsfindung, Spurwechselausführung und Beschleunigung ab, bei dem das automatisierte Fahrzeug das Fahrzeug 1 überholt, um seine Wunschgeschwindigkeit von 130km/h erreichen zu können. Aufgrund der vorausliegenden Ausfahrt ist ein strategischer Spurwechsel auf die rechte Fahrspur nötig. Im Teilszenario **C** muss das automatisierte Fahrzeug dazu eine Geschwindigkeitsreduktion vornehmen, um unter Einhaltung definierter Sicherheitsabstände in die langsamere Lücke zwischen den Fahrzeugen 1 und 2 auf der rechten Spur einzuscheren. Teilszenario **D** enthält den Spurwechsel auf den Ausfädelungsstreifen. Die Teilszenarien **A-D** werden ohne Unterbrechung nacheinander gefahren, sodass insgesamt eine durchgängige Autobahnfahrt abgebildet wird.

Ablauf

Die drei Applikationen werden den Versuchspersonen nacheinander im oben vorgestellten Autobahnszenario präsentiert. Um Vorprägungen auszuschließen erhalten die Probanden im Vorfeld keinerlei Informationen über die Anzahl und die Ausprägung der einzelnen Funktionsvarianten. Insgesamt absolviert jede Versuchsperson fünf Fahrten. Die erste, dritte und fünfte Fahrt werden dabei in Basis-Applikation durchgeführt, um so eventuelle Gewöhnungseffekte identifizieren zu können. Die Komfort- und Sport-Varianten werden in der zweiten bzw. vierten Fahrt präsentiert, wobei die Reihenfolge hier mit jeder Versuchsperson wechselt, um einen eventuellen Einfluss der Reihenfolge auf die Bewertung zu identifizieren. Dieses Vorgehen ist in Bild 5 schematisch dargestellt.

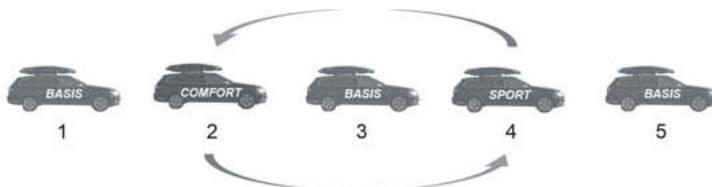


Bild 5: Bewertungsreihenfolge der Autobahnpilotvarianten für jede Versuchsperson

Die Bewertung der einzelnen Funktionsausprägungen erfolgt nach jeder Fahrt mit Hilfe eines spezifischen Fragebogens, wobei die erste Fahrt absolut und die weiteren Fahrten jeweils relativ zur vorherigen bewertet werden. Zur Quantifizierung der Subjektiveindrücke kommt eine siebenstufige verbalisierte Rating-Skala [BUB15, MEN14] zum Einsatz. Die erste absolute Bewertung erfolgt somit im Wertebereich 1...7, wohingegen den Probanden während den darauffolgenden relativen Bewertungen jeweils der Wertebereich -3...+3 zur Verfügung steht. Im Fokus der Befragung stehen dabei die übergeordneten Kriterien Komfort, Sicher-

heit, Gesamteindruck und Fahrtzeit. Somit haben die Versuchspersonen die Möglichkeit eine allgemeine Gefallensbewertung abzugeben, die der Komplexität der gezeigten hochautomatisierten Fahrfunktion gerecht wird. Um zu überprüfen, ob die einzelnen Versuchspersonen die o.g. Hauptbewertungskriterien wie intendiert interpretiert haben, werden weitere Bewertungskriterien mit ähnlichem Erklärungsgehalt festgelegt. Im Falle des Hauptbewertungskriteriums Komfort sind dies exemplarisch der wahrgenommenen Fahrfluss sowie das Wohlbefinden.

Subjektive Bewertung des Komforts

Bild 6 zeigt die aufbereiteten Ergebnisse der subjektiven Komfortbewertung über alle Versuchspersonen. Die Varianzanalyse ($F(2,45) = 145,1$ und $p < 0,001$) und der anschließend paarweise durchgeführte Post-hoc-Test bescheinigen eine signifikante Trennbarkeit der einzelnen Applikationen. Die Analyse des p-Werts im Post-hoc-Test bestätigt zudem den optischen Eindruck aus Bild 6, dass sich die Sport-Applikation hinsichtlich des subjektiven Komfortempfindens deutlich von der Komfort- ($p < 0,001$) bzw. der Basis-Applikation ($p < 0,001$) unterscheidet. Ebenfalls signifikant ist der Unterschied zwischen Komfort- und Basis-Applikation ($p < 0,001$), sodass insgesamt eine statistisch signifikante Trennbarkeit der Ergebnisse vorliegt.

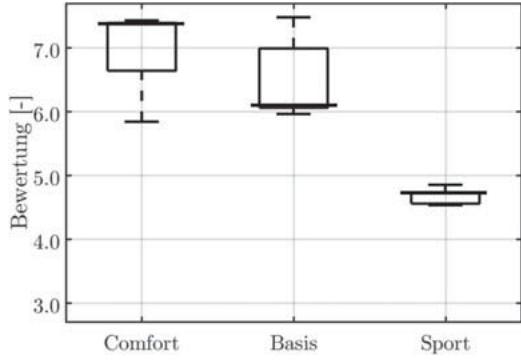


Bild 6: Subjektive Bewertungen des Komforts

3.3.2 Objektivdaten

Aus den aufgezeichneten Messdaten wurden 115 Kennparameter abgeleitet. Diese umfassen Mittelwert, Standardabweichung und Extrema der in Tabelle 1 aufgeführten Fahrzeugeigenbewegungs- und Fahrzeugumfeldgrößen, welche für die vier Segmente des Fahrszenarios ausgewertet werden.

Tabelle 1: Kennparameterkategorien

Fahrzeugeigenbewegung	Fahrzeugumfeld
Längs- und Quergeschwindigkeit	Abstand
Längs- und Querbeschleunigung	Relativgeschwindigkeit
Längs- und Querruck	Zeitlücke
Lateralposition (spurbezogen)	TTC

Die Güte der Kennparameter wird als Differenz aus 1 und dem Quotienten aus Mess- und Variantenvarianz beschrieben (sog. Quality-Index [HEN08]). 80 Kennparameter (~70%) weisen einen Quality-Index größer 0,7 auf und bieten demnach eine sehr gute Basis für die nachfolgende Objektivierung. Weiterhin wird die Interkorrelation zwischen den einzelnen Kennparametern untersucht. 60% der 6670 möglichen Kennparameterkombinationen weisen hierbei signifikante Werte größer 0,5 auf.

3.4 Regressionsmodell zur Objektivnotenermittlung

Aus den subjektiven Komfortbewertungen und den objektiven Kennparametern wird abschließend ein lineares Regressionsmodell abgeleitet. Um die Komplexität und Diversität einer hochautomatisierten Fahrfunktion auch im Regressionsmodell abbilden zu können, wird ein Ansatz mit vielen Kennparametern gewählt. Der dabei auftretenden Problematik hoher Interkorrelationen wird durch Anwendung der Faktorenanalyse entgegengewirkt. 59 Kennparameter korrelieren ausreichend ($>0,7$) stark mit der Subjektivbewertung, sodass nach weiterer Betrachtung des Quality-Index 50 davon in die Modellbildung eingehen. Nach Bewertung der erzeugten Faktoren mit dem Kaiser-Kriterium [BAC18] und anschließender Rotation ergibt sich das multiple lineare Regressionsmodell für die Objektivnotenermittlung hinsichtlich Komfort, wie in Bild 7 visualisiert.

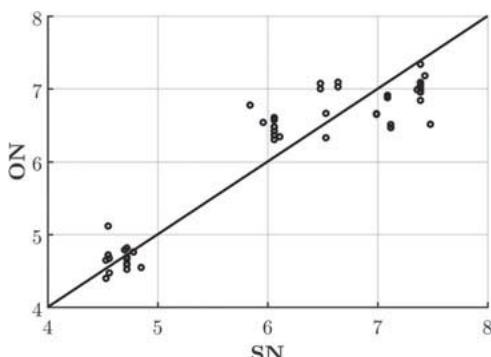


Bild 7: Multiples lineares Regressionsmodell für das Bewertungskriterium Komfort (SN - Subjektivnote; ON - Objektivnote)

Die zugehörigen Qualitätskriterien sind in Tabelle 2 zusammengefasst. Der Anteil der durch das Modell erklärten Gesamtvarianz liegt bei 86,51%, wobei der mittlere quadratische Fehler 0,1632 beträgt. Insgesamt liefert das Modell somit eine gute Beschreibung des Zusammenhangs.

Tabelle 2: Qualitätsindikatoren für das Regressionsmodell Komfort

Qualitätsindikator	Wert
Bestimmtheitsmaß R ²	0,8708
Korrigiertes Bestimmtheitsmaß R ² *	0,8651
Mittlerer quadratischer Fehler MSE	0,1632

4. Fazit

Die stetige Weiterentwicklung höherautomatisierter Fahrfunktionen von der grundsätzlichen technischen hin zu einer markttauglichen Reife ist durch vielfältigste Fragestellungen begleitet. Unter anderem ist die Frage nach einer kundenoptimalen übergeordneten Applikation solcher Fahrfunktionen zu beantworten. Dazu wurde in dieser Ausarbeitung eine Methode zur Anwendung eines klassischen Objektivierungsansatzes vorgestellt. Am Beispiel des, in einer Realfahrtstudie ermittelten, subjektiven Komfortempfindens während einer hochautomatisierten Autobahnfahrt wurde gezeigt, dass dieses gut durch ein Regressionsmodell beschreibbar ist, das aus Objektivdaten und Subjektivbewertungen abgeleitet wurde. Mit dem Regressionsmodell ist es möglich Tendenzen des subjektiven Komfortempfindens neuer Funktionsvarianten rein auf Basis objektiver Daten abzuschätzen. Für eine weitere Erhöhung der Aussagegüte ist die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf andere Personengruppen oder Fahrszenarien im Realverkehr zu untersuchen.

- [BAC18] BACKHAUS, K et al.: *Multivariate Analysemethoden*. Springer, 2018. ISBN 9783662566558
- [BEL18] BELLEM, H.: *Comfort in Automated Driving: Analysis of Driving Style Preference in Automated Driving*. Technische Universität Chemnitz, Dissertation, 2018.
- [BUB15] BUBB, H. et al.: *Automobilergonomie*. Springer, 2015. ISBN 9783834822970
- [ECK16] ECKSTEIN, P.: *Angewandte Statistik mit SPSS*. Springer, 2016. ISBN 9783658109172
- [FAH07] FAHRMEIR, L. et al.: *Statistik*. Springer, 2007. - ISBN 9783837620726

- [FES19] FESTNER, M.: *Objektivierte Bewertung des Fahrstils auf Basis der Komfortwahrnehmung bei hochautomatisiertem Fahren in Abhängigkeit fahrfremder Tätigkeiten*. Universität Duisburg-Essen, Dissertation, 2019.
- [HAR06] HARTUNG, J.: *Objektivierung des statischen Sitzkomforts auf Fahrzeugsitzen durch die Kontaktkräfte zwischen Mensch und Sitz*. Technische Universität München, Dissertation, 2006.
- [HEN08] HENZE, R.: *Objektivierung von Fahrdynamikeigenschaften*. Technische Universität Braunschweig, Institut für Fahrzeugtechnik, Interner Forschungsbericht, 2008.
- [KRA19] KRAUNS, F. et al.: *Objectification of Automated Driving at Intersections*. Proceedings of the 5th International Symposium on Future Active Safety Technology toward Zero Accidents. Blacksburg, VA, USA, 2019.
- [LOH12] LOHNINGER, H.: *Dean-Dixon Ausreißertest*. In: *Grundlagen der Statistik* (2012). http://www.statistics4u.info/fundstat_germ/cc_outlier_tests_dixon.html. Abruf: 13.02.2020
- [MEN14] MENOLD, N.; BOGNER, K.: *Gestaltung von Ratingskalen in Fragebögen*. In: *SDM Survey Guidelines* (2014). https://www.gesis.org/fileadmin/upload/SDMwiki/Archiv/Ratingskalen_MenoldBogner_012015_1.0.pdf. Abruf: 12.02.2020
- [MOO18] MOON, C. et al.: *Investigation of objective parameters for acceptance evaluation of automatic lane change system*. In: *International Journal of Automotive Technology* 19 (2018), Feb, Nr. 1, 179–190. ISSN 1976–3832
- [OSC19] OSCHLIES, H.: *Komfortorientierte Regelung für die automatisierte Fahrzeugquerföhrung*. Springer, 2019. ISBN 3658252340
- [PAW19] PAWELLEK, T.: *Schriftenreihe des Instituts für Fahrzeugtechnik TU Braunschweig*. Bd.62: *Objektivierung von Abstandsregelstrategien*. 1. Auflage. Herzogenrath: Shaker, 2019. ISBN 9783844064476
- [PET19] PETHE, C.: *Konzeption und Implementierung einer Handlungsplanung für das automatisierte Fahren in Autobahnkreuzen*. Technische Universität Braunschweig, Masterarbeit, 2019.
- [PIO15] PION, O.: *Bestimmung des Fahrerleistungsvermögens zur Adaption von Fahrerassistenzsystemen*. Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2015.
- [REU18] REUBER, B. et al.: *Highly Accurate Map-based Path and Behavior Planning for Automated Urban Driving*. Version: 2018. IARIA. Barcelona, Spain, 2018.
- [REU20] REUBER, B.: *Kundenorientierte Systemapplikation eines Autobahnpiloten*. Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2020.
- [WEN15] WENZLIES, A.; LIENKAMP, M.; SCHWARZ, R.: *Beitrag zur Objektivierung der Wankdynamik eines Fahrzeugs mit aktiven Fahrwerkssystemen*. In: *VDI-Berichte 2241* (2015), Okt, 75-93. ISBN 9783180922416

Hand-Arm-Vibrationen durch Einzelstöße im Freizeitbereich als Abgrenzung zum Beruf – Beispiel Tennis

Hand-arm vibrations caused by isolated shocks in the leisure sector as a demarcation to the job – example tennis

Uwe Kaulbars, Fabian Haas,

Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung (IFA), Sankt Augustin;

Elke Ochsmann, Institut für Arbeitsmedizin, Universität Lübeck;

Hans Lindell, RISE (IVF), Schweden

Kurzfassung

Hand-Arm-Vibrationseinwirkungen durch Einzelstöße sind aus der Berufswelt beispielsweise bei Arbeiten mit Bolzensetzern und Druckluftnaglern oder Schmiedehämmern bekannt. Ob die für kontinuierliche Vibrationen zur Verfügung stehenden Mess- und Beurteilungsverfahren nach DIN EN ISO 5349-1 auch für isolierte Einzelstoß-Expositionen ausreichend sind, ist derzeit noch Gegenstand eines Forschungsprojektes. Um die Effekte konkurrierender Faktoren aus dem Freizeitbereich (z. B. Tennis, Golf) auszuschließen, wurden die Einwirkungen von Stößen messtechnisch erfasst. Am Beispiel der Freizeitaktivität Tennis wird die Vorgehensweise einschließlich der bei Einzelstoßmessungen erforderlichen Voruntersuchungen zur Festlegung der Messpunkte und der Ankopplung sowie der Eliminierung von Artefakten dargestellt. Die Praxismessungen wurden mit erfahrenen Spielern (Probanden) bei den Spiel-situationen „Aufschlag“, „Return Vorhand“ und „Return Rückhand“ durchgeführt.

Neben den üblichen Messgrößen der frequenzbewerteten Beschleunigung a_{hw} wurde die unbewertete a_h , bandbegrenzte Beschleunigung a_{hf} sowie die zusätzliche Frequenzbewertung a_{wp} nach ISO/TR 18570 ausgewertet.

Auf der Grundlage des derzeitigen Beurteilungsverfahren erfolgte eine orientierende Gefährdungsbeurteilung. Mir der Abschätzung eines typischen Belastungsszenarios kann eine Gesundheitsgefährdung durch alleinige Freizeitexposition nicht ausgeschlossen werden.

Abstract

Hand-arm vibration caused by isolated shocks is familiar from the occupational sphere, for example during work with stud guns and pneumatic nail drivers or forging hammers. Whether the existing methods for the measurement and assessment of continuous vibration in accordance with EN ISO 5349-1 [1] are also adequate for measuring and assessing isolated shock exposures is the subject of an ongoing research project. In order for confounding effects from the leisure sphere (e.g. tennis, golf) to be excluded, the effects of shocks were measured. With reference to the example of tennis as a leisure activity, the procedure is presented, including the preliminary studies required for isolated impact measurement, for determining the measurement points and coupling and for the elimination of artefacts. The field measurements were conducted on experienced players (test persons) in the scenarios of "serve", "return forehand" and "return backhand".

The unweighted a_h , the band-limited acceleration a_{hf} and the additional frequency weighting a_{wp} were evaluated in accordance with ISO/TR 18570 in addition to the usual measurement variable of the frequency-weighted acceleration a_{hw} .

An indicative risk assessment was performed based on the existing assessment method. A health risk presented by exposure in the leisure sphere alone cannot be excluded by assessment of a typical exposure scenario.

1. Einleitung

Hand-Arm-Vibrationseinwirkungen durch wiederholt auftretende Einzelstöße sind aus der Berufswelt, beispielsweise bei Arbeiten mit Bolzensetzern und Druckluftnaglern oder Schmiedehämmern bekannt.

Sie werden auch in Zusammensetzung mit anderen vibrierenden Geräten bei der Ermittlung von vibrationsbedingten Krankheiten genannt. Ob die für kontinuierliche Vibrationseinwirkungen (z. B. Motorkettensägen und Aufbruchhämmern) seit ca. 20 Jahren in DIN EN ISO 5349 [1] festgelegten Mess- und Beurteilungsverfahren auch Einzelstoß-Exposition ausreichend sind, ist derzeit Gegenstand des Forschungsprojektes SSHE (Einzelstöße auf das Hand-Arm-System durch Maschinen und Werkzeuge Exposition, Übertragung und gesundheitliche Effekte) [2 bis 4].

Auch im Freizeitbereich ist das Hand-Arm-System stoßartigen Belastungen z. B. beim Tennis, Golf oder Sportschießen ausgesetzt.

Verschiedene Studien, z. B. Hatze 1991 [5, 6] belegen Beschwerden und Erkrankungen bei Tennisspielern. Um die Effekte konkurrierender Faktoren aus dem Freizeitbereich

auszuschließen, wurde die Einwirkung messtechnisch erfasst. Nachfolgend wird die Vorgehensweise am Beispiel der Freizeitaktivität Tennis dargestellt.

2. Methode

2.1 Stand der Normung – Messgrößen

Die allgemeinen Anforderungen zur Messung, Bewertung und Beurteilung enthält DIN EN ISO 5349, in der auch die Frequenzbewertung und Bandbegrenzung (Bild 1) sowie die Bildung des Effektivwertes der frequenzbewerteten Beschleunigung und des Vibrationsgesamtwertes festgelegt sind. Der Anwendungsbereich ist jedoch auf periodische, stochastische und nichtperiodische Schwingungen begrenzt. Die Anwendung für Einzelstöße ist als „vorläufig“ gekennzeichnet.

In der Technischen Spezifikation DIN ISO/TS 15694 [7] werden verschiedene weiterführende Vorschläge dargelegt, wie bei der Messung und Bewertung von Einzelstößen vorzugehen ist. Unter anderem wird in dieser Technischen Spezifikation (TS) der Frequenzbewertungsfilter flat_h definiert. Der flat_h -Frequenzbewertungsfilter entspricht im Wesentlichen einer Bandbegrenzung zwischen 6,3 und 1250 Hz (Bild 1).

Der Technische Report ISO/TR 18570 [8] stellt das Frequenzbewertungsverfahren W_p vor. In diesem Report wird die Annahme getroffen, dass der W_p -Frequenzbewertungsfilter besser als der W_h -Frequenzbewertungsfilter geeignet ist, um die Gefährdung für die Entstehung eines vibrationsbedingten vasospastischen Syndroms (VVS) zu beschreiben. Der W_p -Frequenzbewertungsfilter entspricht im Wesentlichen einer Bandbegrenzung zwischen 20 und 400 Hz (Bild 1).

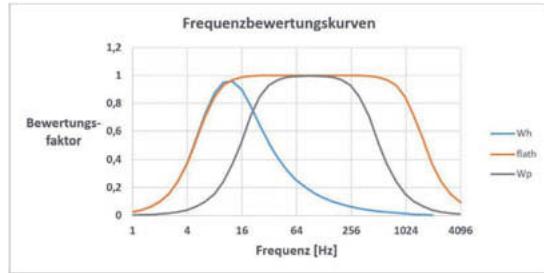


Bild 1: Bewertungsfaktoren w_h , $flat_h$ und w_p für Hand-Arm-Vibrationen über die Frequenz gemäß DIN EN ISO 5349-1, DIN ISO/TS 15694 und ISO/TR 18570

In den nachfolgenden Untersuchungen wurden die drei unterschiedlichen Frequenzbewertungen auf die gemessenen Beschleunigungssignale angewendet. Da jedoch nur für die W_h -Frequenzbewertung der DIN EN ISO 5349 – Beurteilungsverfahren mit entsprechenden Auslöse- und Grenzwerte definiert sowie eine hohe Zahl an Vergleichswerten aus der Berufswelt bekannt sind, erfolgt die Einordnung der Vibrationsbelastungen in der Freizeitaktivität anhand des Vibrationsgesamtwertes a_{hv} .

Weitere Kenngrößen nach DIN EN ISO/TS 15694 wie beispielsweise im IFA - Report 5/2017 „Review of the International Expert Workshops 2015 in Beijing“ [9] für die Arbeitsplatzmessungen dargestellt – wurden bisher nicht analysiert.

2.2 Voruntersuchungen

Aufgrund fehlender Festlegungen zur Auswahl geeigneter Sensoren, Messpunkte und einer resonanzfreien Ankopplung wurden unterschiedliche Voruntersuchungen durchgeführt. Bild 2 zeigt die für die Hauptuntersuchung gewählte Ankopplung. Der triaxiale Beschleunigeraufnehmer (PCB 35OB50) wurde über einen Adapter und Kabelbinder auf der Gummiummantelung des Schlägergriffes befestigt. Zur Kontrolle möglicher Kontaktresonanzen wurde ein einaxialer Sensor (B&K 3474) direkt auf die Schlägeroberfläche geklebt.

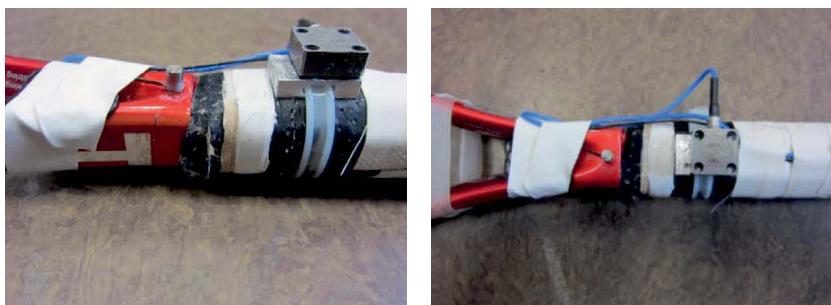


Bild 2: Vergleich unterschiedlicher Ankopplungen und Sensoren

2.3 Versuchsdurchführung

Der Versuchsaufbau und die Position der Aufnehmer zur Hand sind in Bild 3 dargestellt. Die Messrichtung Z ist orthogonal zur bespannten Fläche des Schlägerkopfes und damit beim idealen Aufschlag parallel Hauptschlagrichtung. Um die Vergleichbarkeit der Messwerte zu ermöglichen, wurde die Integrationsdauer für die Berechnung des Intervall-Effektivwertes auf

3 s festgelegt. Als praktikabel hat sich eine Triggerschwelle von 500 m/s² mit einer Vor- und Nachlaufzeit von 1,5 s erwiesen.

Aus der Vielzahl möglicher Spielsituationen wurden die ausgewählt, die erwartungsgemäß zu einer höheren Belastung führen:

1. Aufschlag,
2. Return mit Vorhand gespielt,
3. Return mit Rückhand gespielt.



Bild 3: Sensor und Handhaltung des Tennisschlägers

Die Probanden (Spieler) wurden instruiert, den Tennisschläger mit nur einer Hand zu führen und darauf zu achten, dass sich der Sensor beim Zeitpunkt des Ballkontakte auf der gegenüber liegenden Seite befindet. Bild 4 zeigt die Messsituation beim Return mit Rückhand gespielt.



Bild 4: Beispiel einer Messsituation (Rückhand)

3. Ergebnisse – Auswertung der Messungen

Die bei den praktischen Messungen durch die Kabelbewegungen und Sensorrauschen nicht vermeidbaren „Artefakte“ wurden vor der Mittelwertbildung eliminiert.

Die Auswertung erfolgte getrennt für jeden Probanden und der jeweiligen Spielsituation über zehn Wiederholungsmessungen.

Die Spielsituation „Return Vorhand“ zeigte bei allen Probanden die größten Vibrationseinwirkungen. Die Ergebnisse sind als Beispiel für die unterschiedlichen Auswertegrößen in Bild 5 zusammengefasst. Da zu den Auswertegrößen derzeit keine Beurteilungskriterien zur Verfügung stehen, wurde nur der Vibrationsgesamtwert a_{hv} wie folgt ermittelt:

Proband 1	$a_{hv} = 20,4 \pm 1,2 \text{ m/s}^2$
Proband 2	$a_{hv} = 17,0 \pm 1,5 \text{ m/s}^2$
Proband 3	$a_{hv} = 21,9 \pm 1,5 \text{ m/s}^2$
Mittelwert aller Probanden	$a_{hv} = 19,8 \pm 2,5 \text{ m/s}^2$

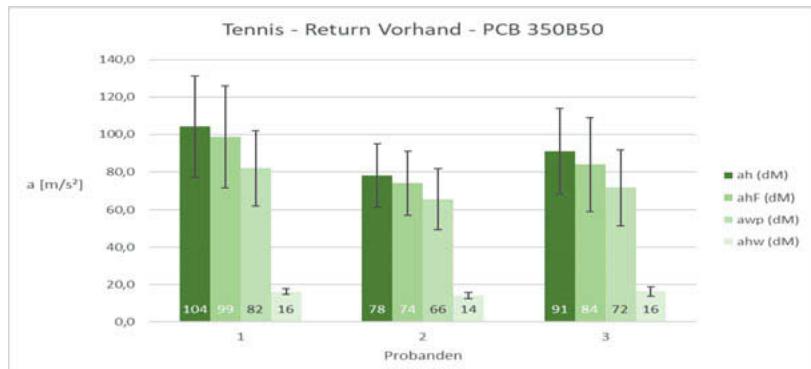


Bild 5: Alle Probanden über eine Messreihe gemittelten Effektivwerte der Auswertegrößen ($T = 3 \text{ s}$, dM = dominante Messrichtung) am Beispiel „Return Vorhand“

4. Gefährdungsabschätzung

Um eine orientierende Abschätzung der Gefährdung auf der Grundlage der existierenden Normen und der Auslöse- und Grenzwerte der Lärm-und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung [10] durchzuführen, sind neben den Vibrationswerten die Expositionszzeit bzw. die typische Anzahl von Schlägen abzuschätzen. In Bild 6 sind die Vibrationsgesamtwerte getrennt nach den untersuchten Spielsituationen und Probanden zusammengefasst.

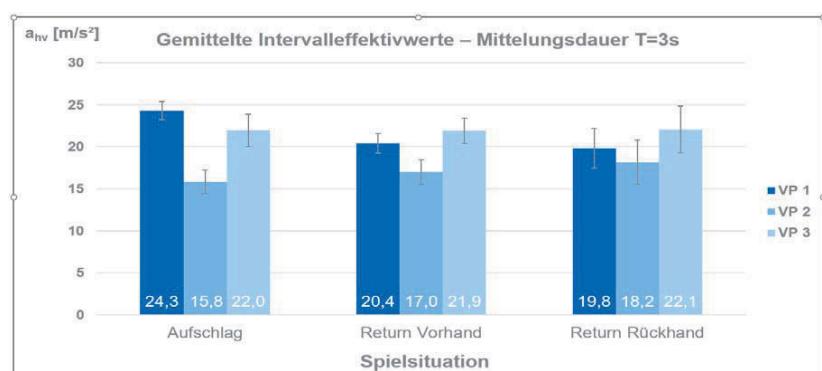


Bild 6: Mittelwerte mit Standardabweichung über alle Messreihen (VP = Proband)

In einer statistischen Untersuchung von Morante [11] wurden verschiedene Spielparameter zu zwölf Tennis – Matches der Herren von der Australian Open 2005 ausgewertet (Match Characteristics of Professional Singles Tennis). In dieser Untersuchung wurden von den zwölf Matches Durchschnittswerte zu verschiedenen Spielparametern, beispielsweise den effektiven Spielzeiten und der Anzahl der durchgeführten Schläge, berechnet. Die Einwirkungsdauern für die Gefährdungsbeurteilung dieser Arbeit werden auf Grundlage der Statistik von Morante für ein durchschnittliches professionelles Tennisspiel abgeschätzt.

Für die gemittelten Matches der Australian Open 2005 ergibt sich eine durchschnittliche Schlagfrequenz von 44 Schlägen pro Minute. Die durchschnittliche effektive Spielzeit wird mit 178,6 Sekunden pro Match angegeben. Aus diesen beiden Angaben kann die durchschnittliche Anzahl der Schläge pro Match abgeleitet werden. In Folge ergeben sich durchschnittlich 131 Schläge pro Match ($N_{\text{Schätz}}$). Bei einer Einwirkungsdauer T_i von drei Sekunden pro Schlag und 131 Schlägen pro Match ergibt sich insgesamt eine Einwirkungsdauer $T_{i, \text{Schätz}}$ von 393 Sekunden.

Tabelle 1 zeigt die abgeschätzten Belastungen für ein durchschnittliches professionelles Tennisspiel aus dem Jahr 2005. Da bei einem realen Tennisspiel mehr als nur eine bestimmte Spielsituation gespielt wird, erfolgt die Abschätzung der Belastung auf der Grundlage des für alle Spielsituationen zusammengefassten Vibrationsgesamtwertes a_{hv} von 20,2 m/s².

Es ist zu beachten, dass der für die Berechnung zugrundeliegende zusammengefasste Vibrationsgesamtwert a_{hv} von 20,2 m/s² nur für die Spielsituationen Aufschlag sowie Return (Vor- und Rückhand) gebildet wurde. In einem realen Tennisspiel werden jedoch weitere Schlagtechniken, beispielsweise der Lob, eingesetzt, die möglicherweise geringere Vibrationsbelastungen erzeugen.

Die exemplarische Abschätzung der Belastungen beim Tennis $A_{\text{Schätz}}(8)$ kann daher größer sein als die tatsächliche Vibrationsbelastung für die Tennisspieler.

Tabelle 1: Einwirkungsdauern und Anzahl der Vorgänge bis zum Erreichen der Auslöse- bzw. Grenzwerte und Abschätzung der Belastungen für ein Tennisspiel

Spielsituation	Berechnete Kennwerte					Abschätzung der Belastung		
	a_{hv} [m/s ²]	$T_{i, \text{Auslös}}$ [s]	$N_{\text{Auslös}}$	$T_{i, \text{Grenz}}$ [s]	N_{Grenz}	$T_{i, \text{Schätz}}$ [s]	$N_{\text{Schätz}}$	$A_{\text{Schätz}}(8)$ [m/s ²]
Aufschlag	20,7	421	141	1681	561			
Return Vorhand	19,8	460	154	1837	613			
Return Rückhand	20,0	150	150	1800	600			
Mittelwert	20,2	443	148	1771	591	393	131	2,36

Der Auslöse- bzw. Grenzwert wird beim Tennis nach 148 bzw. 591 Schlägen erreicht. Aus dem Vibrationsgesamtwert a_{hv} von 20,2 m/s² und der durchschnittlichen Einwirkungsdauer $T_{i, \text{Schätz}}$ von 393 Sekunden ergibt sich eine Tagesvibrationsexposition $A_{\text{Schätz}}(8)$ von 2,36 m/s². Dieses Ergebnis liegt knapp unterhalb des Auslösewertes von 2,5 m/s².

Die exemplarische Abschätzung der Belastungen bezieht sich auf ein professionelles Tennis-Match. Deutlich häufiger dürften die Spieler aber im Training gegenüber Stoßeinwirkungen exponiert sein. Dabei erscheint es wahrscheinlich, dass passionierte Spieler mehr als 141 Schläge ($N_{\text{Auslös}}$) in einem durchschnittlichen Training absolvieren und damit den Auslösewert überschreiten. Bei umfangreichen Trainingseinheiten kann mit 591 Schlägen auch der Grenzwert überschritten werden.

5. Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

Am Beispiel der Freizeitaktivität Tennis wurde die Messproblematik und die Vorgehensweise für die Messung von Einzelstößen aufgezeigt. Neben den für Hand-Arm-Vibration festgelegten Mess- und Beurteilungsgrößen werden auch für Einzelstoßbelastungen international vorgeschlagene Kenngrößen ermittelt.

Auf der Grundlage der für kontinuierliche Vibrationseinwirkung festgelegten Beurteilungsverfahren erfolgte eine orientierende Einschätzung der Gefährdung. Diese zeigt, dass die Gesundheitsgefährdung durch alleinige Freizeitexposition nicht ausgeschlossen werden kann.

Literaturangaben

- [1] DIN EN ISO 5349-1: Mechanische Schwingungen – Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen – Teil 1: Allgemeine Anforderungen (ISO 5349-1:2001); Deutsche Fassung EN ISO 5349-1:2001, Ausgabe 2001-12, Berlin: Beuth 2012.
- [2] Ochsmann, E.; Kaulbars, U.: Jobs with single shock exposures – an explorative approach, 14th International Conference on Hand-Arm Vibration, S. 89-90, 21-24 May 2019, Bonn. Hrsg.: Deutsche Gesetzliche Unfallversicherung (DGUV), Berlin 2019 (Sprache: EN).
- [3] Schäfer, N.; Dupuis, H.: Akute Wirkungen stoßhaltiger Schwingungen auf das Hand-Arm-System. Forschungsbericht HA 85-020 Humanisierung des Arbeitslebens. Deutschland: Fachinformationszentrum Karlsruhe 1985.
- [4] Haas, F.: Ermittlung der Hand-Arm-Vibrationseinwirkung durch Einzelstöße im Freizeitbereich als Abgrenzung zum Beruf. Masterarbeit Hochschule Bochum 2019.

- [5] Hatze, H.: The effectiveness of grip bands in reducing racquet vibration transfer and slipping. Official Journal of the American College of Sports Medicine 1991.
- [6] Gil, J. A., Kakar, S.: Hand and wrist injuries in tennis players, Published online: 27 April 2019, Springer Science+Business Media, LLC, part of Springer Nature 2019.
- [7] DIN ISO/TS 15694: Messung und Bewertung diskreter Stöße, die von handgehaltenen und handgeföhrten Maschinen auf das HandArmSystem übertragen werden (7/2004).
- [8] ISO/TR 18570: Mechanical vibration – Measurement and evaluation of human exposure to hand-transmitted vibration – Supplementary method for assessing risk of vascular disorders (8/2017).
- [9] Pitts, P. M.; Kaulbars, U.; Lindell, H.; Gretarsson, S. L.; Machens, M.; Brammer, A. J.; Yu, G.; Schenk, T.; Haas, F.: Hand-arm vibration: Exposure to isolated and repeated shock vibrations – Review of the International Expert Workshop 2015 in Beijing (Hand-Arm-Vibration: Expositionen gegenüber wiederholt auftretenden Einzelstößen – Review des International Expert Workshop 2015 in Peking). IFA Report 5/2017e. Hrsg.: Deutsche Gesetzliche Unfallversicherung (DGUV), Berlin 2017.
- [10] Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung (LärmVibrationsArbSchV) vom 6. März 2007. BGBl. I (2007), S. 261. Änderung: (BGBl. I S. 261), Artikel 3 der Verordnung vom 19. Juli 2010 (BGBl. I S. 960).
- [11] Morante, S.; Brotherhood, J.: Medicine & Science in Tennis. Match Characteristics of Professional Singles Tennis, S. 12 - 13.

Danksagung

Wir bedanken uns für die Unterstützung beim Tennisclub Siegburg Blau-Weiss e. V. und beim Lübecker Sportclub von 1999 e. V.

Einzelstoßexposition auf das Hand-Arm-System – Pilot zu physiologischen Effekten

Single shock exposure to the hand-arm-system – Pilot on physiological effects

Alexandra Corominas-Cishek, Jonathan Witte, Elke Ochsmann,
Universität zu Lübeck, Institut für Arbeitsmedizin, Prävention und BGM,
Lübeck;

Uwe Kaulbars,
Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung,
(IFA), Sankt Augustin

Kurzassung

Die berufliche Exposition gegenüber Einwirkungen von Einzelstößen, z.B. bei der Verwendung bestimmter Werkzeuge (Bolzenschussgeräte, Niethämmer usw.), ist hinsichtlich ihrer gesundheitlichen Auswirkungen auf die Arbeitnehmer noch nicht umfangreich untersucht worden. Es gibt Hinweise darauf, dass Maschinen und Werkzeuge mit nieder- und hochfrequenten stoßartigen Expositionsmustern negative gesundheitliche Auswirkungen auf die vaskulär-neuronale und muskuläre Komponente des Hand-Arm-Systems haben können, die ggf. sogar ungünstiger sind, als die durch eher „harmonische“ Schwingungen. Die Tatsache, dass die Häufigkeit dieser Aktivitäten unterschätzt wird und dass die durch diese Geräte verursachten Rückstöße in Bezug auf ihre schädlichen gesundheitlichen Auswirkungen unterschätzt werden, wurde bereits in der Vergangenheit von verschiedenen Autoren diskutiert [1], [2].

In dieser Studie wird untersucht, ob vorübergehende Veränderungen der Vibrations-Wahrnehmungsschwelle aus niederfrequenten Einzelschockvibrationen resultieren. Darüber hinaus untersucht diese Studie die Wiederherstellung von temporären Schwellenwertverschiebungen nach 15-minütiger Exposition mit Einzelstoß-Expositionen.

Methodisch wurde dabei die rechte Hand von 8 gesunden Probanden unter konstanten äußeren Bedingungen vier verschiedenen Expositions-Frequenzen (1Hz 4Hz, 20Hz und Random Signal) bei einer konstanten Expositionszeit von 5 Minuten ausgesetzt. Die 1Hz-, 4Hz- und 20Hz-Expositionen waren dabei klar als Einzelstoß-Expositionen zu definieren. Das

Random Signal wurde als Vergleichsexposition, die gut schwingenden Geräten am Arbeitsplatz entspricht eingesetzt. Vor und zwischen jeder Exposition wurde die Schwingungs-Wahrnehmungsschwelle bei 5 verschiedenen Frequenzen (8Hz, 32Hz, 125Hz, 250Hz, 500Hz) mit dem „Vibrosense Meter II“ (VibroSense Dynamics, Malmö, Schweden) gemessen.

Im Ergebnis stieg die Schwingungs-Wahrnehmungs-Schwelle nach jeder Exposition über das gesamte Messspektrum gleichmäßig an. Eine Rückkehr zum Ausgangsniveau nach einer 30 minütigen Pause wurde bei den Frequenzen 8Hz, 32Hz und 125Hz beobachtet, wurde aber bei den Frequenzen 250Hz und 500Hz nicht erreicht.

Änderungen der Schwingungswahrnehmungsschwelle scheinen eine kumulative Wirkung über die Zeit zu haben, selbst wenn zwischen den Expositionen Pausen gemacht werden.

Abstract

Occupational exposure to individual agents, e.g. when using certain tools (bolt guns, riveting hammers, etc.), has not yet been sufficiently studied in terms of its health effects on workers. There is evidence that machines and tools with low and high frequency shock-like exposure patterns can have adverse health effects on the vascular neuronal and muscular component of the hand arm system. The fact that the frequency of these activities is underestimated and that the recoils caused by these devices are underestimated in terms of their adverse health effects has therefore already been discussed by various authors in the past [1], [2].

This study evaluates if temporary changes in the vibrotactile perception threshold result from low frequency single shock vibration. In addition this study investigates the recovery of temporary threshold shifts after 15 min exposure with single shock stimulus.

The right hand of 8 healthy subjects were exposed to single shock vibration under the same conditions, with 4 different frequencies (1Hz, 4Hz, 20Hz and random signal) and a constant exposure time of 5 minutes. Before the single shock exposure and between each exposure the vibration perception threshold was measured on 5 different frequencies (8Hz, 32Hz, 125Hz, 250Hz, 500Hz).

The vibration perception threshold increased consistently throughout the measurement spectrum after each exposure. Recovery to baseline levels was seen in the 8Hz, 32Hz and 125Hz frequencies, but was not reached in the 250Hz and 500Hz frequencies.

Changes in the vibration perception threshold seem to have a cumulative effect over time, even when breaks are taken between exposures.

1. Einleitung und Ziel

Hand-Arm-Vibrationseffekte durch repetitive Einzelstöße sind bei verschiedenen beruflichen Tätigkeiten bekannt, z.B. bei der Arbeit mit Bolzenschussgeräten, Druckluftnaglern oder Schmiedehämmern. Man vermutet, dass die niederfrequente Einzelstoß-Exposition auf das Hand-Arm-System eine größere gesundheitliche Belastung des Hand-Arm-Systems darstellen könnte, als harmonische Vibrationen. Gesundheitliche Auswirkungen auf periphere Gefäße, periphere Nerven und Strukturen des Bewegungsapparates könnten dabei durch den Frequenzbereich der Einzelstoß-Expositionen beeinflusst werden [3].

Die Frequenz-Bewertung von Dauerschwingungen, wie sie z. B. durch Kettensägen emittiert werden, ist in der DIN ISO 5349 [4] schon seit längerem definiert, gilt bislang aber nur unter Vorbehalt auch für niederfrequente Einzelstoß-Expositionen. Die vorliegende Pilotstudie untersucht – unter Berücksichtigung bislang geltender Grenzwerte – den möglichen Einfluss von akuten Einzelstoß-Expositionen auf die physiologischen Parameter des Hand-Arm-Systems. Die vorliegende Auswertung bezieht sich dabei schwerpunktmäßig auf den „vibration perception threshold“, also die Vibrationsempfindungsschwelle.

2. Methoden

2.1 Probanden

Für die Studie wurden $N = 8$ gesunde junge Männer (23-35 Jahre) rekrutiert. Alle waren normalgewichtig, hatten keine Armverletzungen oder andere gesundheitliche Beschwerden im Hand-Arm-Bereich, keine aktiven Erkrankungen (orthopädische, neurologische oder rheumatologische) und nahmen keine Medikamente ein. Alle Teilnehmer waren Rechtshänder und Nichtraucher (bzw. Gering-Raucher ≤ 1 Packungsjahr).

Die Versuchspersonen wurden aufgefordert, 1 Stunde vor der experimentellen Exposition auf den Konsum von Koffein und auf Sport und 3 Stunden vor der Exposition auf Alkohol zu verzichten. Alle Expositionen wurden mit den Testpersonen im Stehen durchgeführt [Abb. 1].

2.2 Experimentelle Verfahren

Die Experimente wurden in zwei verschiedenen Räumen durchgeführt, die eine durchschnittliche Temperatur von 24 ($\pm 2^\circ\text{C}$) aufrechterhielten. Die Probanden wurden gebeten, leichte Innenkleidung mit einem kurzärmeligen Hemd zu tragen.

Die Probanden wurden verschiedenen Einzelstoßexpositionen und jeweils einer Random-Signal Exposition an einem elektrodynamischen Shaker ausgesetzt [Abb.1].

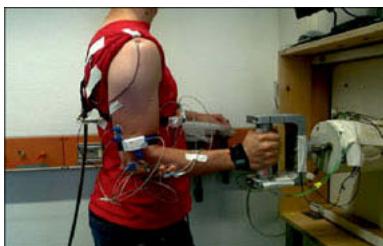


Abb. 1: Shaker (Stoßsimulation)

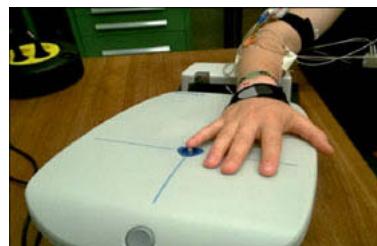


Abb. 2: Messung mit VibroSense II

Die Exposition der Teilnehmer betrug insgesamt 20 Minuten, die sich in vier Expositionen (4 x 5 Minuten) mit unterschiedlichen Einzelstoß-Frequenzen (1 Hz, 4 Hz, 20 Hz Burst-Signal) sowie einer zufälligen Vibrationsexposition (random signal) aufteilte [Abb. 3]. Der ahw-Wert aller Expositionen lag dabei konstant bei 10 m/s^2 .

Die Vibrationsempfindungsschwelle (VPT) wurde in einem Prätest-Posttest-Versuch der in einem benachbarten Raum stattfand mit dem Messgerät: VibroSense II (VSII, Schweden) bestimmt [Abb. 2].

Die Ausgangswerte wurden vor der Anbringung der Elektrode und der Beschleunigungssensoren erhoben, die expositions-bezogenen Messwerte nach jeder Stoßexposition am Shaker. Gemessen wurde an der palmaren Endphalanx der Finger DII und DV rechts (exponierte Hand).

Nach der letzten Einzelstoß-Exposition erfolgte eine 30-minütige Pause, um die Regeneration der Schwellwerte der Versuchsperson zu untersuchen [5].

Die mit dem VibroSense verwendeten Untersuchungsfrequenzen waren 8 Hz, 32 Hz, 125 Hz, 250 Hz und 500 Hz. Die gewählten Frequenzen wurden verwendet, um die Ergebnisse früherer experimenteller Studien zu erweitern. [5].



Abb.3: Ablauf der Exposition / VSII Untersuchungen

Die Übertragungswerte der Einzelstöße vom Shaker auf das Hand-Arm-System wurden akzelerometrisch an Handgelenk, Ellenbogen und Schulter aufgezeichnet.

Statistisch wurden nicht-parametrische Testverfahren bei verbundenen Stichproben und Spearman-Korrelationskoeffizienten analysiert.

2.3 Statistische Analysen

Für die quantitative statistische Analyse der Ergebnisse wurde die Software SPSS Statistics 25 (IBM, Armonk, USA) verwendet. Die Daten wurden mit dem Median als Maß für die zentrale Tendenz und dem Interquartil zusammengefasst. Die Range wurde als Maß für die Streuung herangezogen. Das Kriterium für die statistische Signifikanz war $p < 0,05$.

Jede Probe wurde mit dem Shapiro-Wilk-Test auf das Vorhandensein einer Normalverteilung getestet. Für die induktiven Analysen wurden nichtparametrische Tests verwendet. Vergleiche von verbundenen Proben, insbesondere Messverteilungen vor und nach den jeweiligen Stoßbelastungen, wurden mit dem Wilcoxon-Test für zwei verbundene Stichproben durchgeführt.

3. Ergebnisse

Der Vergleich zwischen VPT (Baseline-Wert und post-expositionell) ergab statistisch signifikante Unterschiede der VPT bei Dig. II und V bei Untersuchungsfrequenzen von 250 Hz ($p < 0,001$) und 500 Hz ($p < 0,001$). Differierende statistisch signifikante Ergebnisse zwischen den beiden Fingern (8 Hz, 125 Hz) sollen in einer weiteren Untersuchung genauer überprüft werden [Tab. 1].

Eine Rückkehr zur Baseline der VPT nach 30 Minuten Pause wurde bei den Frequenzen 8Hz, 32Hz und 125Hz realisiert. Bei den „neuen“ Untersuchungs-Frequenzen 250Hz und 500Hz konnte nach 30 min noch ein signifikanter Unterschied zur Baseline festgestellt werden, so dass nicht von einer Restitution ausgegangen werden kann [Tab. 2].

Auch die Korrelation zwischen Übertragungswerten und VPT-Ergebnissen liefert noch kein eindeutiges Bild. So korrelieren VPT-Ergebnisse sowohl mit Übertragungswerten des Ellenbogens, als auch des Handgelenks.

Tabelle 1: Ergebnisse des Wilcoxon-Tests für 2 verbundene Stichproben. Vergleich der Verteilung der Baseline-VPT mit der post-expositionellen VPT der 4 Simulationen.

	Dig. II		Dig. V	
8Hz	Baseline vs 1Hz	-	Baseline vs 1Hz	p = 0,039
	Baseline vs 4Hz	-	Baseline vs 4Hz	-
	Baseline vs 20 Hz	-	Baseline vs 20 Hz	p = 0,016
	Baseline vs RS	-	Baseline vs RS	p = 0,008
32Hz	Baseline vs 1Hz	-	Baseline vs 1Hz	-
	Baseline vs 4Hz	-	Baseline vs 4Hz	-
	Baseline vs 20 Hz	-	Baseline vs 20 Hz	-
	Baseline vs RS	p = 0,027	Baseline vs RS	p = 0,039
125Hz	Baseline vs 1Hz	-	Baseline vs 1Hz	-
	Baseline vs 4Hz	-	Baseline vs 4Hz	-
	Baseline vs 20 Hz	p = 0,027	Baseline vs 20 Hz	-
	Baseline vs RS	p = 0,020	Baseline vs RS	p = 0,027
250Hz	Baseline vs 1Hz	p = 0,004	Baseline vs 1Hz	p = 0,004
	Baseline vs 4Hz	p = 0,008	Baseline vs 4Hz	p = 0,004
	Baseline vs 20 Hz	p = 0,004	Baseline vs 20 Hz	p = 0,004
	Baseline vs RS	p = 0,008	Baseline vs RS	p = 0,008
500Hz	Baseline vs 1Hz	p = 0,016	Baseline vs 1Hz	p = 0,008
	Baseline vs 4Hz	p = 0,023	Baseline vs 4Hz	p = 0,016
	Baseline vs 20 Hz	p = 0,008	Baseline vs 20 Hz	p = 0,008
	Baseline vs RS	p = 0,008	Baseline vs RS	p = 0,008

Tabelle 2: Vergleich zwischen Baseline-VPT und Erholungsphase (VPT nach 30 Minuten)

Finger	Untersuchungsfrequenz				
	8 Hz	32 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz
D II	-	-	-	-	p = 0,023
D V	-	-	-	p = 0,004	p = 0,016

4. Zusammenfassung

Trotz Gesamtemissionen von $A(8) = 2,04 \text{ m/s}^2$, die unter dem Auslösewert der EU-Richtlinie 2002/44/EG von $2,5 \text{ m/s}^2$ und weit unter dem dort festgelegten Grenzwert von $5,0 \text{ m/s}^2$ lagen [6], gibt die Pilotierung Hinweise auf akute Effekte von nieder-frequenten Einzelstößen auf das Hand-Arm-System beim Vibrationsempfinden, die ggf. auch akkumulieren können.

Die Zusammenhänge zwischen Einzelstoß-Exposition und gesundheitlichen Effekten sind komplex. Für die Entwicklung von Präventionsmaßnahmen ist vor allem die Untersuchung größerer Kollektive notwendig.

Die vorliegende Pilotstudie wurde zur Vorbereitung einer größeren Hauptstudie durchgeführt, durch die weiterführende Informationen gewonnen werden.

Literaturangaben

- [1] Louda Rouskova H, Svoboda L, Muff V (1992) Disease and disorders resulting from hand-arm shocks. In: Dupuis H et al. (eds.) Proceedings, 6th International Conference on Hand-Arm Vibration, Bonn, 19-22 May 1992, pp. 271-277
- [2] Schenk T, Heine G (1992) Effects of shocks on the peripheral nervous system. In: Dupuis H et al. (eds.) Proceedings, 6th International Conference on Hand-Arm Vibration, Bonn, 19-22 May 1992, pp. 319-325
- [3] Krajnak, Kristine & Waugh, Stacey & Johnson, Claud & Miller, G & Xu, Xueyan & Warren, Chris & Dong, Ren. (2013). The Effects of Impact Vibration on Peripheral Blood Vessels and Nerves. Industrial health. 51. 10.2486/indhealth.2012-0193.
- [4] DIN EN ISO 5349-1: Mechanische Schwingungen – Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen - Teil 1: Allgemeine Anforderungen (ISO 5349-1:2001); Deutsche Fassung EN ISO 5349-1:2001, Ausgabe 2001-12, Berlin: Beuth 2012.
- [5] Burström, Lage & Lundström, Ronnie & Hagberg, Mats & Nilsson, Tohr. (2009). Vibrotactile Perception and Effects of Short-Term Exposure to Hand-Arm Vibration. The Annals of occupational hygiene. 53. 539-47. 10.1093/annhyg/mep027.
- [6] Rat der Europäischen Union (Hrsg.), Richtlinie über Mindestvorschriften zum Schutz von Sicherheit und Gesundheit der Arbeitnehmer vor der Gefährdung durch physikalische Einwirkungen (Vibrationen), 2008.

Systematische Literaturrecherche zu den akuten Effekten von Einzelstoß- und Vibrationsbelastungen des Hand-Arm-Systems

Systematic literature research on the acute effects of single shock and vibration exposure of the hand-arm-system

Elke Ochsmann, Alexandra Corominas-Cishek, Jonathan Witte,
Universität zu Lübeck, Institut für Arbeitsmedizin, Prävention und BGM,
Lübeck

Kurzfassung

Informationen zu akuten Effekten von beruflichen Hand-Arm-Belastungen – und hier speziell Vibrationen und Einzelstößen – sind eher rar. Damit zusammenhängend gibt es derzeit keine validen Ansätze für die Prävention gesundheitlicher Beschwerden bei beruflichem Umgang mit entsprechenden Werkzeugen und Geräten. Die vorliegende Literaturarbeit soll den Stand der Erkenntnisse zusammenfassen und konkrete Antworten auf die Fragen liefern: Welche diagnostischen Instrumente sind für den Einsatz in einem Präventionprogramm geeignet, das akute gesundheitliche Effekte nach Hand-Arm-Exposition zu Schwingungen oder Einzelstößen identifizieren kann.

Dafür wurde eine systematische Literaturrecherche zu den beiden in der Zielstellung enthaltenen, sich ergänzenden Fragen durchgeführt und ausgewertet.

Aus drei Datenbanken (PubMed, Scopus, Cochrane Library) resultierten insgesamt 16.150 Treffer, die weiter selektiert und analysiert wurden. Davon befassten sich 26 Studien mit akuten gesundheitlichen Effekten nach Einzelstoß- oder Vibrationsexposition. Im Ergebnis können akute Effekte nach Vibrations- oder Einzelstoßexposition derzeit vor allem anhand von veränderten Vibrationsempfindungsschwellen erfasst werden. Die Datenlage zu vaskulären Effekten ist demgegenüber eher widersprüchlich. Andere gesundheitsbezogene Effekte werden nur in wenigen Studien untersucht. Von insgesamt 336 Treffern zu möglichen diagnostischen Methoden spiegelte sich bei etwa 100 Studien das oben dargestellte Ergebnis wider, so dass auch hier vor allem die Erfassung der Vibrationsempfindungsschwelle als relevanter diagnostischer Ansatz in einem praxisnahen Setting identifiziert wurde.

Somit konnten aus der Literaturanalyse erste Hinweise für die Gestaltung eines validen Präventionskonzepts abgeleitet werden. Unklar ist weiterhin der prädiktive Wert der akut erfassbaren Veränderungen im Hinblick auf die chronischen Gesundheitsschäden, die bekanntermaßen aus einer Exposition gegenüber Hand-Arm-Vibration resultieren können.

Abstract

Information on acute effects of occupational hand-arm-exposures – especially vibration and single shocks - are rather scarce. Accordingly there is a lack of valid approaches for the prevention of health effects when using vibration or single shock tools or machines at the workplace. The here presented literature review intends to gather current knowledge and answer the following question: which diagnostic tools are apt to be used in a preventive approach to identify acute health effects after workplace exposure to hand-arm vibration or single shocks. For this, a systematic literature research and analysis regarding the two different, but associated contents of this question was conducted.

The systematic search of three databases (PubMed, Scopus, Cochrane Library) resulted in 16.150 hits. These were further selected and analysed. Altogether 26 studies reported acute health effects as a result of single shock or vibration exposure. The main acute effect was reported to be an altered vibration perception threshold. The database for vascular effects is ambiguous. Other acute health effects were only reported by few studies.

All in all 336 studies were found to answer the question which diagnostic tools should be used to identify acute health effects. Here, the above reported results were replicated insofar, as about 100 studies reported tools for the diagnosis of vibration perception thresholds as apt instruments for diagnosis in a preventive, workplace-related setting.

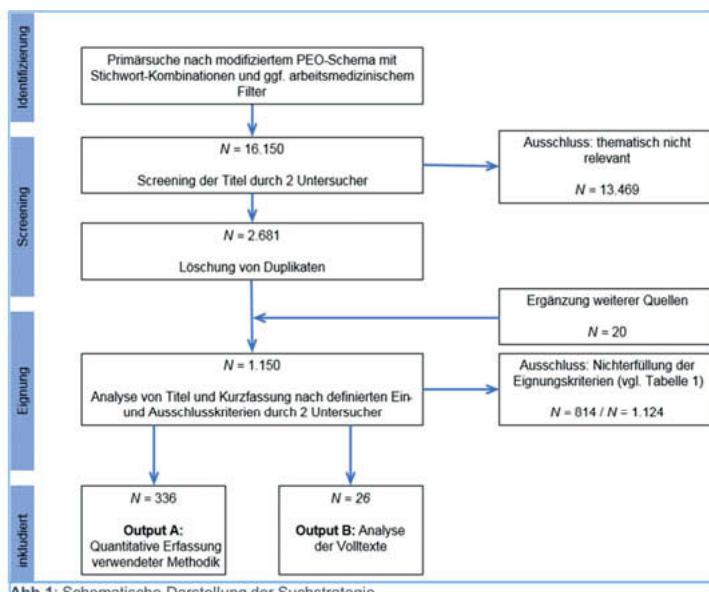
Though the literature research helped in creating an overview of current knowledge, it is still unclear whether the identified acute health effects are predictive for later long-term effects, which are known to appear after occupational hand-arm-vibration.

1. Einleitung und Ziel

Es gibt bislang nur wenige Informationen zu den akuten Effekten von Einzelstößen auf das Hand-Arm-System (HAS). Das liegt zum einen an Uneinigkeit, was die konkrete Definition von Einzelstößen anbelangt, zum anderen ist die technische Erfassung und nachfolgende Risikobewertung von Einzelstoßexpositionen schwierig, da z. B. isolierte Informationen zu Zusammenhängen zwischen Einzelstößen (nicht Vibration) und gesundheitlichen Effekten fehlen. Demgegenüber gilt die Erfassung von allgemein als „Schwingungen“ bezeichneten Expositionen als etabliert und seit Langem werden mit verschiedenen experimentellen und epidemiologischen Ansätzen die Effekte von berufsbedingter Schwingungsexposition auf das Hand-Arm-System und deren langfristigen gesundheitlichen Folgen (Hand-Arm-Vibrationssyndrom, HAVS) untersucht. An dieser Stelle gilt es also eine Brücke zwischen Bekanntem und neu zu Bewertendem zu schlagen, aber auch klarere Abgrenzungen zu treffen zwischen gesundheitlichen Effekten durch Schwingungen und gesundheitlichen Effekten durch Einzelstöße. Dies ist ein übergeordnetes Ziel der vorliegenden Literaturrecherche. Eine weitere Besonderheit des hier vorgestellten Ansatzes ist außerdem darin zu sehen, dass der Fokus der Recherchen auf akuten gesundheitlichen Effekten liegt, um Informationen zu Präventionsmaßnahmen im arbeitsmedizinischen Kontext zu generieren, während langfristigere Effekte keine wesentliche Rolle bei der Fragestellung spielen. Daher wurde eine systematische Literaturrecherche durchgeführt, zu den Fragen 1) welche diagnostischen Methoden für die Identifizierung von akuten gesundheitlichen Effekten bei Einzelstoßexpositionen, aber auch Schwingungen, in einem arbeitsmedizinischen/präventiven Setting einsetzbar sind (Output A) und 2) welche akuten gesundheitlichen Effekte bei Einzelstoßexpositionen, aber auch Schwingungen, zu erwarten sind (Output B).

2. Methoden

Mit einer sensitiven Suchstrategie durch Adaptierung des PEO-Schemas [1] wurden drei Datenbanken PubMed, SCOPUS und Cochrane Library systematisch untersucht. Bei > 200 Treffern für eine bestimmte Suchkombination, wurde ein fachspezifischer Suchfilter verwendet, um die Ergebnisse auf einen arbeitsmedizinischen Kontext einzuschränken [2]. Durch diesen Suchstring wurden initial $N = 16.150$ Treffer erzielt. Es folgte ein mehrstufiger Auswahlprozess, in dem durch zwei Untersucher Titel und Abstracts gescreent wurden, um die endgültige Literatur-Liste zu erhalten [Abb. 1].



Einschlusskriterien waren 1. Hand-Arm-Vibration/-Stöße etc. in Beruf, Freizeit oder Experiment und 2. die Erhebung gesundheits-relevanter, akuter Effekte. Ausschlusskriterien waren 1. das Fehlen einer experimentellen Methodik (z. B. nur selbst-berichtete Beschwerden), 2. Exposition durch Ganzkörpervibration oder 3. Funktionsstörungen durch systemische Krankheiten. Um aus allen Treffern einen Fokus auf verwendete diagnostische Geräte (Output A) und akute physiologische Effekten von HAV bei Gesunden (Output B) zu

legen, wurden zusätzliche Einschlusskriterien verwendet [Tab. 1]. Die finalen Ergebnisse wurden nach verwendeter Messmethodik klassifiziert und qualitativ bewertet.

Tab. 1: Ergänzte Ein- und Ausschlusskriterien

	Einschlusskriterien	Ausschlusskriterien
Output A	<ul style="list-style-type: none"> - Kurzfassung/Abstract vorhanden - Exposition durch mechanische Stöße oder Vibration auf das Hand-Arm-System: Simulation, Beruf oder Freizeit - experimentelle Methodik zur Messung potenziell schädlicher Effekte beim Menschen beschrieben 	<ul style="list-style-type: none"> - keine Kurzfassung/Abstract vorhanden - Keine Exposition gegenüber Stößen oder Vibration - Keine experimentelle Methodik - Ganzkörpervibration - Trainingseffekte / vorteilhafte Effekte mechanischer Stimulation - Funktionsveränderungen durch systemische Erkrankungen
zusätzlich Output B	<ul style="list-style-type: none"> - Messung früher oder akuter Effekte der Expositionen - Effekte bei gesunden, nicht regelmäßig exponierten Probanden 	<ul style="list-style-type: none"> - Studienpopulation chronisch exponierter Probanden (z. B. Kollektive beruflich Exponierter) - Tierexperimentelle Methodik

3. Ergebnisse

N = 336 Quellen wurden für die quantitative Auswertung verwendeter Methoden im Kontext chronischer oder akuter Exposition zu HAV berücksichtigt (Output A). Die genannten Methoden konnten in die Gruppen neurologische, vaskuläre, musculoskelettale Funktionsuntersuchungen, klinische Tests und Scores sowie Laborparameter eingeteilt werden.

Während einige Techniken, wie die Untersuchung der Vibrations-Empfindungsschwellen, häufig eingesetzt wurden, wurden andere nur vereinzelt verwendet, was unter Umständen auf mangelnde Validität der eingesetzten Instrumente bzw. Methoden hinweisen kann [Abb. 2].

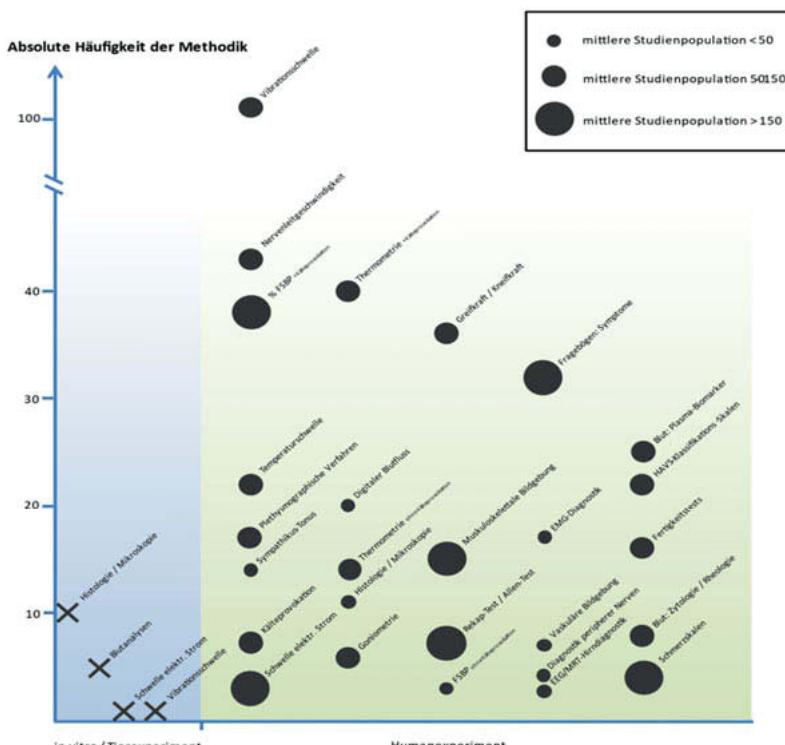


Bild 2: Absolute Häufigkeit der Methoden inkludierter Studien (Output A)

Mit den akuten gesundheitlichen Effekten von experimentell kontrollierter Einzelstoß- oder Vibrationsexposition bei Gesunden beschäftigten sich N = 26 Artikel (Output B). Dabei befasste sich keine Studie alleine mit Einzelstößen, allenfalls waren stoßhaltige Vibrationen Gegenstand der Untersuchungen. Alle Studien verwendeten außerdem quasi-experimentelle Designs mit simulierten Vibrations-Expositionen die eine Dauer zwischen 10 s und 60 min hatten, sowie Prätest-Posttest-Messungen der abhängigen Variablen. Bei den neurologischen Parametern wurde in einigen Studien eine Schwellenwertveränderung des Vibrationsempfindens reproduziert, abhängig von Frequenz und Intensität der Vibrationsintervention [3]. Untersuchungen von veränderten Durchblutungs-Variablen (vornehmlich) der Finger fielen je nach verwendeter Messmethode unterschiedlich aus, so dass sich hier kein klares Bild eines akuten Effekts abzeichnete. Verschiedene Studien, die mit EMG-Parametern als Outcome arbeiteten, konstatierten eine erhöhte Muskelaktivität durch Vibration. Inwieweit diese mit Ermüdung und daraus resultierend mit erhöhtem Verletzungsrisiko oder Gelenkbeteiligungen assoziiert ist, bleibt vorerst spekulativ. Geschicklichkeit und Kraft der Hand – weitere Effektparameter, die in einzelnen Studien erfasst wurden – zeigten keine akuten Veränderungen. Aufgrund der heterogenen Expositionszeiten kann dieses Ergebnis allerdings auch nicht als abschließend gelten.

4. Zusammenfassung

Mit Ausnahme des Einsatzes hochauflösender Bildgebung, die bislang selten im arbeitsmedizinischen Kontext verwendet wird, haben sich die eingesetzten Methoden zur Erfassung gesundheitlicher Effekte in Folge von Einzelstößen oder Vibrationen im Hand-Arm-Bereich, trotz parallel stattfindender technologischer Fortschritte im medizinischen Bereich, seit den 80er Jahren nicht wesentlich verändert. Auch konnte im Kontext der etablierten Untersuchungsverfahren kein relevanter technischer Fortschritt, bzw. bessere Handhabbarkeit in der Praxis für die einzelnen Methoden identifiziert werden. Für den präventiven/arbeitsmedizinischen Einsatz stehen damit derzeit vorwiegend Vibrations-empfindungsmessungen und IR-Thermographie diagnostisch zur Verfügung. EMG-Daten sind aufgrund der Notwendigkeit komplexer Auswertungen, eher nicht für den Praxiseinsatz geeignet. Durch Vibrationen oder Einzelstöße mögliche Gelenkbeteiligungen können nach aktuellem Erkenntnisstand in einem präventiven Kontext überhaupt nicht bewertet werden.

Hinweise auf akute Effekte bei Gesunden nach kurzzeitiger Exposition finden sich bislang nur in kleineren quasi-experimentellen Studien. Besonders sensitiv scheint dabei wiederum die neurologische Untersuchung der Vibrationsempfindungsschwelle zu sein, wobei zurzeit keine

Methode als ausreichend gut validiert gelten kann, um ungeprüft in einem präventiven Setting eingesetzt zu werden, da Hinweise auf ihren prädiktiven Wert fehlen. Weitere Studien mit Nicht-Erkrankten, insbesondere mit größeren Kollektiven und Kontrollgruppen müssen folgen, auch um die Entwicklungs-Wahrscheinlichkeit von akutem zu chronischem Gesundheitseffekt bewerten zu können.

Literaturangaben

- [1] Pollock, A. and E. Berge, How to do a systematic review. International Journal of Stroke, 2017. 13(2): p. 138-56.
- [2] Mattioli, S., et al., Search strings for the study of putative occupational determinants of disease. Occup Environ Med, 2010. 67(7): p. 436-43.
- [3] Burström, L., et al., Vibrotactile perception and effects on short-term exposure to hand arm vibration. Ann Occup Hyg, 2009 53(5): p. 539-47

Überprüfung einer maschinenintegrierten Expositionserfassung von Hand-Arm-Vibrationen

Examination of a device-integrated measurement of exposure to hand-arm vibration

Benjamin Ernst, Uwe Kaulbars, Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung, Sankt Augustin

Kurzfassung

Die Entwicklung von Maschinenherstellern, Schwingungsaufnehmer in handgehaltene Geräte zu integrieren, sind eine einfache und kostengünstige Methode zur Erfassung der Schwingungsemision. Da bisher wenig zu der Genauigkeit dieser Expositionserfassung bekannt ist, erfolgte eine Prüfung der Messgenauigkeit anhand eines normgerechten Referenzsystems. Für die Untersuchung wurden zwei Schleifmaschinen des Herstellers Mirka verwendet, die über Bluetooth mit einer von Mirka bereitgestellten App verbunden werden. In der App kann die Tagesexposition als A(8) abgelesen werden. In Voruntersuchungen variierte die von der App angezeigte Tagesexposition abhängig vom verwendeten Endgerät. Die Untersuchung erfolgte daher mit zwei Endgeräten mit dem Betriebssystem Android und zwei mit dem Betriebssystem IOS. Das Schleifen einer Fichtenholzplatte wurde für drei Versuchspersonen mit den vier Endgeräten bei den zwei Schleifmaschinen gemessen und jeweils mit dem Referenzsystem nach DIN EN ISO 8041 verglichen. Als variierende Betriebszustände wählte man bei beiden Schleifmaschinen eine niedrige, mittlere und hohe Drehzahl aus. Als vergleichende Messgröße wurde die frequenzbewertete Beschleunigung a_{hv} ausgewertet. Die Genauigkeit der Bestimmung der Tagesexposition durch die App ist abhängig vom verwendeten Endgerät und Betriebssystem. Die IOS-Endgeräte hatten eine durchschnittliche Abweichung des a_{hv} von 21,7 % ($\pm 48,7\%$) und die Android-Endgeräte von 142,0 % ($\pm 120,1\%$). Es war ein mittlerer positiver Zusammenhang (IOS: $R^2 = 0,58$, Android: $R^2 = 0,54$) zwischen dem Referenzsystem und der App erkennbar. Die Messergebnisse weisen darauf hin, dass es tendenziell zu einer Überschätzung der Tagesexposition durch die Vibrations-App kommt. Verbindungsabbrüche, die fehlinterpretierbare Anzeige und wechselnde Anforderungen durch Updates schränken die Anwendbarkeit der App ein.

Abstract

Developments by machine manufacturers have resulted in vibration transducers being integrated into hand-held equipment in order to provide a simple and low-cost means of measuring vibration emissions. Since little is known at this stage of the accuracy of this means of exposure measurement, the measurement accuracy was examined against a reference system compliant with the standards. For the purpose of the examination, two sanding machines manufactured by Mirka were employed. These can be connected via Bluetooth to an app also supplied by Mirka. The daily exposure A(8) can be read off in the app. In preliminary examinations, the daily exposure displayed by the app varied according to the terminal device used. Two terminal devices running the Android operation system and two running the IOS operating system were therefore used in the examination. Measurements were performed during sanding of a whitewood panel by three subjects using the two sanding machines and the four terminal devices, and compared in each case with the reference system in accordance to DIN EN ISO 8041. The operating modes of low, medium and high speeds were selected for both sanding machines. The frequency-weighted acceleration a_{hv} was evaluated as the comparative measured variable. The accuracy of the daily exposure as determined by the app varied according to the terminal device (i.e. operating system) used. The IOS terminal devices exhibited an average deviation in a_{hv} of 21.7 % ($\pm 48.7\%$), the Android terminal devices of 142.0 % ($\pm 120.1\%$). A mean positive correlation (IOS: $R^2 = 0.58$, Android: $R^2 = 0.54$) between the reference system and the app was discernible. The measurement results reveal a tendency for the vibration app to overestimate the daily exposure. Dropped connections, the susceptibility of the display to misinterpretation and changing demands presented by updates limit the suitability of the app for use.

1. Einleitung

Die EU-Richtlinie 2002/44/EG [1] legt für die tägliche Exposition durch Hand-Arm-Vibrationen den Auslösewert bei $A(8) = 2,5 \text{ m/s}^2$ und den Grenzwert bei $A(8) = 5,0 \text{ m/s}^2$ fest. Um diese Vibrationskennwerte bestimmen zu können, müssen die Schwingungsmesser den Anforderungen nach DIN EN ISO 8041 [2] entsprechen. Da Messsysteme dieser Art jedoch in der Regel kostenaufwendig und messtechnisch sehr anspruchsvoll anzuwenden sind, haben Maschinenhersteller begonnen, Schwingungsmesser in handgehaltene Geräte zu integrieren. Dies hat den Vorteil, dass der eingebaute Schwingungsmesser fortlaufend die von dem Gerät ausgehenden Schwingungen erfassen kann, ohne das hierfür weiteres Messequipment benötigt wird. Geräte mit einem integrierten Schwingungsmesser entsprechen jedoch nicht den Anforderungen eines Messgerätes nach DIN EN ISO 8041 [2]. Auch die ISO/TR 19664 [3] gibt keine Definition zu dieser Art der Schwingungserfassung.

Laut dem VDI-Bericht 2190 [4] entsprechen diese Geräte einem „Human Vibration Indicator“ und können daher als Schätzmittel von Vibrationsbelastungen gesehen werden.

Da bisher wenig zur Genauigkeit der geräteintegrierten Expositionserfassung bekannt war, fand in einer vorangegangenen Untersuchung [5] die Prüfung der Messgenauigkeit anhand eines normgerechten Referenzsystems unter Praxisbedingungen in einer Fahrzeuglackiererei statt. Der dort verwendete Exzenterschleifer DERO 650 CV der Firma Mirka zeigte, im Vergleich zum Referenzsystem und in Abhängigkeit vom Betriebszustand, Messabweichungen von 7 bis 38 %. Für die Expositionsbestimmung durch den geräteintegrierten Sensor wird die Schleifmaschine via Bluetooth mit einer vom Hersteller bereitgestellten App verbunden. Diese kann auf allen Geräten mit den Betriebssystemen Android oder IOS installiert und ausgeführt werden und gibt den aktuellen Stand der Tagesexposition an. Aufgrund von Unregelmäßigkeiten hinsichtlich der Messabweichungen im weiteren Verlauf der Untersuchungen bestand der Bedarf nach einer erneuten, umfassenden Überprüfung der geräteintegrierten Vibrationserfassung über die App. Die Unregelmäßigkeiten traten insbesondere bei Verwendung verschiedener Endgeräte auf, mit denen die Schleifmaschine via Bluetooth verbunden war. In der nachfolgenden Untersuchung wurde daher überprüft, inwiefern das Endgerät, auf dem die App installiert ist, die Genauigkeit der geräteintegrierten Vibrationserfassung bei Schleifmaschinen beeinflusst. In diesem Zusammenhang sollte für die Funktionalität der App beantwortet werden, ob die Anzeige mit dem Auslöse- und Grenzwert nach EU-Richtlinie übereinstimmt und inwiefern die Messwerte der Vibrations-App den Messwerten des Referenzsystems entsprechen.

2. Methoden

Für die Untersuchung wurden zwei Schleifmaschinen der Fa. Mirka verwendet. Sowohl der Exzenterschleifer DERO 650 CV als auch der Schwingschleifer DEOS 383 CV besitzen einen integrierten Schwingungsaufnehmer, der über Bluetooth mit der von Mirka bereitgestellten App „myMirka“ verbunden werden kann und in regelmäßigen Abständen Daten zur Vibrationsexposition an die App weitergibt.

Die App zeigt die Drehzahl in U/min, die Vibration in m/s² und die Tagesexposition (Bild 1) der akutell verwendeten Schleifemaschine an. Die Anzeigen „Vibration“ und „Täglicher Vibrationswert“ (Tagesexposition) sind durch ein farbliches Ampelschema gekennzeichnet und haben im Vergleich zu der Drehzahlanzeige keine ablesbare Zahlenskalierung. Die farbliche Abstufung der Tagesexposition zeigt an, wann der Auslösewert (gelb) und Grenzwert (rot) nach der EU-Richtlinie [1] erreicht ist.



Bild 1: Grafische Benutzeroberfläche der Vibrations-App „myMirka“

Die App stellt keine Vibrationswerte bereit und bietet dem Nutzer auch keine Möglichkeit, diese in gespeicherter Form auszulesen. Jedoch besteht die Möglichkeit, die Tagesexposition zusätzlich auf einem Balkendiagramm darzustellen (Bild 2). Anhand dieses Balkendiagramms kann man den aktuellen Tagesexpositionswert A(8) ablesen.



Bild 2: Balkendiagramm zur Tagesexposition in der Vibrations-App „myMirka“

Da das Balkendiagramm die einzige Möglichkeit war, Zahlenwerte aus der App zu extrahieren, wurde ein Verfahren entwickelt, um die Balkenhöhe einem Tagesexpositionswert A(8) zuzuordnen. Mithilfe eines Screenshots kann der aktuell angezeigte A(8) auf dem Endgerät gespeichert und die Skalierung des Diagramms mithilfe des Bildbearbeitungsprogramms Inkscape (Version 2, Free Software Foundation, Inc., USA) festgestellt werden. Da sich die Skalierungen des Diagramms und Screenshots nicht ändern, kann für jede Balkenhöhe der A(8) bestimmt werden. Abhängig von der Bildauflösung des Screenshots können auf diese Weise Veränderungen des A(8) registriert werden. Ist zusätzlich zum A(8) die Expositionszeit bekannt, kann ebenfalls der a_{hv} bestimmt werden.

Da in den Voruntersuchungen die von der App angezeigte Tagesexposition je nach verwendetem Endgerät und damit verbundenen Betriebssystem variierte, erfolgte die Untersuchung mit vier verschiedenen Endgeräten. Zwei dieser Endgeräte verwendeten das Betriebssystem Android und zwei das Betriebssystem IOS. Ausgewählt wurden jeweils ein Tablet und ein Smartphone mit demselben Betriebssystem. Bei allen Endgeräten erfolgte vor

der Untersuchung eine Neuinstalation der App mit der aktuellen Version (Android: Version 1.2.0, IOS: Version 1.2.1). Insgesamt drei Versuchspersonen schliffen als arbeitstypische Tätigkeit eine Fichtenholzplatte (Bild 3 links). Die Tätigkeit wurde nacheinander mit den vier Endgeräten bei den zwei Schleifmaschinen gemessen und jeweils mit dem Referenzsystem nach DIN EN ISO 8041 verglichen. Für den Vergleich der von der App gelieferten Daten mit den Daten des Referenzsystems wurde zeitsynchron am gleichen Gerät gemessen. Die Auswahl des Messortes und der Messrichtungen des Referenzsystems an der Einleitungsstelle der Hand orientieren sich an ISO 28927-3 [6]. Die Ankopplung des Beschleunigungsaufnehmers erfolgte mittels einer Klebeverbindung (Bild 3 rechts).



Bild 3: Schleifarbeiten an Fichtenholzplatte (links) und Exzenterschleifer DERO 650 (rechts)

Pro Person erfolgten fünf Wiederholungsmessungen von je 30 s pro Gerät mit jeweils einem Endgerät in einem Betriebszustand. Nach jeder Einzelmessung wurde der aktuelle Tagesdosiswert der App gespeichert. Als variierende Betriebszustände wurden bei beiden Schleifmaschinen die niedrigste, eine mittlere und die höchste Drehzahl ausgewählt. Für den Exzenterschleifer DERO 650 CV bedeutete dies Drehzahlen von 4 000 U/min, 7 000 U/min und 10 000 U/min. Für den Schwingschleifer DEOS 383 CV Drehzahlen von 5 000 U/min, 7 000 U/min und 10 000 U/min. Die Durchführung und Auswertung der Messungen erfolgten entsprechend ISO 5349-2 [7]. Als vergleichende Messgröße wurde die frequenzbewertete Beschleunigung a_{hv} ausgewertet. Die App zeichnet ausschließlich bei Betätigung des Schalters der Schleifmaschinen Vibrationen auf. Um die exakte Expositionszeit zu ermitteln und vergleichbar zu machen, wurden die Zeitsignale des Referenzsystems auf die reine Expositionszeit zugeschnitten und ausgewertet. Die hierbei ermittelte reine Expositionszeit wurde zudem für die oben genannte Ermittlung des a_{hv} aus der App verwendet.

Um zu überprüfen, ob die Anzeige mit dem Auslöse- und Grenzwert übereinstimmt, wurden die Messergebnisse nach dem Ampelschema der App in drei Kategorien eingeteilt. Messungen, deren a_{hv} nach dem Referenzsystem unterhalb des Auslöswerts lag ($<2,5 \text{ m/s}^2$), wurden der ersten Kategorie zugeordnet, Messungen mit einem a_{hv} oberhalb des

Auslösewerts und unterhalb des Grenzwerts ($\geq 2,5 \text{ m/s}^2$ und $\leq 5,0 \text{ m/s}^2$) der zweiten Kategorie und Messungen mit einem a_{hv} oberhalb des Grenzwerts ($> 5,0 \text{ m/s}^2$) der dritten Kategorie zugeteilt. Anschließend wurde untersucht, welche Unterschiede in der Kategorisierung zwischen dem Referenzsystem und der App auftraten.

Sollten die Messwerte der Vibrations-App den Messwerten des Referenzsystems entsprechen, würde im Idealfall ein linearer Zusammenhang zwischen den Messwerten bestehen. Um den Zusammenhang zwischen den Systemen zu untersuchen, wurden neben der linearen Regression ein Bland-Altman-Diagramm verwendet. Mit Letzteren kann die durchschnittliche Differenz zweier Messmethoden evaluiert werden [8].

3. Ergebnisse

Da laut dem Referenzsystem keine Messung einen a_{hv} unterhalb des Auslösewerts aufwies, wurde nur zwischen den Kategorien oberhalb und unterhalb des Grenzwerts unterschieden. In 98 % der Fälle entsprachen die Messwerte der App der gleichen Kategorie wie den Messwerten des Referenzsystems. Aufgrund der Abweichungen des a_{hv} wurde ein Unterschied hinsichtlich der Genauigkeit zwischen den verwendeten Endgeräten erkennbar. Das IOS-Tablet und das IOS-Phone wiesen eine durchschnittliche Abweichung des a_{hv} von 21,9 % ($\pm 38,5\%$ Standardabweichung, IOS-Tablet) und 22,4 % ($\pm 53,3\%$, IOS-Phone) auf. Auf dem Android-Tablet und Android-Phone wurden dagegen Abweichungen von 126,3 % ($\pm 78,3\%$, Android-Tablet) und 145,6 % ($\pm 137,5\%$, Android-Phone) festgestellt. Endgeräte mit gleichem Betriebssystem zeigten somit Abweichungen in vergleichbarer Höhe. Alle Endgeräte zeigten durchschnittlich positive Abweichungen zum Referenzsystem. Die IOS-Endgeräte hatten eine durchschnittliche Abweichung des a_{hv} von 21,7 % ($\pm 48,7\%$) und die Android-Endgeräte von 142,0 % ($\pm 120,1\%$).

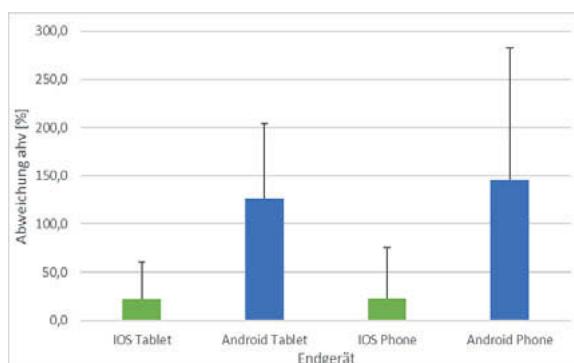


Bild 4: Durchschnittliche Abweichung des ermittelten a_{hv} der App zum Referenzsystem nach DIN EN ISO 8041 für verschiedene Endgeräte

Auch anhand der linearen Regression der Messwerte ist der Unterschied zwischen den Betriebssystemen iOS und Android deutlich erkennbar (siehe Bild 5). Beide Betriebssysteme zeigten einen mittleren positiven Zusammenhang (iOS: $R^2 = 0,58$, Android: $R^2 = 0,54$). Das 95 %-Konfidenzintervall für die Steigung der Regressiongraden lag jeweils oberhalb von Null (iOS: [1,05; 1,95], Android: [1,97; 3,84]). Das 95 %-Konfidenzintervall des Achsenabschnitts der Regressionsgeraden enthielt jeweils Null (iOS: [-5,69; 1,67], Android: [-11,11; 3,95]).

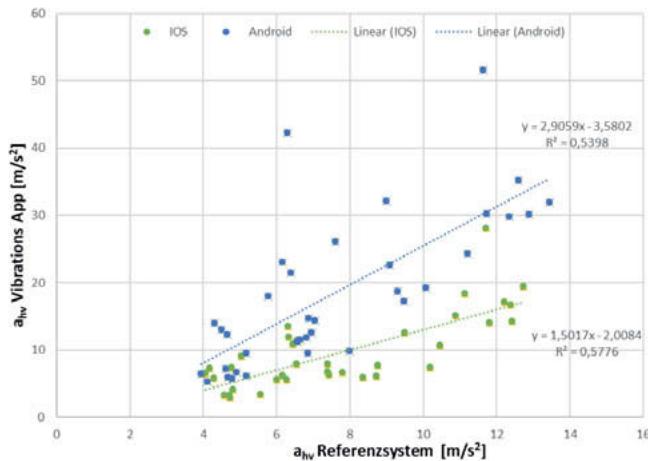


Bild 5: Lineare Regression der Messwerte der Vibrations-App und des Referenzsystems

Um den systematischen Fehler zwischen dem Schätzmittel und dem Referenzsystem näher zu untersuchen, wurde jeweils ein Bland-Altman-Diagramm pro Betriebssystem erstellt (Bild 6). Bei beiden ist ein Muster eines positiven Zusammenhangs zu erkennen. Beim Betriebssystem Android ist dieses Muster stärker vorhanden als beim Betriebssystem iOS. Bei beiden Betriebssystemen ist die mittlere Abweichung positiv (Android: 10 m/s², iOS: 1 m/s²).

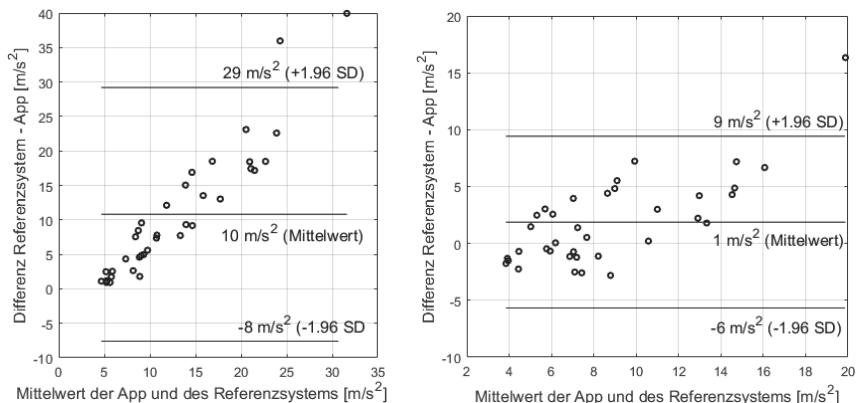


Bild 6: Bland-Altman-Diagramm für Android (links) und IOS (rechts)

4. Diskussion

Die Messergebnisse weisen darauf hin, dass es tendenziell zu einer Überschätzung der Tagesexposition durch die Vibrations-App kommt. Die Genauigkeit der Bestimmung der Tagesexposition durch die App ist abhängig vom verwendeten Betriebssystem. Die App zeigte unter IOS mit ca. 22 % eine niedrigere Abweichung als unter Android mit ca. 142 %. Hierbei ist zu beachten, dass die App unter IOS die Vibrationsexposition auch teilweise unterschätzt.

Da die App eher konservativ bewertet, werden Vibrationen oberhalb des Grenzwerts auch als solche erkannt. Aufgrund fehlender Messwerte unterhalb des Auslösewerts, kann für die Schätzgenauigkeit in diesem Bereich keine Aussage gegeben werden.

Die App eignet sich nicht als Messsystem, da sie nur ca. 54 % (Android) bis 58 % (IOS) der Variabilität abdeckt und damit eine zu hohe Varianz aufweist. Außerdem ist im Bland-Altman-Diagramm bei beiden Betriebssystemen ein Muster erkennbar. Die Anforderung an die Steigungen und den Achsenabschnitte der Regressionsgraden werden dagegen erfüllt.

Neben der Genauigkeit sind für den (alltäglichen) Gebrauch der App jedoch weitere Aspekte wie die Anwendbarkeit und der Nutzen zu berücksichtigen. Während der Messungen kam es bei allen Endgeräten zu unregelmäßigen Verbindungsabbrüchen zwischen Endgerät und Schleifmaschine. Die App oder die Schleifmaschine geben in diesem Fall keine Rückmeldung über einen Verbindungsabbruch, sodass der Eindruck entsteht, dass Vibrationen weiterhin aufgezeichnet werden. Verbindungsabbrüche sind dadurch zu erkennen, dass die Drehzahl- und die Vibrationsanzeigen auch bei Betrieb der Schleifmaschine in ihrer Ausgangsposition verharren und die Tagesexposition nicht weiter zunimmt. Sobald ein Verbindungsabbruch auftrat, kam es in der Untersuchung zu keinem

erneuten, automatischen Verbindungsauflaufbau. Dieser erfolgte erst, wenn die Schleifmaschine vollständig vom Stromnetz getrennt und wieder angeschlossen wurde.

Grundsätzlich kann das farbliche Ampelschema der Anzeigen „Vibration“ und „Täglicher Vibrationswert“ für den Laien eine Hilfestellung zur Einordnung der Vibrationsexposition geben. Für die Tagesexposition ist dieses Schema insofern gelungen, dass beim Überschreiten des Auslösewerts der gelbe Bereich und beim Überschreiten des Grenzwerts der rote Bereich erreicht wird. Für welche Vibrationswerte der grüne, gelbe und rote Bereich in der Anzeige „Vibration“ steht, ist nach dieser Untersuchung nicht nachvollziehbar. Obwohl die Anzeige die Einheit m/s^2 angibt, ist kein Zusammenhang zwischen dem errechneten a_{hv} aus dem A(8) der App und dem Ausschlag der Anzeige „Vibration“ erkennbar. Aufgrund der Messwerte ist jedoch ersichtlich, dass die Grenzwerte zwischen grün und gelb sowie zwischen gelb und rot nicht einem a_{hv} von $2,5\ m/s^2$ bzw. von $5,0\ m/s^2$ entsprechen. Insofern kann diese Anzeige nicht als Orientierung für die laufende Vibrationsbelastung dienen, da kein klarer Bezug zur Tagesexposition besteht. Vielmehr besteht die Gefahr, dass der Anwender sich bei Abschätzung der Vibrationsexposition auf diese Anzeige stützt und die Tagesexposition nach EU-Richtlinie [1] vernachlässigt.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Obwohl die App nicht die Genauigkeit eines Messsystems nach DIN EN ISO 8041 erreicht, zeigt sie einen positiven Zusammenhang mit dem Referenzsystem. Da sie konservativ ist, zeigt sie Vibrationen oberhalb des Grenzwerts auch als solche an. Insofern kann sie als Schätzmittel zur Sensibilisierung von Vibrationsbelastungen genutzt werden, wobei es durchaus noch Optimierungsmöglichkeiten hinsichtlich der Schätzgenauigkeit gibt. Für eine Gefährdungsbeurteilung oder für die Beurteilung der Einhaltung eines Mess- oder Grenzwerts, ist die Genauigkeit nicht ausreichend. Sollte die App verwendet werden, macht es nach dem Stand der Untersuchung Sinn, eine Endgerät mit dem Betriebssystem IOS zu nutzen, um eine höhere Schätzgenauigkeit zu erzielen.

Ein Vorteil der App ist, dass selbst bei Verwendung verschiedener Geräte des gleichen Herstellers die gesamte Vibrationsbelastung einer Person erfasst werden kann. Die Voraussetzungen hierfür sind eine stetige Verbindung der Maschinen zum Endgerät, die Sicherstellung der Verbindung der Maschinen vor jeder Anwendung, dass alle verwendeten vibrierenden Maschinen mit der App verbunden werden können und dass die App ausschließlich die Daten einer einzigen Person aufzeichnet. Aufgrund der Verbindungsabbrüche und der unklaren Bedeutung der Anzeige „Vibration“ gibt es noch Vorbehalte zum alltäglichen Gebrauch der App. Als native App profitiert myMirka laufend von der technischen Weiterentwicklung seiner Endgeräte und kann dadurch seine Leistung und Flexibilität verändern. Da die Betriebssysteme IOS und Android unterschiedliche

Programmiersprachen verwenden, entstehen jedoch zwei Versionen der App, die sich teilweise in der Bedienung, der Reaktionszeit und besonders in der Genauigkeit der ermittelten Vibrationsexposition unterscheiden.

- [1] Richtlinie 200/44/EG des europäischen Parlaments und des Rates vom 25. Juni 2002 über Mindestvorschriften zum Schutz von Sicherheit und Gesundheit der Arbeitnehmer vor der Gefährdung durch physikalische Einwirkungen (Vibrationen) (16. Einzelrichtlinie des Artikels 16 Absatz 1 der Richtlinie 89/391/EWG).
- [2] DIN EN ISO 8041-1: 2017, Schwingungseinwirkung auf den Menschen – Messeinrichtung, Teil 1: Schwingungsmesser für die allgemeine Anwendung. Beuth, Berlin
- [3] ISO/TR 19664: 2018: Human response to vibration – Measuring instrumentation – Part 1: General purpose vibration meters
- [4] Pitts, P. M., Kaulbars, U.: Consideration of standardisation requirements for “vibration dosimeters”. VDI-Berichte Nr. 2190 (2013), S. 363–374. VDI-Verlag
- [5] Ernst, B., Kaulbars, U.: Testing of new self-measuring power tools that supply the user directly with information on his daily dose. 14th International Conference on Hand-Arm Vibration. 2019, S. 93-94
- [6] ISO 28927-3: 2009, Hand-held portable power tools – Test methods for evaluation of vibration emission – Part 3: Polishers and rotary, orbital and random orbital sanders
- [7] DIN EN ISO 5349-2: 2002/ Amd 1:2015, Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen. Praxisgerechte Anleitung zur Messung am Arbeitsplatz. Beuth, Berlin
- [8] Giavarina, D. Understanding Bland Altman analysis. Biochimia medica, 25 (2015) 2 S. 141–151

A Method of Determining the Separation Plane of a Knob-Shaped Measuring Handle for the Measurement of Hand-Arm-Impedances

M.Sc. Tassilo Schröder, M.Sc. Andreas Lindenmann,
Sophia Hehmann, M.Sc. Michael Uhl, Dr.-Ing. Thomas Gwosch,
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Sven Matthiesen,
Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe

Kurzfassung

Der vorliegende Beitrag stellt eine Entwicklungsmethode für einen Messgriff zur Ermittlung von Hand-Arm-Schwingungen an knauf-förmigen Griffen vor. Hierzu wurden mit Probanden Greifkraftmessungen an einem Exzenterschleifer durchgeführt. Aus den erzeugten Messdaten wurde die Teilungsebene für einen knauf-förmigen Messgriff abgeleitet. Es zeigt sich, dass der in die im aktuellen Stand der Forschung verwendeten Messgriffe nicht für die Ermittlung von Hand-Arm-Schwingungen an knauf-förmigen Griffen geeignet sind. Im Gegensatz zu zylindrischen Messgriffen ist die aus den Messdaten abgeleitete Teilungsebene eines knauf-förmigen Messgriffs nicht normal zur Andruckrichtung orientiert, sondern vielmehr parallel dazu.

Abstract

This paper presents a development method for a measuring handle to determine hand-arm vibrations in knob-shaped handles. For this purpose, gripping force measurements were carried out with subjects on a random orbital sander. The measured data was used to derive the separation plane for a knob-shaped measuring handle. It turns out that the measuring handles used in the current state of research are not suitable for determining hand-arm vibrations on knob-shaped handles. In contrast to a cylindrical measuring handle the separation plane of a knob-shaped handle derived from the measurement data is not oriented normal to the direction of the pressing force, but rather parallel to it.

1. Introduction

Since the vibrations of power tool applications transmitted to the human hand-arm system are a major cause of health problems [1 to 4], the mechanical impedance of the hand-arm system is an important quantity for assessing the vibration exposure on the human hand-arm system. An established method for impedance measurement is to equip a shaker test bench with a measuring handle [2, 5 to 8]. Since the mechanical impedance of the hand-arm system

depends on the user's pressing and gripping forces, the measuring handle must be capable to measure these forces [7, 9]. According to DIN 45679 [7] the gripping force is defined as a pincer-like force, such that its components cancel each other out in the centre of the palm.

For this purpose DIN EN ISO 10819 [10] suggests a cylindrical measuring handle for impedance measurements in translatory directions. The described cylindrical measuring handle from DIN EN ISO 10819 is used for the acquisition of gripping forces within the scope of recording the vibration transmission behaviour of gloves [10]. Such a measuring handle is also suitable for measuring gripping forces without gloves and is used in the state of the art [2, 8, 11, 12]. This handle is described as a cylindrical body, which is split in two half cylinders with a separation plane perpendicular to the direction of pressing force. The gripping force is measured by two force sensors which are located between the half cylinders. With its cylindrical shape, the measuring handle enables transfer of the measured impedance to power tools with an almost cylindrical handle and translatory excitation. However, the handle shape of many power tools differs from a cylinder and often also rotary vibrations are imposed on the user's hand-arm system. A power tool with non-cylindrical handle geometry is the random orbital sander. When using a random orbital sander, the user's hand is positioned on top of the power tool and does not entirely close around the knob-shaped handle. In contrast to a cylindrical handle, the thumb of the hand does not close completely around the knob-shaped handle, but is also on the side of the handle. Matthiesen et al. [11] have already shown that the cylindrical measurement handle from DIN EN ISO 10819 is not suitable for the measurement of rotational vibration. It is further unclear, whether the separation plane of the cylindrical measurement handle, can be transferred on knob-shaped handles considering the position of the fingers. Therefore this paper suggests a method for the determination of the gripping force separation plane for measurement handles with a knob-shaped geometry on the example of a random orbital sander. Referring to the method the publication discusses the resulting location and orientation of the gripping force separation plane.

2. Materials and Methods

For the measurement of coupling forces on power tools, Kaulbars et al. established the use of force measuring foils, that are warped around the power tool's handle [9, 12, 13]. Thus this method of measurement can be regarded as suitable for the measurement of gripping forces. Hence we decided to use the force measurement foil as well. In 2016 Matthiesen et al. also used a force measuring foil for the measurement of gripping force at a random orbital sander [14]. In this context Matthiesen et al. segmented the force measuring foil into different areas, which depend on the spherical direction. In contrast to this, we have evaluated each sensor of

the force measuring foil individually and determined its position with the help of a 3D-scan of the random orbital sander handle. By the use of this method we can determine the vectorial orientation of the measured gripping force and its position for each sensor on the handle. In 2007 Kaulbars et al. used a similar method of 3D photo-reconstruction for the determination of a power tool handles [13]. In this context Kaulbars et al. mentioned, that the use of a 3D-scanner is less practical in the context of field-studies, but it also has a higher precision [13]. Hence we used the 3D-scanner, as the higher precision of the scanner leads to a more accurate calculation of the separation plane for the splitting of the measuring handle. For the scanning we used the HandySCAN-3D from Creaform Deutschland GmbH.

2.1 Test setup

For the determination of gripping forces on random orbital sanders we used a battery powered sander DBO180U (Makita Corporation, Anjo, Aichi, Japan).

The device was equipped with a force measuring foil on the main gripping surface (pliance-xf-32 with 16x10 element foil, novel GmbH, München, Germany) in order to measure pressure distributions during interaction. The foil consists of 10x16 individual capacitive pressure elements which are arranged in a grid structure. Each foil element is capable to measure the pressure respective the normal force applied on it. The location and orientation of the foil was carefully adjusted in order to achieve full surface coverage. The test setup is depicted in figure 1. In this study we focused on an upright body posture with the subject working on a levelled plywood board. The workpiece was elevated at a height of 80 cm for all subjects. The data for the force measuring foils is acquired by the control unit of the force measuring foil itself at a rate of 60 Hz.



Fig. 1: Schematic diagram of the test setup (left) and photo of a test person gripping the Random orbital sander, which is applied with a force measuring foil (right)

2.2 Test subjects

The present study was conducted with a total of 27 male and 3 female subjects in the age between 18 and 65 years. All subjects were right handed and with no medical condition. After each subject has been informed about the use of his data, the anthropometric properties of the subject have been recorded. In accordance to DIN 33402 [15] we recorded the anthropometric properties of the subject's hand. Table 1 comprises the measured values for the anthropometric properties. The subjects stated their experience of using power tools, with only 4 subjects responding using power tools less frequently than monthly.

Table 1: Physical characteristics of the 30 subjects

Characteristic	Hand Width	Hand Length	Palm Length	Thumb Length
50 th Percentile of the study's subjects	102 mm	190 mm	106 mm	65 mm
50 th Percentile of DIN 33402, age 18 to 65 years	107 mm	189 mm	111 mm	68 mm

2.3 Test Procedure

The experiment consisted of a three step procedure. After initial instruction and determination of the physical characteristics the subjects conducted a familiarization phase. In this two minute phase the subjects were allowed to use an unmodified device on the plywood board with no restrictions in order to get a feel for the gripping and pressing forces during sanding operation. Immediately after the familiarization phase the subjects were handed the device with the force measuring foil. In this step the person had to statically grasp the device for 20 seconds while pressing down on the plywood board without turning the sander on. We focused on a test with no force feedback in order to achieve a natural gripping manner. This static test is used for an undistorted test result with no superimposed lateral or vibration forces thus is used for the development of the evaluation method. During the static gripping test data from the force measurement foil is acquired.

2.4 Data Analysis

For the determination of gripping forces an allocation and orientation of the two dimensional force measurement foil elements on the three dimensional device handle is necessary. For this purpose we used a three dimensional scan of the handle geometry. By manually probing the individual foil elements on the physical device and matching the respective coordinates in the scan geometry we were able to determine the location of each sensor foil element. The orientation of the foil element has been determined numerically by use of the handle scan. As

a result of this step each sensor foil element is assigned with a triplet of coordinates and a respective normal vector which indicates the orientation of the element at its location.

An overview of the assignment procedure is given in Figure 2.

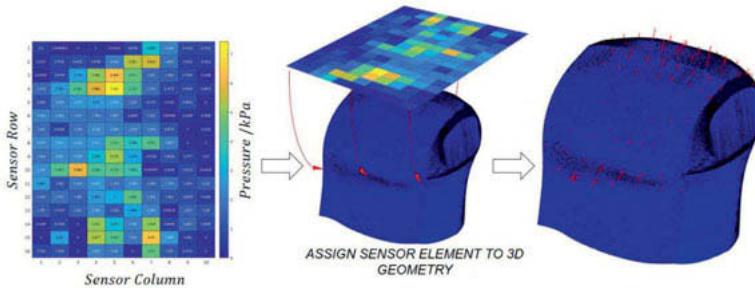


Fig. 2: Overview of the assignment procedure

To find the optimal handle separation, the geometric centre of all points to which the sensor elements are assigned is calculated. As depicted in figure 3 the reference coordinate system is placed in the geometric centre 0. In this reference frame a separation plane is defined with an angle α relative to the vertical axis. The separation plane is also described by a reference frame with a normal (n') and lateral direction (l').

For each sensor element f_i it is then decided whether the relative angle ϑ_i is in the range $\alpha \leq \vartheta_i \leq \alpha + \pi$. Elements inside this range are aggregated in a *top group* while elements outside of this range are assigned to the *bottom group*. For the given angle α the normal vectors n_i of each sensor element f_i , which are normally expressed in the global coordinate system, are transformed to the reference frame ($n' - l'$) with

$$\vec{n}_{i,(n'-l')} = \begin{pmatrix} \sin \alpha & -\cos \alpha \\ \cos \alpha & \sin \alpha \end{pmatrix} * \vec{n}_{i,(x-y)} \quad (1)$$

For each angle α for $\alpha \in [0, \pi]$ in $\Delta\alpha = \pi/180$ increments the normal vectors are transformed to the rotating reference frame.

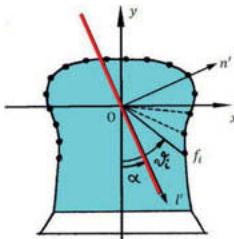


Fig. 3: Localization of the reference coordinate system in the sander's handle

After the transformation of the normal vectors for each angle $\alpha \in [0, \pi]$ the rotated normal vectors are fitted with the force measurement foil sensor data for each subject. This results in a course of the normal forces over the test duration projected onto the separation plane for each α .

To find the optimal angular orientation of the separation plane it is assumed that for a specific angle α_{opt} the value of the time integral over the test duration for each subject

$$A(\alpha) = \int \sum_i f_i(t) \vec{n}_{i,(n'-l')}(t) \cdot \vec{e}_n(\alpha) dt \quad (2)$$

is at its maximum while $\vec{e}_n(\alpha)$ denotes the unit vector normal to the separation plane and (\cdot) denotes the scalar product. Using equation (2), the specific angle α_{opt} at which $A(\alpha)$ reaches its maximum is calculated for the *top*- and for the *bottom-group* for each subject. The angle α_{opt_top} is the angular orientation at which $A(\alpha)$ from the *top-group* reaches its maximum on the separation plane. The angle α_{opt_bottom} is the angular orientation at which $A(\alpha)$ from the *bottom-group* reaches its maximum on the separation plane. The two angles α_{opt_top} and α_{opt_bottom} deviate slightly from each other. Referring to equation (2) $A(\alpha)$ depends on two factors the first factor is the measured value of each sensor element $f_i(t)$. The second factor is the amount of sensor elements belonging to one group depending on the sensor's position $\vec{e}_n(\alpha)$. The sensor elements' position depends on α , hence the amount of sensor elements and so $A(\alpha)$ of the *top*- and $A(\alpha)$ of the *bottom-group* varies for each α . This variation causes the deviation between α_{opt_top} and α_{opt_bottom} . As the components of the gripping force cancel each other out in the centre of the palm, the value of $A(\alpha)$ from the *top*- and from the *bottom-group* must be the same for a specific rotational angel α_{opt_sep} of the separation plane. Since the angle α_{opt_sep} should also be the angle at which the maximum normal forces act on the separation plane, it have to be in the range of α_{opt_top} and α_{opt_bottom} . Therefore we calculated α_{opt_sep} by the arithmetic mean of α_{opt_top} and α_{opt_bottom} for each subject. Finally we received the resulting angular orientation α_{Res} of the separation plane by calculating the average value of the individual angles α_{opt_sep} over all 30 subjects.

3 Results

Figure 4 shows the separation planes of each subject for the maximum of the normal forces. Therefor we projected the edges of the planes as lines into the x-y plane, within the x-y-projection of the sensor positions of the force measurement foil. As the centre of rotation, figure 4 shows the geometric centre $0'$ of the random orbital sander's handle. The planes angular orientation is given by α_{opt_top} for the *top-group* and α_{opt_bottom} for the *bottom-group*.

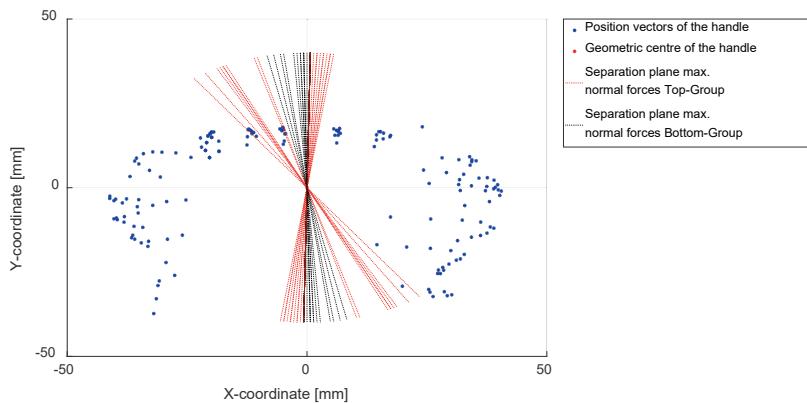


Fig. 4: Projection of the separation planes of each subject into the x-y plane under the condition of maximum normal force components.

Figure 5 presents the separation planes for each subject in the same way as in figure 4 does. The angular orientation of the separation planes is given by the angle α_{opt_sep} as the arithmetic mean of α_{opt_top} and α_{opt_bottom}

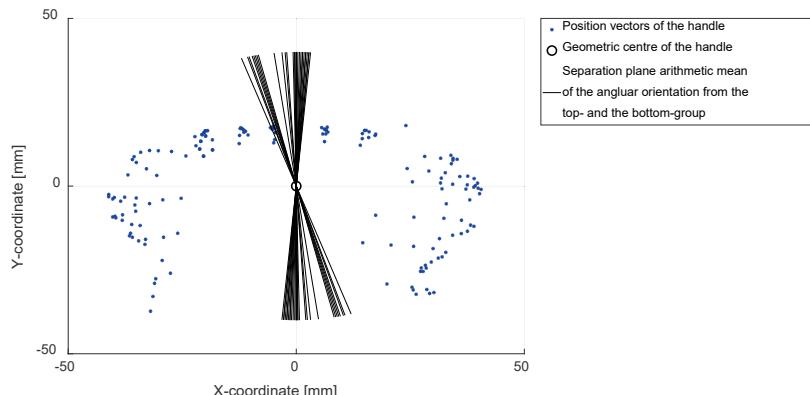


Fig. 5: Projection of the separation planes of each subject into the x-y plane for the angle α_{opt_top} calculated as the arithmetic mean from the angles of maximal normal force.

Figure 6 shows the average separation plane with the angular orientation α_{Res} , which is the mean angle over all 30 subjects. Figure 7 shows the separation plane as 3D model cutting through the 3D-scan of the sander's handle.

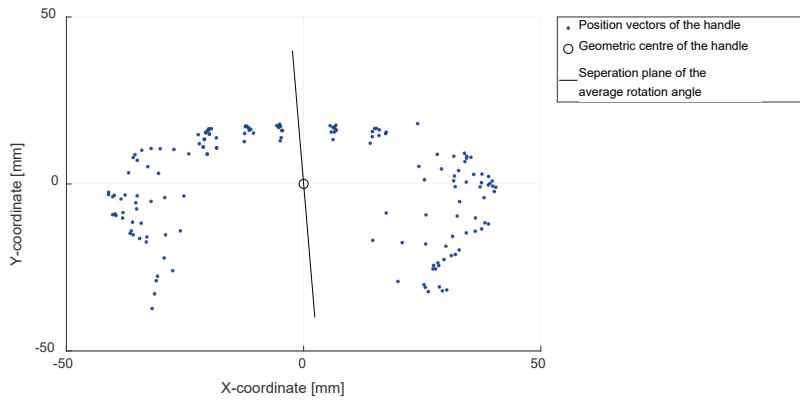


Fig. 6: Projection of the separation plane into the x-y plane. The plane's angle $\alpha_{Res} = 3.38^\circ$ results from the average angle over all 30 subjects

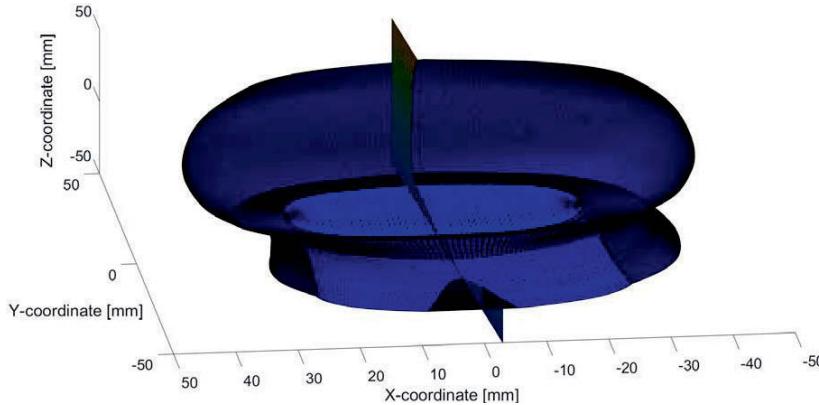


Fig. 7: 3D-representation of the separation plane cutting through the 3D-scan of the random orbital sander's handle.

4. Discussion

In contrast to the common cylindrical measurement handle in [2, 8, 10 to 12] the results show a different orientation of the separation plane. The separation planes in [2, 8, 10 to 12] have a normal orientation to the direction of the pressing force, the determined separation plane of a knob-shaped handle is largely orientated parallel to the pressing force. The rotational angle of $\alpha_{Res} = 3.38^\circ$ to the vertical axis has a difference about 86.62° to the 90° angle of the separation plane of the cylindrical measuring handle. For this reason, the orientation of the separation

plane from the cylindrical measuring handle in [2, 8, 10 to 12] cannot be transferred to a knob-shaped handle. The different angular orientation of the separation planes from the cylindrical and the knob-shaped handle may due to the fact that in case of the random orbital sander the direction of the pressing force is orientated perpendicular to the planar working movement of the sander. In comparison, the working movement of power tools with a pistol grip such as hammer drills has the same direction as the pressing force, so that the separation plane form [2, 8, 10 to 12] is suitable for this type of grip. With reference to the results of our study, the application-dependent orientation between working movement and pressing force direction requires an extension of the design proposal for the measuring handle in DIN EN ISO 10819 [10] taking into account different gripping positions. Furthermore we suspected, that the hand position influences the impedance characteristics of the hand-arm system as well. This conclusion can be attributed to the fact that the gripping force varies with different hand positions. In this context the study's significance is limited, since within the experiment the orbital sander was disconnected and the subjects only provided static forces instead of moving the orbital sander. Therefore a subsequent study must be carried out, in which the separation plane is calculated from the gripping force values of a switched on and moved random orbital sander. Furthermore the design of a measuring handle with a splitting, which correspond to the proposed separation plane have to be made. With this knob-shaped measuring handle it is possible to investigate the hand-arm-impedances in this gripping position.

References

- [1] VDI-Richtlinie 2057 Blatt 2:2016-03. *Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen. Hand-Arm-Schwingungen*
- [2] Dong, R. G., Welcome, D. E., McDowell, T. W. u. Wu, J. Z.: Measurement of biodynamic response of human hand-arm system. Journal of Sound and Vibration 294 (2006) 4, S. 807–827
- [3] Lage Burström: The influence of biodynamic factors on impedance. International Arch Occup Environ Health 1997 (1997) 69, S. 437–446
- [4] EN ISO 5349-1:2001-12. *Mechanische Schwingungen - Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen. Teil 1: Allgemeine Anforderungen*
- [5] Lindenmann, A. u. Matthiesen, S.: The Rotational Mechanical Impedance of the Hand-Arm System. A Preliminary Study. 14th International Conference on Hand Arm Vibration. -Abstracts-, Bd. 14. Berlin: Deutsche Gesetzliche Unfallversicherung (DGUV) 2019, S. 75–76

- [6] Matthiesen, S., Mangold, S., Bruchmüller, T. u. Marko, A.-M.: Der Mensch als zentrales Teilsystem in Wechselwirkung mit handgehaltenen Geräten – Ein problemorientierter Ansatz zur Untersuchung dieser Schnittstelle. Design for X. Beiträge zum 25. DfX-Symposium Oktober 2014, Bd. 25. TuTech Verlag, Hamburg 2014, S. 193–204
- [7] DIN 45679:2013-02. *Mechanische Schwingungen - Messung und Bewertung der Ankopplungs Kräfte zur Beurteilung der Schwingungsbelastung des Hand-Arm-Systems*
- [8] Dong, R. G., Welcome, D. E., Xu, X. S., Warren, C., McDowell, T. W., Wu, J. Z. u. Rakheja, S.: Mechanical impedances distributed at the fingers and palm of the human hand in three orthogonal directions. Journal of Sound and Vibration 331 (2012) 5, S. 1191–1206
- [9] Kaulbars, U.: Schwingungen fest im Griff. TECHNISCHE ÜBERWACHUNG-DÜSSELDORF- 47 (2006) 6, S. 35
- [10] DIN EN ISO 10819:2019-05. *Mechanische Schwingungen und Stöße – Hand-Arm-Schwingungen – Messung und Bewertung der Schwingungsübertragung von Handschuhen in der Handfläche (ISO 10819:2013 + Amd.1:2019); Deutsche Fassung EN ISO 10819:2013 + A1:2019*
- [11] Matthiesen, S., Lindenmann, A. u. Bruchmueller, T.: Anforderungen an ein Messsystem zur Ermittlung der Rotationsimpedanz von Hand-Arm Systemen. 7. VDI-Tagung Humanschwingungen 2018. 2018, S. 91–106
- [12] Steffen, O. u. Kaulbars, U.: Messen von Ankopplungs Kräften zur Beurteilung der Vibrationsübertragung auf die Hände. Preiswerte Alternative zu konventioneller Messtechnik. Technische Sicherheit (2017) 01/02, S. 41–46
- [13] Kaulbars, U. u. Lemerle, P.: Messung der Ankopplungs Kräfte zur Beurteilung der Hand-Arm-Schwingungen–Weiterentwicklung eines Messsystems. VDI-Berichte 2002 (2007), S. 99–111
- [14] Matthiesen, S. u. Uhl, M.: Methodical Approach for the Analysis of the Active User Behavior during the Usage of Power Tools. Design for X. Beiträge zum 28. DfX-Symposium Oktober 2017, Bd. 28. Hamburg: TuTech Verlag 2017, S. 1–12
- [15] DIN 33402-2:2005-12. *Ergonomics - Human body dimensions - Part 2: Values*

Vibrationen an Lastenpedelecs

Eine Herausforderung in der interdisziplinären Mechanik

Dr.-Ing. **Eric Groß** (VDI), Technische Universität Hamburg-Harburg;
Prof. Dr.-Ing. **Kerstin Kracht**, Technische Universität Berlin

Kurzfassung

Im Rahmen eines vom Landesinstitut für Arbeitsgestaltung des Landes Nordrhein-Westfalen (LIA.NRW) initiierten Verbundprojekts wurde untersucht, in welchem Maße bei der Nutzung von Lastenpedelecs unter verschiedenen Bedingungen Belastungen durch Hand-Arm- und Ganzkörper-Vibrationen auftreten und ob dadurch eine Gefährdung der Gesundheit und Sicherheit der Nutzer und Nutzerinnen auftreten kann, da Lastenfahrräder auch gewerblich als Transportmittel mehrere Stunden täglich verwendet werden.

Abstract

As part of a joint project initiated by Landesinstitut für Arbeitsgestaltung des Landes Nordrhein-Westfalen (LIA.NRW) , it was investigated to what extent the use of e-cargo bikes under different conditions caused stress from Hand-Arm and Whole-body vibrations occur and whether this could endanger the health and safety of users, since cargo bikes are also used commercially as a means of transport for several hours a day.

Einleitung

Elektrisch unterstützte Fahrräder haben die Städte erobert und stellen einen nicht unbedeutenden Teil der urbanen Mobilität da. Mobilität spielt in unserer Gesellschaft eine bedeutende Rolle und prägt auch die Wirtschafts- und Gesellschaftssysteme mehr denn je. Durch weltumspannende Netzwerke aus Verkehrsverbindungen, Lager- und Umschlagzentren, die sich im Zuge der fortschreitenden Globalisierung entwickelt haben, steigt die Transportintensität von Gütern immer weiter an. Hinzu kommt der anhaltende Boom im e-Commerce, nicht zuletzt auch durch die Corona-Pandemie verstärkt, der den Zugang zu Gütern und Dienstleistungen für Endkunden so einfach wie noch nie macht.

Daraus folgt ein stark wachsendes Paketaufkommen, das viele Städte und städtische Strukturen vor Herausforderungen stellt. So hat sich beispielsweise das transportierte Sendungs-

volumen von Kurier-, Express- und Paketdiensten (KEP-Diensten) zwischen 2000 und 2017 in Deutschland verdoppelt.

Ein anhaltendes Wachstum ist auch für die nächsten Jahre zu erwarten, so dass jährlich vier Milliarden Sendungen zugestellt werden. Infolge dessen steigt der Wirtschaftsverkehr, der zum Großteil aus motorisierten Fahrzeugen besteht, stark an [1]. Zu dem Wirtschaftsverkehr zählen der Güterverkehr und der Dienstleistungsverkehr. Dieser macht etwa ein Drittel des städtischen Verkehrs in Deutschland aus. Darunter sind alle Verkehre zur Erfüllung ökonomischer Ziele, wie die Ausübung von Berufen und die Gewährleistung der Wettbewerbsfähigkeit, zu verstehen. Dies umfasst den Transport von Gütern und Waren sowie den Transport von Menschen, sowohl zwischen Unternehmen, als auch zum Endkunden. Insbesondere in Städten gehört der Güterverkehr zum wachstumsstärksten Sektor des Verkehrs und übernimmt vor allem Sammel- und Verteilfunktionen als sogenannter Lieferverkehr. [2]

Aufgrund der Wachstumsrate des Güterverkehrs sind viele Städte bezüglich der Schadstoffemissionen und des Verkehrs bereits an ihren Belastungsgrenzen angekommen.

Vor diesem Hintergrund ist die Suche nach alternativen Transportmöglichkeiten von steigender Bedeutung, um die Mobilität nachhaltig auch in Zukunft unter Berücksichtigung der demographischen Entwicklung, der Verbesserung der Lebensqualität in Städten und auf dem Land, des Umweltschutzes und der immer knapper werdenden Ressourcen zu gewährleisten.

An dieser Stelle kommt der Radverkehr zum Tragen. Die Relevanz des Radverkehrs für eine nachhaltige Mobilität spiegelt sich in den Kennzahlen der Fahrradindustrie wider. Nach Angaben des Zweirad-Industrie-Verbandes (ZIV) konnte der Umsatz von Fahrrädern und E-bikes im Jahr 2018 auf 3.16 Milliarden Euro gesteigert werden, was einem Anstieg von ca. 16,3% gegenüber dem Vorjahr entspricht [3].

Insbesondere elektromotorisch unterstützte Fahrräder, abgekürzt Pedelec (Pedal Electric Cycle), EPAC (Electrically Power Assisted Cycle) oder E-Bike genannt, erfreuen sich seit Jahren ständig wachsender Beliebtheit. 1,36 Millionen Pedelecs wurden in Deutschland im Jahr 2019 verkauft, damit haben sich die Verkaufszahlen innerhalb von zwei Jahren verdoppelt, so dass der Bestand aktuell vom ZIV auf rund 5,4 Millionen geschätzt wird.

Lastenpedelecs oder E-Lastenfahrräder wurden erstmals 2018 vom Zweirad-Industrie-Verband bei den Marktzahlen erfasst und erreichten aus dem Stand einen Marktanteil von 4 Prozent (Bild 1) und werden aktuell mit 80% Marktwachstum verkauft – für die private wie für die gewerbliche Nutzung.

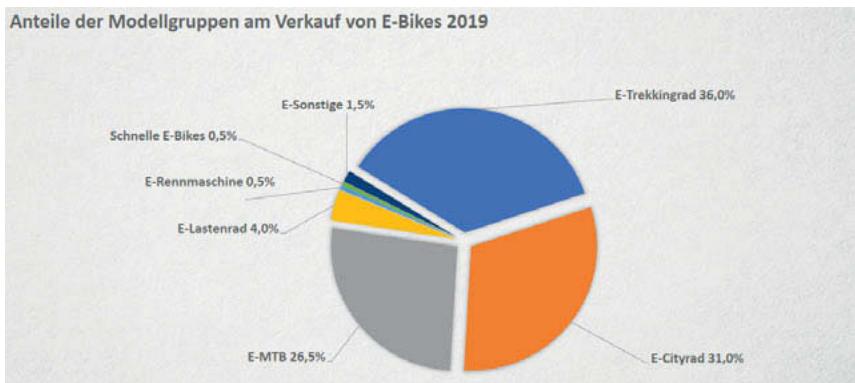


Bild 1: Verkaufsanteile bei E-Bikes (ZIV)

Im wirtschaftlichen Zusammenhang des Güterverkehrs eignet sich die Nutzung von Lastenfahrrädern mit elektrischer Antriebsunterstützung, um den Transport von Waren zu realisieren. Sie sind zweifellos die umweltfreundlichsten Transportmittel mit den geringsten Lärm- und Schadstoffemissionen während einer Fahrt. Des Weiteren stellen sie ein gesundes und günstiges Transportmittel mit einem sehr geringen infrastrukturellen Aufwand dar. [4]

Das Leergewicht von Lastenpedelecs ist durch Motor und Batterie sowie den oftmals steiferen Rahmen allerdings deutlich erhöht, was das Handling erschwert. Weiterhin werden größere Lasten aufgenommen und längere Strecken zurückgelegt, so dass ein höheres Arbeitspensum die Folge ist.

Eine regelmäßige Nutzung über lange Zeiträume ist besonders hinsichtlich der Schwingungsauswirkungen interessant, mit der sich das LIA.nrw daher im Rahmen eines Projekts intensiv beschäftigt hat [5] [6], an dem auch die Autoren beteiligt waren.

Mit Blick auf die Maschinenverordnung werden hierin die Hand-Arm- und Ganzkörper-Vibrationen untersucht, denn die o.g. Lastenpedelecs, die eine elektromotorische Unterstützung bis zu einer Geschwindigkeit von 25 km/h gewähren, sind rechtlich betrachtet Maschinen im Sinne der Maschinenverordnung, die die Vorgaben der europäischen Maschinenrichtlinie 2006/42/EG in Deutschland national umsetzt. Hierin sind bezogen auf Vibrationen folgende Anforderungen definiert:

„Die Maschine muss so konstruiert und gebaut sein, dass Risiken durch Maschinenvibrationen insbesondere an der Quelle so weit gemindert werden, wie es nach dem Stand des

technischen Fortschritts und mit den zur Verringerung von Vibrationen verfügbaren Mitteln möglich ist.“ [7]

In der Betriebsanleitung müssen sich Angaben zu den von der Maschine übertragenen Vibrationen finden:

- den Schwingungsgesamtwert, dem die oberen Körpergliedmaßen ausgesetzt sind, falls der ermittelte Wert $2,5 \text{ m/s}^2$ übersteigt. Liegt dieser Wert nicht über $2,5 \text{ m/s}^2$, so ist dies anzugeben,
- den höchsten Effektivwert der gewichteten Beschleunigung, dem der gesamte Körper ausgesetzt ist, falls der Wert $0,5 \text{ m/s}^2$ übersteigt. Beträgt dieser Wert nicht mehr als $0,5 \text{ m/s}^2$, ist dies anzugeben,
- die Messunsicherheiten. [7]

Diese Angaben stellen rechtliche Vorgaben dar, die an den Hersteller gerichtet sind und bilden für Arbeitgeberinnen und Arbeitgeber die Grundlage im Rahmen der Gefährdungsbeurteilung, maximale Einsatzzeiten und Schutzmaßnahmen für Beschäftigte bei der Verwendung dieser Maschinen ableiten zu können, wie es auch die Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung (LärmVibrationsArbSchV) fordert. Hierin sind in §9 folgende Grenzwerte für den Tages-Vibrationsexpositionswert (Achtstundenschicht) definiert: [8]

Für Hand-Arm-Vibrationen beträgt

1. der Expositionsgrenzwert $A(8) = 5 \text{ m/s}^2$
2. der Auslösewert $A(8) = 2,5 \text{ m/s}^2$.

Für Ganzkörper-Vibrationen beträgt

1. der Expositionsgrenzwert $A(8) = 1,15 \text{ m/s}^2$ in x- und y-Richtung und $A(8) = 0,8 \text{ m/s}^2$ in z-Richtung
2. der Auslösewert $A(8) = 0,5 \text{ m/s}^2$.

Bei Betrachtung der Betriebsanleitungen von (Lasten)-Pedelecs fällt allerdings auf, dass in der Regel Herstellerangaben zu Vibrationen, die bei der Nutzung des Produkts auftreten können, fehlen. Auch die produktsspezifischen Normen betrachten dieses Thema derzeit nicht [5].

Durchführen der Schwingungsmessungen

„Wenn die Betriebsart, die die höchsten Schwingungen hervorruft, „Fahren“ ist, müssen die Betriebsbedingungen auch die Fahrt über eine für den üblichen Einsatz repräsentative Fahrbahn einschließen. Dies muss durch die Festlegung einer natürlichen oder künstlichen Prüfstrecke erfolgen.“ So werden in DIN EN 1032 [9] die Prüfbedingungen für Fahrzeuge festgelegt.

Für das Projekt standen ein einspuriges und ein mehrspuriges Lastenpedelec (Dreirad) zur Verfügung, um mögliche Unterschiede aufgrund der Bauform ableiten zu können.

Das einspurige Lastenpedelec ist mit zwei Gepäckträgern (vorne und hinten) ausgestattet, die eine maximale Zuladung nach Herstellerangabe von 15 kg für den vorderen und 35 kg für den hinteren Gepäckträger zulassen, das zulässige Gesamtgewicht ist mit 180 kg angegeben. Das Fahrzeug verfügt über keinerlei Federung, auch keine gefederte Sattelstütze.

Das mehrspurige Lastenpedelec verfügt über einen Gepäckträger vor dem Lenker und eine große Ladefläche zwischen den beiden Hinterrädern, auf der eine offene Transportbox montiert ist. Das zulässige Gesamtgewicht beträgt 300 kg, wobei der vordere Gepäckträger mit maximal 25 kg und die hintere Transportbox mit maximal 150 kg beladen werden darf.

Da es sich um ein Verbundprojekt handelt, haben die Projektpartner auch unterschiedliche Messsysteme und Auswerteroutinen verwendet, die Untersuchungen erfolgten in Anlehnung an die entsprechenden Standards [9], [10], [11].

Es wurden durchgängig von allen Projektteilnehmern dreiaxiale Beschleunigungssensoren verwendet, da beim Sattel ein Sitzkissensensor nicht einsetzbar ist wurden flache Beschleunigungssensoren mit elastischer Einbettung auf die Satteldecke aufgebracht, für die Hand-Arm-Schwingungen wurde ein spezieller Hand-Arm-Sensor verwendet bzw. der Beschleunigungssensor auf dem elastischen Griff mit Sicherung aufgebracht (Bild 2), wie auch in [12] beschrieben.



Bild 2: Sensorik zur Messung der Hand-Arm- (oben) und Ganzkörper-Vibrationen (unten)

Im Rahmen des Projekts wurden für die vergleichenden Untersuchungen vier unterschiedliche Fahrbahnoberflächen festgelegt, auf denen die Messungen mit unterschiedlichen Fahrrern, unterschiedlichen Beladungszuständen und unterschiedlichen Geschwindigkeiten erfolgen. Die Fahrbahnoberflächen wurden wie folgt gewählt (Bild 3):

- Asphaltstraße
- Verbundpflaster
- Sand/Schotterweg
- Kopfsteinpflaster

Die Messfahrten erfolgten mit einer Mindestdauer von 180 s entsprechend DIN EN 1032 mit jeweils konstanter Geschwindigkeit (Bild 4).

Aus den Messdaten wurde dann unter Berücksichtigung der jeweiligen Frequenzbewertung und Gewichtung der Schwingungsgesamtwert der Effektivwerte der frequenzbewerteten Beschleunigung ermittelt.

Für die Ganzkörper-Vibrationen ergibt sich bei allen Messfahrten aus der mehrachsigen Messung der Beschleunigungen, das gemäß der Gewichtung nach DIN EN 1032

$$a_{w\max} = \max \{1,4 a_{wx}, 1,4 a_{wy}, a_{wz}\}$$

die vertikale Messrichtung dominant ist und für die Ableitung einer Messvorschrift sich daher auf diese Messrichtung beschränkt werden kann.



Bild 3: Fahrbahnoberflächen für die vergleichenden Untersuchungen

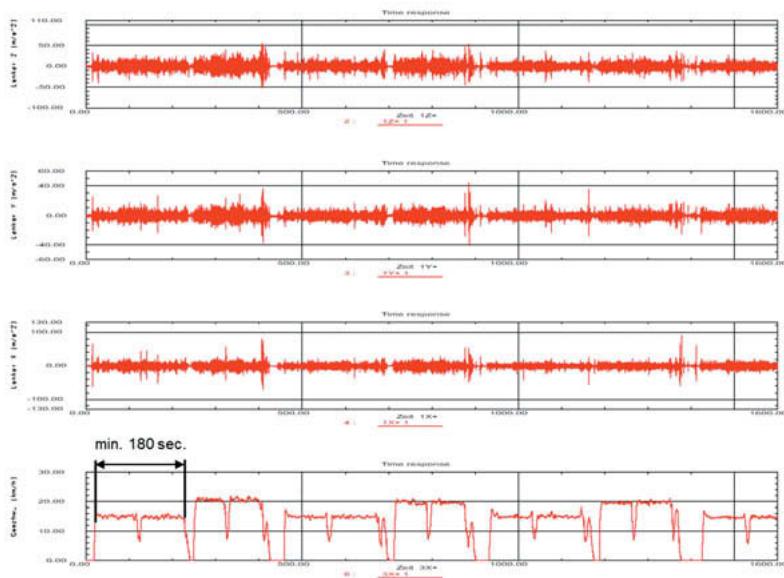


Bild 4: Zeitdaten bei Messung der Hand-Arm-Vibrationen bei 15 km/h und 20 km/h

Ergebnisse der Messungen

Wie bereits oben erwähnt ist bei den Ganzkörper-Vibrationen die vertikale Messrichtung eindeutig dominant, weiterhin bestätigt sich auch konform zu der Aussage aus DIN EN 1032 der Einfluss der Zuladung:

„Meistens ergibt der unbeladene Zustand der Maschine den höchsten Schwingungswert.

Daher ist im Regelfall dieser Zustand bei der Messung zu verwenden.“ [9]

Die Messungen bestätigen somit die folgenden Annahmen, die auch aus anderen Fahrzeuggattungen bekannt sind [5]:

- Die höchsten Schwingungswerte ergeben sich im unbeladenen Zustand.
- Höhere Geschwindigkeiten führen zu höheren Vibrationen.
- Die Reifenfederung spielt eine nicht zu vernachlässigende Rolle, breite Reifen mit niedrigerem Fülldruck führen zu geringeren Vibrationsbelastungen.
- Die Belastungen durch die Ganzkörper-Vibrationen sind kritischer zu bewerten als die Belastungen auf das Hand-Arm-System.

Nach Auswertung der Messdaten aller Projektteilnehmer ergibt sich, dass Fahrten auf einer intakten Asphaltfahrbahn für das Hand-Arm-System als unkritisch gelten können, da weder der Auslösewert noch der Expositionsgrenzwert nach [8] überschritten werden, unabhängig von Fahrergewicht, Zuladung und Geschwindigkeit. Bei den Ganzkörper-Vibrationen dagegen ist eine Überschreitung des Auslösewerts A(8) von $0,5 \text{ m/s}^2$ wahrscheinlich, bei höheren Geschwindigkeiten ab ca. 20 km/h kann auch der Expositionsgrenzwert überschritten werden.

Alle weiteren untersuchten Fahrbahnoberflächen ergaben entsprechend teils deutlich höhere Schwingungswerte (Bild 5), auf Schotterstrecken ist ein Überschreiten der Auslöseschwelle für die Hand-Arm-Vibrationen bereits bei niedrigeren Geschwindigkeiten zu erwarten, bei den Ganzkörper-Vibrationen können sowohl der Auslösewert als auch der Expositionsgrenzwert je nach Geschwindigkeit, Beladungszustand und Fahrergewicht nach weniger als zwei Stunden überschritten werden.

Erwartungsgemäß ergaben sich auf Kopfsteinpflaster die höchsten Vibrationswerte, für die Hand-Arm-Vibrationen tritt eine Überschreitung des Expositionsgrenzwerts nach weniger als zwei Stunden Fahrzeit auf, bei den Ganzkörper-Vibration ist dies bereits nach wenigen Minuten der Fall. Allerdings ist bereits subjektiv eine Fahrt mit einem Lastenpedelec über Kopfsteinpflaster mit 15 km/h sehr unangenehm, so dass dieser Fahrzustand im Alltag tunlichst vermieden würde.

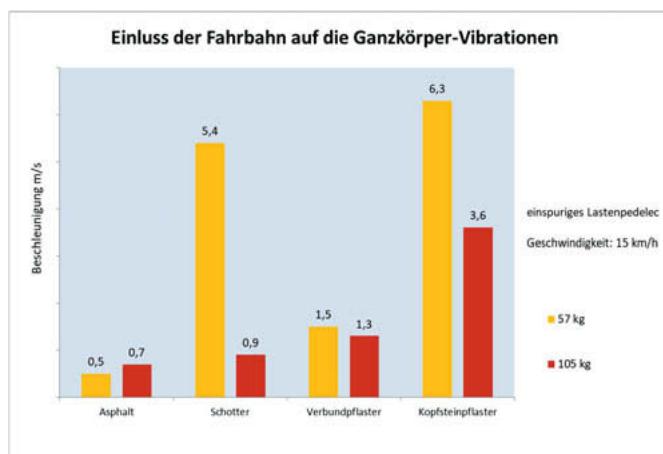


Bild 5: Auswertung der Ganzkörper-Vibrationen abhängig von der Fahrbahnoberfläche [5]

Insgesamt treten bei Lastenpedelecs bei Bewertung der Vibrationsbelastungen nach der Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung relativ hohe Werte auf, die durchaus durch konstruktive Maßnahmen am Fahrrad verringert werden könnten. So finden sich an Lastenfahrrädern nur selten Federungen, die untersuchten Fahrzeuge hatten auch keine gefederte Sattelstütze.

Das Projekt hat aber ausdrücklich auch nicht die bei gewerblicher Nutzung real auftretenden Geschwindigkeiten, Distanzen, Streckenprofile und Zuladungen betrachten können, da diese zum einen aktuell nicht erfasst sind und zum anderen auch sehr stark individuell variieren können. Ziel ist es aufzuzeigen, dass die Betrachtung von Vibrationen bei gewerblicher Nutzung eines Lastenpedelecs nicht unterschätzt werden sollte. Auch sollte ein reproduzierbares und einheitliches Verfahren zur Bestimmung der Vibrationsbelastungen definiert werden, die dann bei jedem Fahrzeug wie in der Maschinenrichtlinie gefordert anzugeben sind, damit Arbeitgeberinnen und Arbeitgeber einen objektiven Vergleich ziehen können und maximale Einsatzzeiten für ihre Beschäftigten abschätzen können.

Die Beeinflussung von Betriebsschwingungen

Wie die oben vorgestellten Messungen zeigen, existiert eine Vielzahl von Parametern, die die Betriebsschwingungen beeinflussen. Eine systematische Herangehensweise ist sehr empfehlenswert, da ansonsten die Suche nach einer sehr guten schwingungsreduzierenden Lösung einer Suche nach der Stecknadel im Heuhaufen gleicht.

Um die erzwungenen Schwingungen eines schwingungsfähigen Systems zu beschreiben bietet sich das Bild 6 an.



Bild 6: Schematische Darstellung der Eingangs- und Ausgangsbeziehung zur Beschreibung erzwungener Schwingungen eines fremderregten Systems

Grundsätzlich können der Eingang und der Ausgang gemessen werden. Werden wie bei der Messung der Betriebsschwingungen nur die Ausgänge gemessen, handelt es sich bei einer reinen Signalanalyse. Hieraus können Informationen zu Betriebsschwingfrequenzen und Betriebsschwingformen generiert werden. Systemische Informationen, wie die modalen Parameter (Eigenfrequenzen, Eigenformen, modale Dämpfung), können nur mit den Werkzeugen der Stochastik (Operational Modal Analysis) und mit großen Unsicherheiten behaftet, ermittelt werden. Ist die Kenntnis der modalen Parameter erforderlich, so können diese durch eine experimentelle Modalanalyse bestimmt werden. Die Bilder 7 und 8 zeigen den Unterschied zwischen der Betriebsschwingungs- und der Modalanalyse.

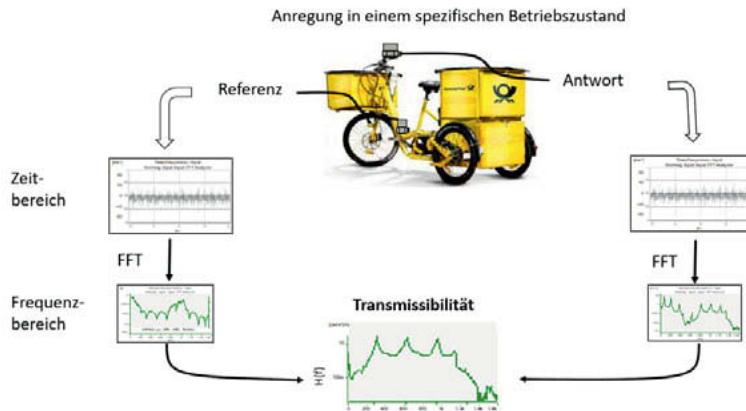


Bild 7: Ablauf einer Betriebsschwingungsanalyse

Anregung mit z. B einem Modalhammer, der eine integrierte Kraftmessdose besitzt

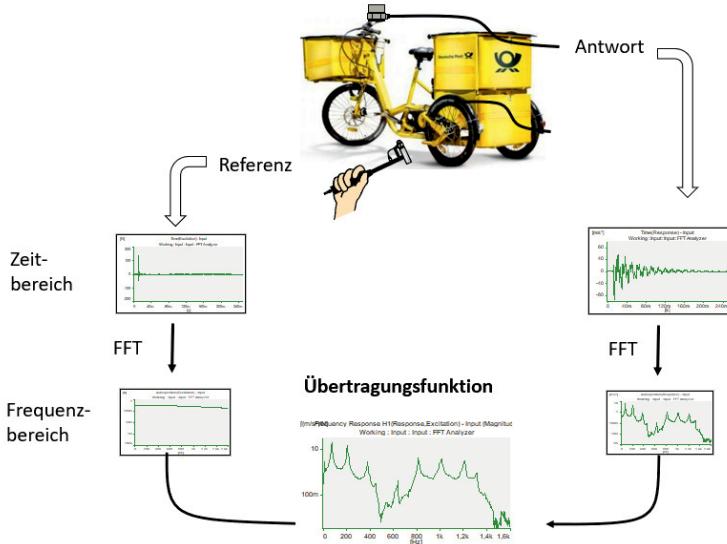


Bild 8: Ablauf einer Modalanalyse

Doch warum ist die Kenntnis der modalen Parameter von Interesse?

Nach [14] berechnet sich die erzwungene Schwingung eines 1-Massen-Schwingers bei harmonischer Anregung mit

$$\mathbf{x}_p(t) = \operatorname{Re} \left(\sum_{i=1}^{i=N} C_{p,i} \cdot \hat{\mathbf{x}}_{h,i} \cdot e^{j\Omega t} \right) = \operatorname{Re} \left(\sum_{i=1}^{i=N} \frac{\hat{\mathbf{x}}_{h,i}^T \hat{\mathbf{F}}}{k_{gen,i} - \Omega^2 m_{gen,i}} \cdot \hat{\mathbf{x}}_{h,i} \cdot e^{j\Omega t} \right) \quad (1)$$

Dabei

$\hat{\mathbf{x}}_{h,i}^T := i -$ ter transponierter Eigenvektor

$k_{gen,i} := i -$ te generalisierte Steifigkeit

$m_{gen,i} := i -$ te generalisierte Masse

sind. Die generalisierte Masse und die generalisierte Steifigkeit lassen sich aus dem zugehörigen Eigenwert, der die Eigenfrequenz und Dämpfung beinhaltet, bestimmen.

Dies bedeutet, dass die Schwingungsantwort eines fremderregten Systems eine Linearkombination aller spezifisch gewichteten Eigenschwingungen ist. Im Umkehrschluss heißt dies, dass die gezielte Veränderung der Eigenschwingungen eine gezielte Veränderung der Schwingungsantwort zur Folge hat.

Nach VDI 2062 Blatt 1 wird diese Technik Strukturmodifikation genannt und kann als Methode zur Schwingungsreduktion eingesetzt werden. Weit höher in der Prioritätenliste dieser Richtlinie stehen aber:

1. Vermeidung von Anregungen durch schwingungsarme Konstruktionen wie Verwendung elastischer Gelenke, Verringerung der Masse bewegter Teile, geeignete Lagerpunkte (z.B. Schwingungsknoten),
2. Massenausgleich durch z.B. Auswuchten,
3. Schwingungsisolierung,
4. Schwingungstilgung,
5. Schwingungsdämpfung,
6. Strukturmodifikation.

Natürlich sind die Maßnahmen 1 bis 6 nicht unabhängig voneinander zu betrachten. Beispielsweise bedeutet der Einbau eines elastischen Gelenkes gleichsam eine Schwingungsisolierung wie auch eine Strukturmodifikation.

Grundsätzlich ist es ratsam in Bezug auf ein bestimmtes Schwingungsproblem ein Transferpfad der Schwingungen zu analysieren. Z. B. könnte der Transferpfad – ohne Anspruch auf Vollständigkeit – für die am Lenker auftretenden Schwingungen folgender in Bild 9 sein:

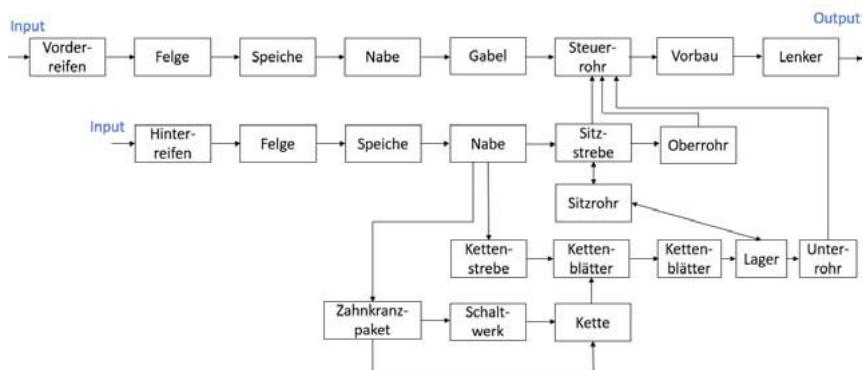


Bild 9: Möglicher Transferpfad der Schwingungen von den Reifen zum Lenker

Aus Bild 9 wird ersichtlich, wie sinnvoll es ist, Anregungen von vorneherein zu vermeiden. Bei einem Pedelec ist dies aber nur bedingt möglich. Demzufolge sind die anderen Maßnahmen für eine erfolgreiche Schwingungsreduzierung anzuwenden.

Die drei Methoden Schwingungsisolierung, Schwingungstilgung und Schwingungsdämpfung sollen im Weiteren kurz beschrieben werden.

Die Schwingungsisolierung wird erreicht, indem an einer Übergangsstelle zwischen zwei Subsystemen ein elastisches Lager eingefügt wird. Auf diese Weise werden die beiden Subsysteme schwingungstechnisch voneinander entkoppelt. Allerdings erst ab einem bestimmten Frequenzbereich, wie der Amplitudenfrequenzgang in Bild 10 zeigt.

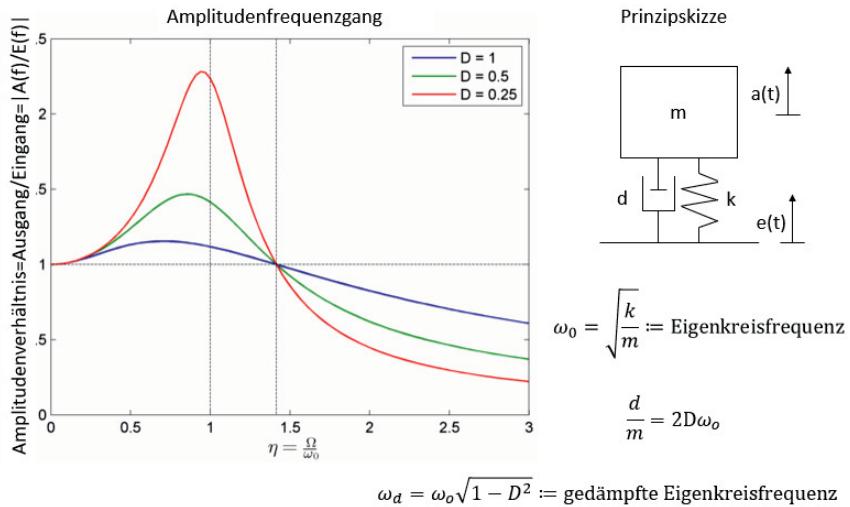


Bild 10: Prinzipskizze und Amplitudenfrequenzgang der Schwingungsisolation eines 1-Massen-Schwingers

Der Amplitudenfrequenzgang in Bild 10 zeigt, dass erst ab einer Erregerfrequenz von $\sqrt{2}\omega_0$ die Amplituden des Ausgangs kleiner ist als die Amplituden des Eingangs. Bild 10 zeigt außerdem, dass die Schwingungsisolation eine zusätzliche Resonanz bedeutet.

Die Schwingungstilgung sollte dann eingesetzt werden, wenn nur eine Anregungsfrequenz von Bedeutung ist. Durch die elastische Ankopplung einer zusätzlichen Masse, die Tilgermasse, kann erreicht werden, dass der Tilgerpunkt genau auf die Frequenz der ursprünglich störenden Resonanzfrequenz fällt. Nachteil dieser Methode ist allerdings, dass durch das zusätzliche Feder-Masse-System dem Hauptsystem eine weitere Eigenfrequenz zuteilwird. Der Tilger muss also sehr gut auf das Hauptsystem angestimmt sein, um nichts Gegenteiliges zu bewirken.

Während die Schwingungsisolation lediglich die Übertragung der erregenden Schwingungen in ein bestimmtes Frequenzband transformiert, vernichtet die Schwingungsdämpfung Energie, was sich insbesondere bei der Reduzierung von Schocks sehr positiv auswirkt. Bei dem Einsatz einer zusätzlichen Dämpfung ist zu bedenken, dass sich der Effekt der Schwingungsisolation reduziert (ref. Bild 10).

Eine Herausforderung für die interdisziplinäre Mechanik

Neben der Vielzahl der äußeren Einflussfaktoren, wie Fahrergewicht, Fahrergröße, Fahrweise, Schwingungsverhalten des Menschen selbst, Luftdruck der Reifen etc. geht aus dem Transferpfad in Bild 9 hervor, dass die Reduzierung der Schwingungen eines Pedelecs auch aus strukturdynamischer Sicht wegen seiner vielen Kopplungspunkte kein triviales Problem ist. Zu dem komplizierten Strukturproblem gesellen sich außerdem die nichtlinearen Zahnradschwingungen und auch das Problem des Bremsenquietschen – zugegebenermaßen ein Komfortproblem. Nicht zu vergessen ist die Selbststabilisierung des Pedelecs durch den gyroskopischen Effekt, der allerdings bei bestimmten Fahrgeschwindigkeiten zu instabilem Fahrverhalten führt.

Hieraus folgt zum einen, dass eine effektive Schwingungsreduktion und Schockabsorption für Personen individuell bzw. wenigstens für Personengruppen maßgeschneidert sind. Des Weiteren sollten die Regeln einer systematischen Herangehensweise an die Problematik eingehalten werden. Diese sieht vor allem den iterativen Produktentwicklungsprozess vor (Bild 11).

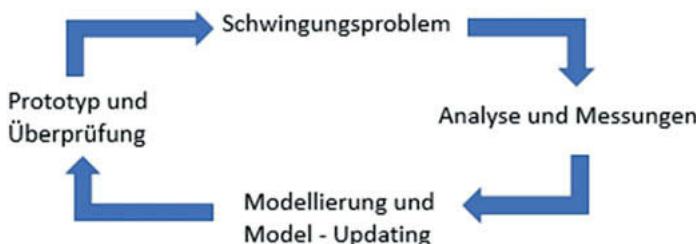


Bild 11: Iterativer Produktentwicklungsprozess

Des Weiteren ist es ratsam aufgrund der Vielfältigkeit der auftretenden Fragestellungen ein interdisziplinäres Entwicklungsteam anzustreben. Im Einzelnen sind dies

- Schwingungstechniker,
- Zuverlässigkeitstechniker und Werkstoffspezialisten,
- Mehrkörpersimulations- und FEM-Spezialisten,

- Humanschwingungsexperten,
- Fahrradtechniker und -fahrer.

Zu guter Letzt sind initiale Kenntnisse der Parameter notwendig, um den iterativen Prozess zu starten. Diese werden im Folgenden dargelegt.

Einfache Maßnahmen zur Schwingungsreduzierung

Da die Belastung durch die Ganzkörper-Vibrationen überwiegen wird nachfolgend außerhalb des oben beschriebenen Projekts der Einfluss unterschiedlicher Sättel auf den Schwingungskomfort untersucht. Diese Versuchsreihe überprüft weiterhin, ob durch Fahrbetriebsmessungen ein Zusammenhang zwischen subjektivem Komfortempfinden und der Schwingungsexposition auf dem Fahrradsattel ermittelt werden kann. Hierzu wird wie zuvor die Ganzkörperschwingungsexposition mit Hilfe eines 3-achsigen Beschleunigungssensors auf der Sitzfläche gemessen.

Für den Vergleich wird eine Messstrecke von ca. 3 Kilometern mit gemischten Fahrbahnanteilen durchfahren, wobei der Anteil von Schotterwegen und Kopfsteinpflaster höher gewählt wurde, da sich auf den ebenen Fahrbahnoberflächen keine großen Unterschiede ergeben werden.

Es werden fünf unterschiedliche Sattelmodelle verglichen, die Auswertung erfolgt wie oben beschrieben gemäß DIN EN 1032. Es ergeben sich die in Bild 12 gezeigten Effektivwerte der frequenzbewerteten Beschleunigungen für eine Frequenzbewertung mit der entsprechenden Bewertungsfunktion für die z-Richtung.

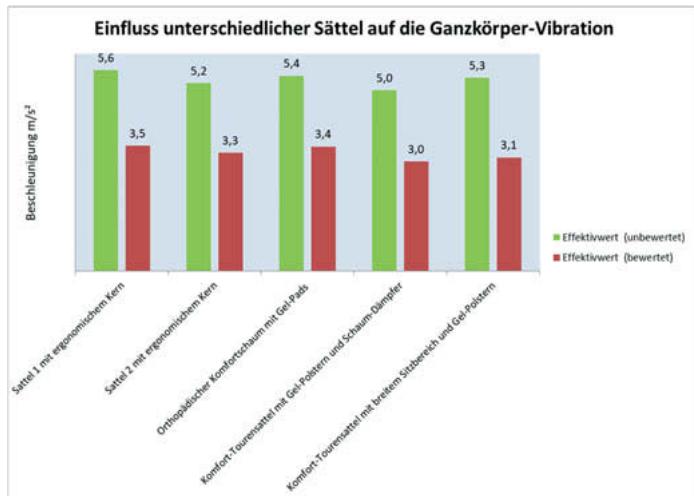


Bild 12: Ganzkörper-Vibrationen bei Verwendung unterschiedlicher Fahrradsättel

Als Ergebnis ergibt sich weiterhin, dass eine subjektive Komfortbeurteilung der Testfahrer mit der Reihung nach Bild 12 weitestgehend korreliert, obwohl die quantitativen Unterschiede der bewerteten Beschleunigungseffektivwerte unterhalb 15 % betragen.

Untersuchungen mit unterschiedlichen Griffgummis am Lenker ergeben, dass durch dickere Griffe nur hochfrequente Schwingungen oberhalb ca. 80 Hz bis 100 Hz leicht reduziert werden, da diese aber aufgrund der Frequenzbewertung bei den Hand-Arm-Vibrationen nur eine sehr geringe Berücksichtigung bei dem Schwingungsgesamtwert finden ist eine positive Auswirkung hier nicht nachweisbar. Bei Griffen sollte daher die Ergonomie im Vordergrund stehen, da dadurch eine entspanntere Griffposition resultiert, wodurch die physiologischen Auswirkungen der Schwingungsexposition reduziert werden.

Einfluss der Bauform bei mehrspurigen Lastenpedelecs

Bei mehrspurigen Lastenpedelecs stellt sich auch die Frage, ob die Bauform einen wesentlichen Einfluss auf die Vibrationswerte zeigt. Dafür sind außerhalb des Verbundprojekts vergleichend Messungen an einem Lastendreirad mit zwei Rädern vorn (Frontdreirad oder Tadpole-Trike) und mit zwei Rädern hinten und einer konventionellen Gabelenkung (Delta-Trike) durchgeführt worden, die jeweils mit halber Zuladung gefahren wurden. Ergänzend ist bei diesem Vergleich ein normales City-Pedelec (E-Cityrad) ohne Zuladung auf der gleichen

Strecke vermessen worden, um einen weiteren Vergleichswert zu erhalten. Eine Übersicht über die untersuchten Fahrradtypen gibt Tabelle 1.

Tabelle 1: Reifengrößen und Luftdruck der verwendeten Fahrräder

Fahrradtyp	E-Cityrad	Frontdreirad mit Drehschemellenkung	Lastendreirad mit Vorderrad-Gabellenkung
Reifengröße	28 x 1 3/8	20 x 2,00 vorne 26 x 2,00 hinten	26B 2-22
Reifenfülldruck	5 bar	4,5 bar	2,5 bar

Die Ergebnisse auf einer Mischstrecke mit unterschiedlichen Fahrbahnoberflächen zeigt Bild 13. Fahrer 1 war jeweils etwas schneller unterwegs als Fahrer 2, was sich in den generell etwas höheren Beschleunigungswerten widerspiegelt. Die Unterschiede zwischen den beiden Dreirädern unterschiedlicher Bauform sind hier als sehr gering zu betrachten, so dass konzeptionell hier keine Unterschiede bezüglich der Vibrationsexposition festgestellt werden können.

Deutlich höhere Werte ergeben sich erwartungsgemäß für das konventionelle E-Cityrad, das ohne Beladung gefahren wurde und mit schmaleren Reifen ausgestattet ist, die mit höherem Luftdruck (gemäß Herstellerangaben) betrieben wurden.

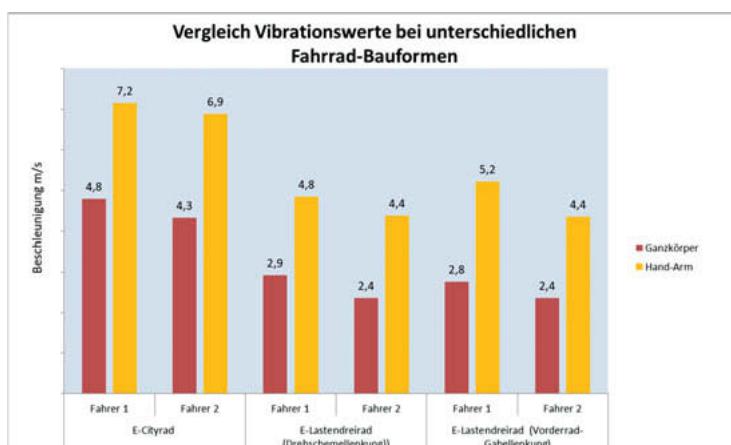


Bild 13: Hand-Arm- und Ganzkörper-Vibrationen bei Pedelecs unterschiedlicher Bauform

Ableiten einer Messvorschrift

Im oben beschriebenen Projekt wurden im Rahmen eines Round Robin Tests zwei Lastenpedelecs von unterschiedlichen Instituten an unterschiedlichen Orten untersucht. Dabei ergab sich, dass die Messfahrten auf Asphaltfahrbahnen und auf Verbundpflaster recht gut reproduzierbare Werte lieferten, während Schotterwege oder insbesondere Kopfsteinpflaster große Varianzen ergab, was aufgrund der stark schwankenden Oberflächentopologie nicht überrascht.

Für eine Messvorschrift sollte sich entsprechend DIN EN 1032 daher auf eine natürliche oder künstliche Prüfstrecke festgelegt werden, die in genau definiertem Zustand bezüglich Geschwindigkeiten, Zuladung und Fahrergewicht befahren wird. Als natürliche Prüfstrecke eignen sich somit Asphalt oder Verbundpflaster, als künstliche Prüfstrecke bietet sich das Überfahren von definierten Schwämmen auf einer ebenen Fahrbahn an, wie es z.B. in DIN EN 13059 [15] für Flurförderfahrzeuge beschrieben wird. Hier werden in Abhängigkeit von Fahrzeugbauart, Reifenart und des Raddurchmessers Fahrgeschwindigkeit und Abmessungen der Teststrecke vorgegeben. Ein solcher Ansatz wird derzeit im Rahmen der Normung von Lastenfahrrädern nach DIN 79010 [16] verfolgt.

Zusammenfassung

Im Rahmen eines Verbundprojekts werden durch einen Round Robin Test Hand-Arm- und Ganzkörpervibrationen an Lastenpedelecs in Abhängigkeit von Parametern wie Fahrgeschwindigkeit, Fahrergewicht, Zuladung und Fahrbahnbeschaffenheit untersucht.

Die Motivation der Studie ergibt sich zum einen dadurch, dass für Pedelecs die Anforderungen der Maschinenrichtlinie gültig sind und damit Angaben zu den von der Maschine übertragenen Vibrationen erfolgen müssen, zum anderen durch die gewerbliche Nutzung von Lastenpedelecs im Güterverkehr von KEP-Diensten. Letzteres erfordert die Berücksichtigung der Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung.

Es zeigt sich, dass die Belastungen durch die Ganzkörper-Vibrationen höher sind als die der Hand-Arm-Vibrationen, die Grenzwerte werden nach kürzerer Nutzungszeit überschritten. Lediglich intakte Asphaltfahrbahnen erweisen sich als unkritisch, bereits das häufig auf Radwegen anzutreffende Verbundpflaster führt generell zum Überschreiten des Auslösewerts.

Dabei lassen sich die Schwingungsauswirkungen bei Lastenpedelecs durchaus durch konstruktive Maßnahmen wie Rad- oder Sattelfederungen reduzieren. Aufgrund der Komplexität der mechanischen Struktur und der Vielzahl der Einflussfaktoren ist es ratsam die Optimie-

rung entsprechend eines iterativen Produktentwicklungsprozesses durchzuführen, an dem Experten verschiedener Fachbereiche beteiligt sind.

Um vergleichbare Angaben für Vibrationen an Pedelecs machen zu können ist ein standardisiertes Messfahren erforderlich. Dies wird aktuell erarbeitet.

Literatur

- [1] Martin Randelhoff: Einflussfaktoren auf die Entwicklung des innerstädtischen Lieferverkehrs, November 2018.
www.zukunft-mobilitaet.net/168752/analyse/wachstumstreiber-staedtischer-lieferverkehr-kep-paketaufkommen/
- [2] Uwe Clause and Carina Thaller: Wirtschaftsverkehr 2013 - Datenerfassung und verkehrsträgerübergreifende Modellierung des Güterverkehrs als Entscheidungsgrundlage für die Verkehrspolitik. Springer Vieweg, 2013
- [3] Zweirad-Industrie-Verband (ZIV) – Wirtschaftspressekonferenz am 21. März 2019 in Berlin - Zahlen - Daten - Fakten zum deutschen Fahrradmarkt, März 2019
- [4] Katherina Grafl, Heike Bunte, Katrin Dziekan, Holger Haubold, and Manfred Neun: Framing the Third Cycling Century - Bridging the Gap between Research and Practice. Umweltbundesamt, November 2018
- [5] Martin Nordhaus und Sara Schlechter: „Vibrationen an Lastenpedelecs, ein unterschätztes Thema?“ sicher ist sicher, Dezember 2017.
- [6] Good Vibrations?! Unterschätztes Risiko von Vibrationen bei Lastenpedelecs, LIAfakten, Januar 2019, www.lia.rw.de
- [7] Richtlinie 2006/42/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 17. Mai 2006 über Maschinen und zur Änderung der Richtlinie 95/16/EG (Neufassung), Stand: 01. Januar 2016, Konsolidierte Fassung
- [8] Verordnung zum Schutz der Beschäftigten vor Gefährdungen durch Lärm und Vibrationen (Lärm- und VibrationsArbeitsschutzverordnung - LärmVibrationsArbSchV) Ausfertigungsdatum: 06.03.2007
- [9] DIN EN 1032: 2009-2: Mechanische Schwingungen – Prüfverfahren für bewegliche Maschinen zum Zwecke der Bestimmung des Schwingungsemissionswertes; Deutsche Fassung EN 1032:2003+A1:2008

- [10] DIN EN ISO 5349-1: Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen, Teil 1: Allgemeine Anforderungen, Deutsche Fassung EN ISO 5349-1:2001
- [11] VDI 2057 Blatt 1: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Ganzkörper-Schwingungen, Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf 2002
- [12] Herbert Martins Gomes, Daniel Savionek: Measurement and evaluation of human exposure to vibration transmitted to hand-arm system during leisure cyclist activity, Revista Brasileira de Engenharia Biomédica, Volume 30, Número 4, p. 291-300, 2014
- [13] Kerstin Kracht und Martin Büscher: „Schwingungen beim Fahrradfahren und der Einfluss auf den menschlichen Körper“, 6. VDI-Tagung Humanschwingungen, 2016
- [14] Thomas Kletschkowski: „Schwingungsmesstechnik“, Skript zur Vorlesung, HAW Hamburg.
- [15] DIN EN 13059:2009-06: Sicherheit von Flurförderzeugen - Schwingungsmessung; Deutsche Fassung EN 13059:2002+A1:2008
- [16] DIN 79010:2020-02: Fahrräder - Transport- und Lastenfahrrad - Anforderungen und Prüfverfahren für ein- und mehrspurige Fahrräder

Improvement of Helicopter Comfort of Ride Beyond Blade Passage Frequency

– Research Project CORINNE –

Oliver Dieterich, Martijn Priems,

AIRBUS Helicopters Deutschland GmbH, Donauwörth

Abstract

In the past, helicopter comfort of ride was mainly affected by high vibrations at main rotor blade passage frequency. Thus, significant effort has been spent in rotorcraft engineering to reduce this vibration source to acceptable levels by frequency de-tuning of airframe and main rotor blades and by introducing passive and active anti-vibration systems on global and local level. Due to the progress achieved in the reduction of blade passage frequency vibrations, other vibration sources are increasingly perceived by flight crew and passengers. Therefore, vibration engineering focus needs to be extended from assessment of rotor harmonics to the complete spectrum – especially below the blade passage frequency.

The research project CORINNE [1] aims at closing the gap of understanding and mastering vibration characteristics with special focus on low frequencies where human body sensitivity is high. One main experimental asset of this research project consists in laboratory tests on two different motion platforms performed at the Max-Planck Institute for Biological Cybernetics in Tübingen with several test persons. Objectives of these tests were to link objective measurements such as the platform accelerations to subjective measurements provided as feedback from the test persons for whole body vibrations and motion sickness.

In the following, an overview of the CORINNE research project is provided focusing on the whole body vibration test campaign. In order to analyze ride comfort aspects, vibration patterns of a representative rotorcraft have been synthesized and for each test point, the test persons provided a comfort rating in order to compare with the verbal qualifiers of the ISO standard 2631-1 [2]. In addition, chirp signal excitation has been applied to the manned test platform in order to determine seat transfer characteristics and to compare seat behavior with flight test results.

1. Motivation for the Research Project CORINNE

Rotorcrafts differ significantly from fixed wing aeronautical vehicles in airframe vibration characteristics - primarily caused by the skewed inflow of the main rotor system. In quasi-steady flight conditions, the aerodynamic boundary conditions lead to periodic loading and motions of the main rotor blades which result in main rotor hub loads and related airframe vibrations at multiples of the blade passage frequency due to mechanical filtering properties (when assuming perfectly identical main rotor blades).

The vibrations are rather deterministic in nature but depend on rotorcraft type and configuration and on operating conditions. Another deterministic vibration source is based on main rotor track and balance due to dissimilar characteristics of blades caused by manufacturing tolerances. Both kind of airframe vibrations can be influenced by design and manufacturing and related efforts have been widely spent in industry e.g. introducing comprehensive anti-vibration devices in order to make the helicopter a competitive transportation means.

For assessing vibration characteristics, rotorcraft specific key Fig.s such as the Intrusion Index [3] have been introduced assessing peak vibrations in the frequency domains e.g. up to 60 Hz. Recent experience from flight testing and from customer feedback reveals relevant cases with objective vibration measures such as the Intrusion Index not complying with human vibration comfort sensing e.g. expressed by vibration assessment rating (VAR: feedback of the flight test crew by scale from 0 = no vibrations to 10 = intolerable). A closer look on the spectral vibration characteristics of a rotorcraft shows that other vibration sources not addressed above might have an impact as well – although being low in absolute levels, see also the Fig. below highlighting the following phenomena:

- Stochastic broadband vibrations in the low frequency range below 0.6/rev related to atmospheric turbulence, pilot and auto-pilot control
- Stochastic broadband vibrations in the frequency range at approximately 0.8/rev and around 3/rev related to elastic airframe response (depending also on rotorcraft type)

The conclusion was drawn that the additional non-periodic contributions need to be addressed for vibration comfort metrics suitable for rotorcrafts. From industrial point of view, the missing correlation between objective and subjective measures leads to the challenge how to design for improved ride quality without knowing a corresponding metrics behind. In order to fill this knowledge gap, the national research project CORINNE (Comfort of Ride Improved Engineering) has been set up in the frame of the third call of the fifth program of Luftfahrtforschung supported by the research partners DLR (Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, Braunschweig), USTUTT (Institut für Flugmechanik und Flugregelung IFR, Stuttgart) und TUM (Lehrstuhl für Hubschraubertechnologie, München). [1].

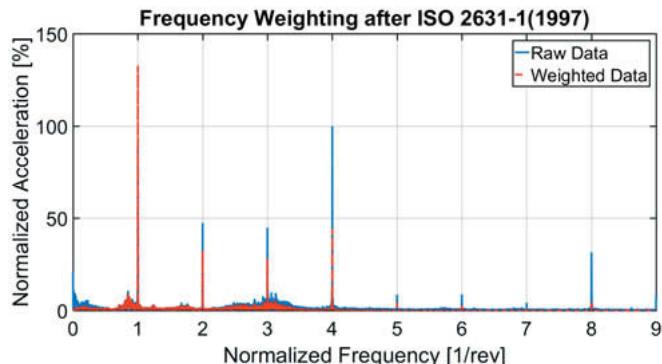


Fig. 1: Raw and weighted vibrations from flight test data of a four-bladed helicopter

2. Methodological Approach within the Research Project

In order to widen the scope of vibration assessment, focus has been put on the low frequency range which is characterized by high human sensitivity with respect to vibrations. For this purpose, a comprehensive approach has been sketched in the research project CORINNE composed of the following research bricks:

Exploitation of flight test data with focus on low frequency vibrations

Rotorcraft specific ride quality characteristics shall be derived relating the ride quality index – representing occupants comfort feeling in view of vibrations – to turbulence intensity and pilot inputs respectively as excitation sources for the rotorcraft. For favorable ride quality, these rotorcraft specific ride quality transfer characteristics shall be optimized.

Atmospheric turbulence in simulation and flight test analysis

On the one hand, turbulence models suitable for rotorcraft applications in the flight simulation framework shall be explored for providing atmospheric excitation. On the other hand, a method shall be developed in order to identify atmospheric turbulence from flight test data in order to refine flight crew statements on atmospheric conditions by defining a turbulence intensity factor.

Improvement of AFCS bench simulation models for low frequency vibrations

In order to exploit AFCS bench simulations for low frequency vibrations, the existing rotorcraft simulation model up to now only considering rigid body degrees of freedom and main rotor fundamental blade dynamics needs to be enhanced by elastic airframe modeling and other refinements for increased fidelity towards higher frequencies.

Impact of Autopilot/AFCS on low frequency vibrations

In the past, tuning of the autopilot was mainly focused on handling qualities. The challenge is how compromises between handling qualities and ride qualities can be established in a formal manner between these typically conflicting requirements asking for high control gain for high control accuracy versus low gain for improving comfort of ride.

Human perception of rotorcraft specific vibrations

Objective is to identify a ride quality index providing a link between (objective) vibration measurements and (subjective) comfort of ride assessment of flight crew and passengers for rotorcraft specific vibration signatures. Approach is to check validity of the weighted acceleration definition of ISO 2631-1 and to refine if required. The index shall be applicable to flight test results and shall be exploitable for optimization purposes.

Seat transfer characteristics as interface between man and machine

In order to extend the AFCS bench simulation to seat vibrations and to extrapolate flight test measurements from the cabin floor to the seat interfaces, seat transfer characteristics shall be derived based on motion platform tests with representative helicopter seats. Due to tonal excitation in flight, flight test results are not adequate for this purpose.

Thus, three experimental columns exist in the research methodology which are flight tests, AFCS bench tests for simulation and motion platform tests for human perception and seat transfer characteristics. Motion platform campaigns have been performed at the Max-Planck-Institut für Biologische Kybernetik (MPI) for whole body vibrations on the Stewart platform and on the Cable Robot Simulator addressing motion sickness.

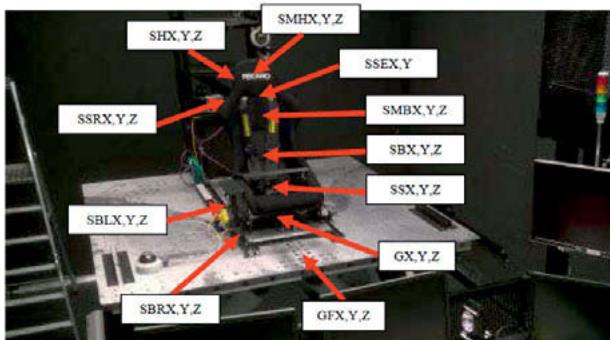


Fig. 2: Test set-up and instrumentation for whole body vibration test campaign

3. Design and Performance of Whole Body Vibration Test Campaign

Rotorcraft specific key Fig.s exploiting only peak vibrations at rotor harmonics are considered as not adequate to provide the envisaged metrics covering the impact of low frequency vibrations. On the other hand, ISO 2631-1 provides an approach for general vibration signatures up to 80 Hz for assessing transport means in terms of weighted accelerations a_v . Furthermore, the standard links these acceleration levels to verbal qualifiers ranging from "not uncomfortable" to "extremely uncomfortable". According to Fig. 1, the vibration signature of rotorcrafts is very specific due to a combination of broadband excitation and discrete harmonics at different frequencies. Thus, the whole body vibration test campaign at MPI was designed in such a way that the validity of the weighted accelerations and verbal qualifiers have been investigated for such kind of vibration patterns.

For this purpose, vibrations from flight test measurements have been partitioned into different sources, amplified by gains and synthesized into time histories for the motion platform actuation. The vibration signatures have been de-composed as follows:

- Low frequency broadband "noise" related to atmospheric turbulences, pilot and auto-pilot control inputs at frequencies below 3 Hz
- Stochastic excitation of lowly damped fundamental airframe frequencies located around 5 Hz for the envisaged rotorcraft type
- 1/rev vibrations caused by main rotor track and balance errors: Note that the rotor speed itself is typically limited to small variations for conventional rotorcrafts.
- b/rev vibrations (b: number of blades) mainly caused by the unsteady aerodynamic environment of the main rotor system

Typically, these vibration sources contribute to different amounts to the weighted accelerations. In order not to prefer one of these sources during the motion platform test campaign, they have been adjusted to provide the same weighted acceleration value ("Iso"- a_v approach) for the reference excitation test case. Afterwards, the impact of the different sources has been studied by systematically applying gains on them independently (e.g. modifying amplitudes of either low frequency vibrations or airframe modes or 1/rev or b/rev or all of them simultaneously).

Furthermore, additional phenomena of interest are beating, masking effects and impact of shocks. Beating is caused by two oscillations of comparable amplitude and closely located frequencies. An example for beating based on flight test data is given in the Fig. below.

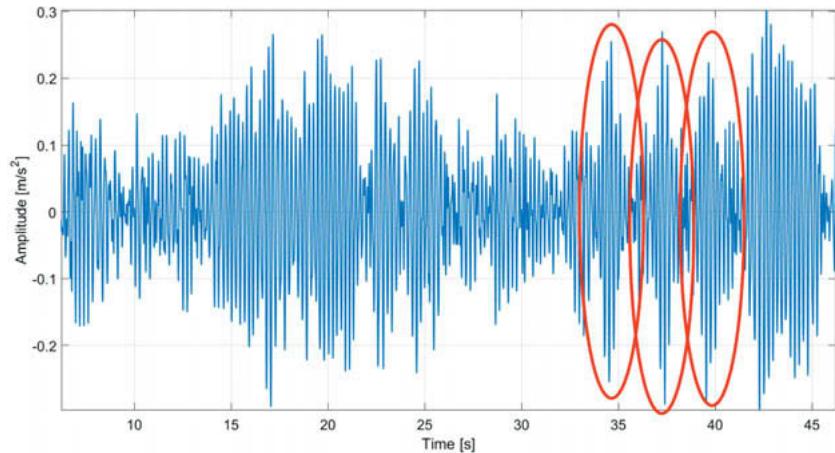


Fig. 3: Beating phenomenon by excitation of two neighbored tail boom modes

The motion platform was equipped with a representative helicopter seat (model H160 from Fischer+Entwicklungen) used widely in the AH helicopter portfolio. Instrumentation consisted of accelerometers according to Fig. 2 which have been sampled at 1 kHz. 12 test persons provided feedback on dis-comfort e.g. by entering a number of an unlimited scale. For this purpose, every second test point consisted of the reference excitation (nominal rating of 50) in order to "re-calibrate" and to avoid a shift of the subjective measurements. One complete test run comprised 180 test points per person leading to a net test time of 3.4 hours per person (60s for each test point and 40s for the attached reference excitation plus breaks).

4. Processing of Results of Whole Body Vibration Test Campaign

The experimental database shall be exploited in two directions: On the one hand, the calculation procedure for the weighted accelerations shall be reviewed with respect to the rotorcraft specific vibration patterns and on the other hand the relationship between weighted acceleration as objective measurement and the verbal qualifiers provided by the test persons shall be compared to the ISO standard. The detailed exploitation of the database especially in view of calculating the weighted accelerations is still in progress by the partner IFR [4].

Regarding the verbal qualifiers, the first step consisted in plotting the assessment of the test persons versus the qualifiers based on the ISO calculated weighted accelerations. For this purpose, the Fig. below provides an impression by arranging the ISO verbal qualifiers on the abscissa while the ("verbally" identical) ratings of the test campaign are used for the ordinate.

In case of a perfect match one would collect all samples on the main diagonal corresponding to identity "CORINNE verbal qualifiers" = "ISO verbal qualifiers".

Fig. 4 shows the sampling over all test persons and test points. The Fig. indicates diagonal-dominant characteristics but with offset from the origin. For a more quantitative assessment, a regression curve (in red) is calculated as presented in the related (smoothened) contour plot of Fig. 5. It is interesting to see that for high levels of discomfort, the deviation with respect to the diagonal (highlighted in black) are smaller while for low levels, the test persons tend to feel disturbed to a higher level.

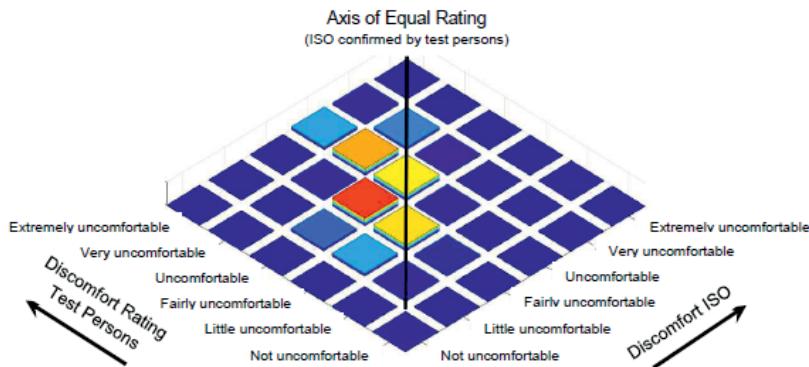


Fig. 4: Verbal qualifier comparison of CORINNE test persons versus ISO 2631-1 - main diagonal vertically arranged (courtesy of research partner IFR)

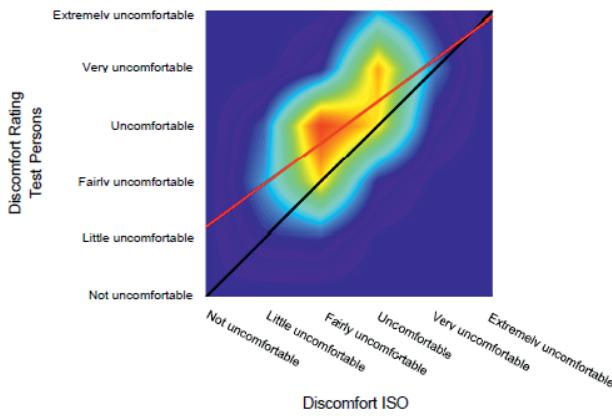


Fig. 5: Correlation between experimentally obtained verbal qualifiers and ISO 2631-1
(courtesy of research partner IFR)

Fig. 5 allows to draw the following conclusions:

- The excitations of the experimental campaign are designed in such a way that test points for extremely comfortable or extremely uncomfortable characteristics are not covered. This is due to the synthesis of vibrations derived from flight testing.
- The overall trend is consistent between ISO standard and MPI test visible by the positive slope of the regression line. Thus, calculating weighted accelerations according to ISO 2631-1 is also reasonable for rotorcrafts from global perspective.
- The tendency of higher discomfort perceived at low levels might be due to the test set-up limiting the test person distraction by avoiding optical and acoustic irritations.

Hypothesis is that non-distracted people are more focused on the vibration stimuli.

One of the subjects of on-going research is the beating phenomenon. Humans sense beating phenomena such as shown in Fig. 3 as a kind of dwelling signal in the low frequency range with the beating frequency described by the difference of the two frequencies. In contrast, the formulas for the weighted accelerations do not evaluate this interaction of the vibration sources and consider them as isolated frequencies at high frequency.

5. Exploitation of Test Campaign in View of Seat Transfer Dynamics

A second – much smaller – test series during the WBV campaign is based on a chirp signal excitation for characterizing the seat transfer characteristics. While flight test instrumentation uses standardized cabin floor sensors, the application of instrumented seat pads is limited for

practical reasons. The knowledge of seat transfer characteristics from floor to seat pan and seat backrest allows to extrapolate flight test data with missing seat pads. In addition, simulations of the AFCS bench can be enhanced estimating seat vibrations for comfort of ride evaluation. The input signals covered a frequency range from 0.5 Hz to 35 Hz and the excitation amplitude was chosen in accordance to typical b/rev vibration levels experienced in rotorcrafts. The tests comprised three test persons, two seat pan configurations and single axis excitation schemes with some test points covering multi-axes excitation and amplitude variations.

The first analysis step consisted of setting up the experimental transfer functions by relating the vibration measurements on the seat with the floor excitation of the motion platform [5]. Next, system identification has been performed on the experimental curves for deriving numerical transfer functions in polynomial form in the Laplace domain s by determining the coefficients a_i and b_i for $H(s) = (b_m s^m + \dots + b_1 s + b_0) / (a_n s^n + \dots + a_1 s + a_0)$.

Afterwards Hankel singular values of these dynamic system descriptions have been calculated for reducing the order of the obtained systems to system sizes of typically eight poles (and a similar amount of zeros) or less. An example between measured and analytical results is shown in Fig. 6, [5].

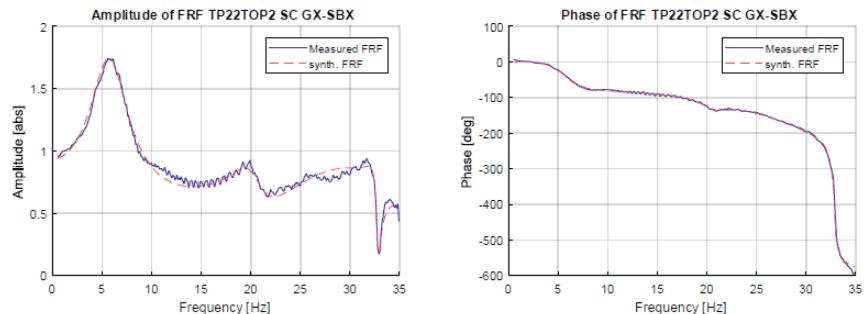


Fig. 6: Measured and analytical transfer characteristics of the seat backrest sensor in x direction (gain on the left, phase on the right) [5]

By comparing the calculated seat vibrations (linking the floor vibrations to the transfer functions) with the measurements on the seat, the transfer functions provide consistent results in view of the rotorcraft specific excitations of the main campaign. The same kind of comparison has been performed with flight test data. This time, coincidence is less good as visible in Fig. 7 on the left diagram for the seat backrest location. On the right diagram, transfer func-

tions derived from a similar campaign exploiting the CUBE simulator of AIRBUS Toulouse are used indicating an improved correlation.

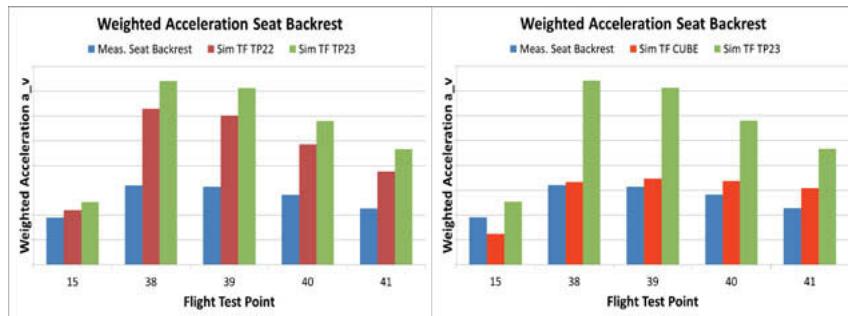


Fig. 7: Comparison of weighted accelerations on the seat backrest (left MPI platform and different test persons, right Fig. alternative campaign in red)

Potential reasons for the different behavior are seen in a mode at approximately 25 Hz for the test set-up of CORINNE, individual differences of the test persons and differences of the nominally similar helicopter seats (e.g. seat height).

6. Conclusions and Outlook

Optimizing of state-of-the-art rotorcrafts for comfort of ride requires reliable measures representing the complete vibration spectrum in the low frequency range. The project CORINNE comprises various research bricks for providing a global picture. Still on-going activities on a motion platform for analyzing ride quality key Fig.s and seat transfer characteristics have been presented here in more detail.

As occupant comfort is not limited to vibrations, complimentary research activities beyond CORINNE are underway in order to combine seat vibrations with internal noise. Furthermore, the outcome of the research project is expected to build a profound basis for vehicle architectures currently discussed for urban air mobility (UAM). Electrical vertical take-off and landing (eVTOL) designs often feature a high number of rotor systems in combination with rotor speed control providing additional challenges in view of comfort of ride.

7. Acknowledgements

Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wird mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie im Rahmen des Luftfahrtforschungsprogramms LuFo V-3 unter dem Förderkennzeichen 20K1702A gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.

Gefördert durch:



aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

References

- [1] N.N.: Komfortverbesserung im niederfrequenten Bereich für Hubschrauber - CORINNE, FKZ: 20K1702A, Förderantrag im Rahmen des dritten Aufrufs des fünften zivilen Luftfahrtforschungsprogramms (LuFo V-3)
- [2] N.N.: Mechanical Vibration and Shock – Evaluation of Human Exposure to Whole-body Vibration – Part 1 General Requirements, International Standard, ISO 2631-1, Second Edition 1997-05-01
- [3] N.N.: Aeronautical Design Standard, Standard Practice, Requirements for Rotorcraft Vibration Specifications, Modeling and Testing, ADS-27A-SP, May 2006
- [4] Özkurt, S. et.al.: From Helicopter Vibrations to Passenger Perceptions: A Closer Look on Standards, VFS Forum 76, May 19-21, 2020, Montreal, Canada, to be published
- [5] Mandl, P.: Modeling and Analysis of Helicopter Seat Transfer Functions on the Basis of Motion Platform Tests and Helicopter Flight Tests, M.Sc. Thesis, Institute of Helicopter Technology, Munich, MA 190/2019

Computer-aided approach to the design of vibration reduction systems

Methods and procedures for the optimal configuration of non-linear system behaviour

Igor Maciejewski, DSc, PhD,

Prof. Tomasz Krzyzynski, DSc, PhD,

Faculty of Mechanical Engineering, Koszalin University of Technology (KUT), Koszalin, Polen

Abstract

In this paper the computational methodology for evaluating vibro-isolation properties of the vibration reduction systems is discussed. The proposed procedure supports selecting the non-linear visco-elastic characteristics of passive systems and helps to design the control strategy of active systems. Primarily, the generalised model of a vibration reduction system is developed for the purpose of simulating its dynamic behaviour under different operating conditions. Then the chosen vibro-isolation criteria are determined numerically that correspond to the conflicted system requirements. Finally, an application of the Pareto-optimal approach is employed to find a trade-off regarding the high efficiency of vibration attenuation at the lowest suspension travel.

1. Introduction

Mechanical vibrations usually cause harmful effects to the human operators during their work. The greatest hazard for most of machine operators can occur while the intensity of vibrations increases and the exposure duration is getting longer [1]. Earth-moving machinery generates a lot of vibrations when moving over uneven ground. Such periodic vibrations in the driver's cab result in the health risks and human safety at work [2]. Therefore seat suspension systems are recommended to reduce the amount of vibration energy that is transferred into the human body during operation.

The engineering solution of passive suspension systems presented in the papers [3-4] definitely indicate low efficiency of the vibration reduction in a wide frequency range. Although they dissipate a significant amount of vibration energy in the higher frequency range, such passive systems amplify the vibration amplitudes at their resonant frequencies. There is fun-

damental approach to improve the entire suspension system dynamics, i.e. by using active vibration control [5]. Typically, it is realised by employing a variety of feedback control techniques that compensate forces generated by heavy-duty machines when moving over uneven ground. Nonetheless, such techniques require an external power to supply active forces into suspension system.

The computer-aided approach presented in this paper supports to define the non-linear suspension dynamics in the aspect of minimising the level of human exposure to whole-body vibration. As follows from Fig. 1, if the input vibrations with specific spectral characteristics are determined under strictly defined operating conditions then the system vibro-isolation properties should be evaluated by using its simulation model [6]. The multi-criteria optimisation procedure is engaged in order to find the visco-elastic characteristics of passive systems or is utilised to identify the controller settings of active systems taking into account their conflicted performance requirements.

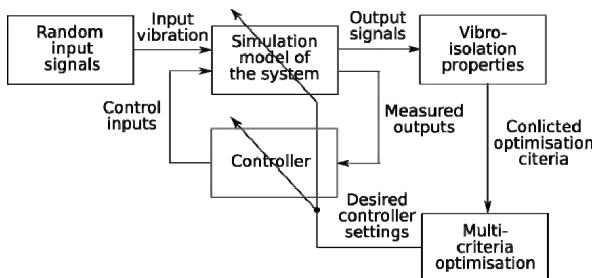


Fig. 1: The overall computational method for designing vibration reduction systems

2. Generalised simulation model of the vibration reduction system

The generalised simulation model of the vibration reduction system is shown in Fig. 2. In order to investigate the system dynamics for chosen excitation signal, the input vibration block should reproduce the random acceleration $\ddot{q}_{si}(t)$ representing working conditions in a specific machine. Then the acceleration signal $\ddot{q}_{si}(t)$ acquired for a selected direction ($i = x, y, z$) of the vibration transmission has to be integrated twice over the time t because the simulation model requires the velocity $\dot{q}_{si}(t)$ and displacement $q_{si}(t)$ acting as time-varying model disturbances. Each of the applied forces of conservative $F_{cij}(t)$, dissipative $F_{dij}(t)$ and active $F_{aj}(t)$ system components must be modelled for a specific suspension type. Such force characteristics shall be expressed as non-linear functions of the system relative displace-

ment $q_{li}(t) - q_{si}(t)$ and relative velocity $\dot{q}_{li}(t) - \dot{q}_{si}(t)$ while force characteristics of the controllable elements are adjusted by using the input voltage u_i .

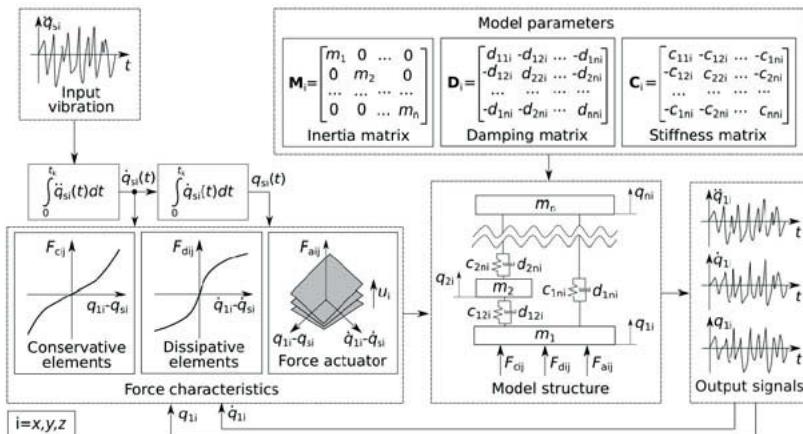


Fig. 2: Generalised simulation model of the vibration reduction system

Successively, a suitable choice of the model structure is demanded for conducting further modelling process. The chosen model structure has to reliably represent the dynamic behaviour of machine operator subjected to vibration along a relevant axis of the global coordinate system ($i = x, y, z$). There are numerous human body models presented in the recent literature [7-9] and their capability to simulate human behaviour exposed to horizontal and vertical vibration is discussed. If an applicable model structure is already determined, then the set of equations of motion for the multi-degrees of freedom system should be expressed in the matrix form as follows:

$$\mathbf{M}_i \ddot{\mathbf{q}}_i + \mathbf{D}_i \dot{\mathbf{q}}_i + \mathbf{C}_i \mathbf{q}_i = \mathbf{F}_{si} + \mathbf{F}_{ai}, \quad i = x, y, z \quad (1)$$

where: $\mathbf{q}_i = [q_{1i}, q_{2i}, \dots, q_{ni}]^T$ is the displacement vector for a selected direction of vibration exposure, $\mathbf{M}_i = \text{diag}(m_1, m_2, \dots, m_n)$ is the diagonal mass matrix, \mathbf{D}_x and \mathbf{C}_x are the corresponding damping and stiffness matrices that must be formulated for a specific bio-mechanical model of the human body, $\mathbf{F}_{sx} = [F_{c11} + F_{c12} + \dots + F_{cij} + F_{d11} + F_{d12} + \dots + F_{dij}, 0, \dots, 0]^T$ is the n -element vector of conservative and dissipative forces describing non-linear passive elements, $\mathbf{F}_{ax} = [F_{a11} + F_{a12} + \dots + F_{aij}, 0, \dots, 0]^T$ is the n -element vector of forces representing active elements applied in the suspension system.

The output signal block is necessary in order to evaluate the system vibro-isolation criteria. For this reason, the acceleration $\ddot{q}_{1i}(t)$ of suspended body is measured along with its velocity $\dot{q}_{1i}(t)$ and displacement $q_{1i}(t)$ that are used for calculating actual forces of the passive and active elements contained in a specific suspension type under investigation.

3. Exemplary design of the horizontal seat suspension system

In this paper two different solutions of a horizontal seat suspension are investigated for the purpose of improving its vibro-isolation properties. First of all, shaping the visco-elastic characteristics of a passive system is conducted (Fig. 3a). Next, an active vibration isolation system is developed by using an optimal control of the pneumatic muscles (Fig. 3b). In both cases the lumped-mass body model consisting of three independent masses is used to predict bio-dynamic response of the seated human body under longitudinal vibration [10].

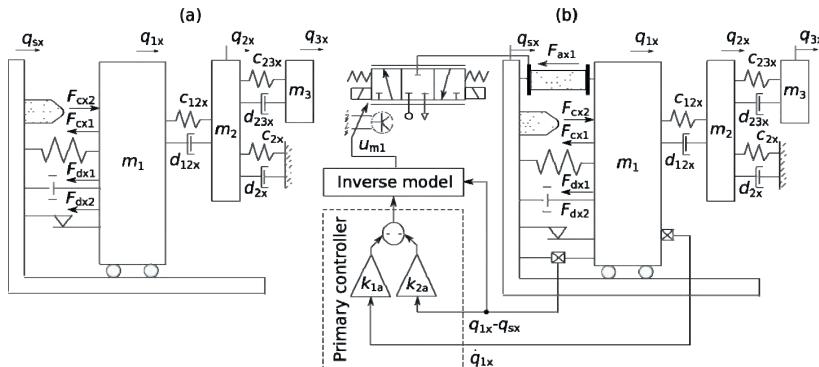


Fig. 3: Physical model of the passive (a) and active (b) horizontal seat suspension with the seated human body

In the presented example, the inertia matrix $\mathbf{M}_x = \text{diag}(m_1, m_2, m_3)$ includes three equivalent masses of the selected bio-mechanical model of human body. The successive damping \mathbf{D}_x and stiffness \mathbf{C}_x matrices are defined as:

$$\mathbf{D}_x = \begin{bmatrix} d_{12x} & -d_{12x} & 0 \\ -d_{12x} & d_{12x} + d_{12x} + d_{23x} & -d_{23x} \\ 0 & -d_{23x} & d_{23x} \end{bmatrix} \quad \mathbf{C}_x = \begin{bmatrix} c_{12x} & -c_{12x} & 0 \\ -c_{12x} & c_{12x} + c_{12x} + c_{23x} & -c_{23x} \\ 0 & -c_{23x} & c_{23x} \end{bmatrix} \quad (2)$$

The vectors representing the non-linear exciting forces and the applied active forces are given as follows:

$$\mathbf{F}_{sx} = \begin{bmatrix} -2F_{cx1} \pm F_{cx2} - F_{dx1} - F_{dx2} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad \mathbf{F}_{ax} = \begin{bmatrix} \pm F_{ax1} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

Non-linear shaping of the passive system characteristics is required to improve vibration isolation of the passive horizontal seat suspension (Fig. 3a). For this reason a modification of the following forces are taken into account: conservative force of the helical springs F_{cx1} as well as dissipative forces of the hydraulic shock-absorber F_{dx1} and the friction force F_{dx2} of a suspension mechanism. These force characteristics are chosen as essentially important for improving the passive suspension performance. A shaping of the conservative force F_{cx2} is omitted because the contact with end-stop buffers occurs rather occasionally. Each of the forces describing conservative and dissipative elements applied in the passive system have been exhaustively discussed in the paper [11].

The proposed active vibration control is intended to enhance dynamical properties of the horizontal seat suspension (Fig. 3b). Therefore the primary controller is developed for calculating the desired force F_{ax1} that should be generated in the suspension system actively. Such a force is calculated by using double feedback loop system, i.e. first from the absolute velocity \dot{q}_{lx} of suspended body and second from the relative displacement $q_{lx} - q_{sx}$ of suspension mechanism. An appropriate selection of the output feedback gains k_{1a} and k_{2a} is recommended to find a trade-off between reducing the whole-body vibration and limiting the suspension stroke. Successively, the inverse model of a specific actuator is mandatory in order to predict the desired active force with a high precision and accuracy. In this paper the pneumatic muscles together with proportional pressure control valves are utilised for controlling vibrations of the horizontal seat suspension. The mathematical models of such pneumatic elements have been presented in the paper [12].

4. Multi-criteria optimisation of the horizontal suspension dynamical behaviour

There are two fundamental performance requirements for suspension systems that can be determined by using simulation model of the system. Obviously, the first objective of seat systems is related to the lowest level of vibrations acting on the human body during a work-day. However, the operators' relative motion should be also minimal to ensure favourable working conditions within an acceptable suspension travel range [13]. These both objectives are in conflict, therefore the multi-criteria optimisation is used in order to identify compromise solutions between various system configurations.

The following multi-criteria optimisation is performed by using simulation model of the horizontal system. The test input vibration $\ddot{q}_{xx}(t)$ (Fig. 4a) is generated as normally distributed random signal (Fig. 4b) having similar intensity in the range of frequency from $f_1 = 0.5$ Hz to $f_2 = 10$ Hz (Fig. 4c).

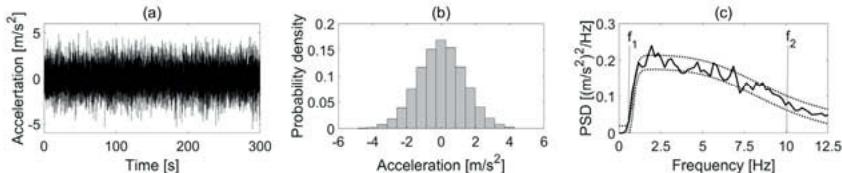


Fig. 4: Time history of the excitation signal (a), its probability density function (b) and corresponding power spectral density (b)

If the input vibration is specified for simulating the system dynamics, then optimisation criteria have to be defined and calculated for the purpose of quantifying the system vibro-isolation properties. In this paper, the frequency weighted SEAT_x factor [14] is selected as a principle indicator of the system effectiveness in reducing harmful vibrations. Its value is minimised during optimisation of the system configuration while the suspension travel s_{tx} is handled as inequality constraint:

$$\text{SEAT}_x(\mathbf{x}_d) \rightarrow \min \quad \text{subject to} \quad s_{tx}(\mathbf{x}_d) \leq s_{txj} \quad (4)$$

where: \mathbf{x}_d is the vector of decision variables (design parameters), s_{txj} is the constraint value imposed on maximal range of the suspension stroke. Such an interpretation of the optimisation task supports searching a minimal value of the SEAT_x factor that satisfies a predefined range of the suspension travel s_{tx} .

In Fig. 5 the optimisation results are presented for the passive horizontal seat suspension. There are ten Pareto-optimal system configurations (Fig. 5a) separated from an area of feasible solutions. The particular Pareto-optimal solutions correspond to a specific visco-elastic characteristics of the helical springs, hydraulic shock-absorber and friction of suspension mechanism (Fig. 5b-c). Their shapes are defined by values of the set of decision variables \mathbf{x}_d (key model parameters affecting the non-linear characteristics of passive elements) that are reported after completing of the optimisation process. In the given example, the Pareto-optimal system configuration No. 10 is investigated for which the best vibration reduction is achieved (lowest SEAT_x factor) at only a slight limitation of the suspension travel s_{tx} . As fol-

lows from this figure, the optimal suspension system requires softer stiffness characteristics, higher damping ratio and decreased friction force of the suspension mechanism.

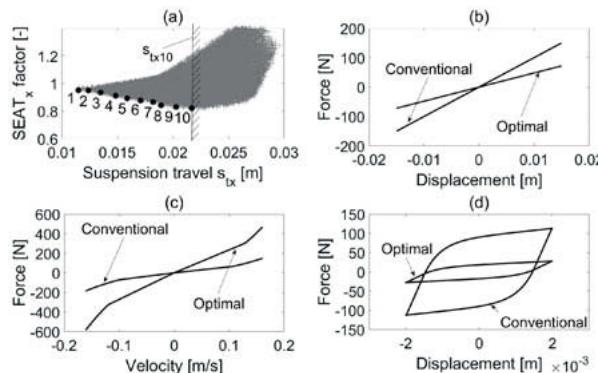


Fig. 5: Criterion space plot (a) and equivalent force characteristics of the mechanical spring (b), hydraulic shock-absorber (c) and friction of the suspension mechanism (d)

The primary controller settings k_{1a} and k_{2a} are chosen as essential decision variables x_d that have the greatest influence on active system dynamics. Hence, ten Pareto-optimal system configurations (Fig. 6a) of the active horizontal seat suspension are found at different values of control parameters. It follows that a higher gain factor k_{1a} of the relative displacement feedback loop (Fig. 6b) is required in order to decrease SEAT_x factor. In turn, if a lower suspension travel s_{tx} is demanded then a higher gain factor k_{2a} of the absolute velocity feedback loop shall be applied (Fig. 6c). Since the obtained suspension stroke does not reach excessive values, the Pareto-optimal solution No. 10 is tested further in this paper.

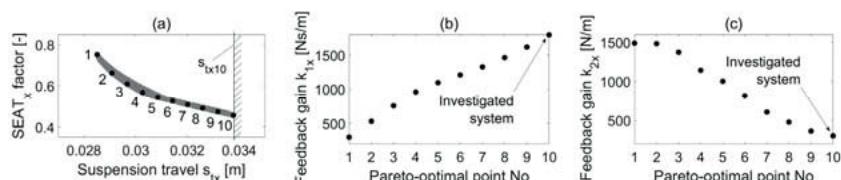


Fig. 6: Criterion space plot (a) and equivalent controller settings: gain factor of the absolute velocity feedback loop (b) and gain factor of the relative displacement feedback loop (c)

5. Test person of the seated human body

The laboratory method for determining vibro-isolation properties of seat suspension systems is specified in the International Standard ISO-7096 [15]. The experimental set-up for performing test person of the seated human body, which complies with all requirements for laboratory evaluation of the whole-body vibration, is shown in Fig. 7a. During the tests an electro-hydraulic shaker is successfully used for generating random vibrations along the horizontal x-axis.

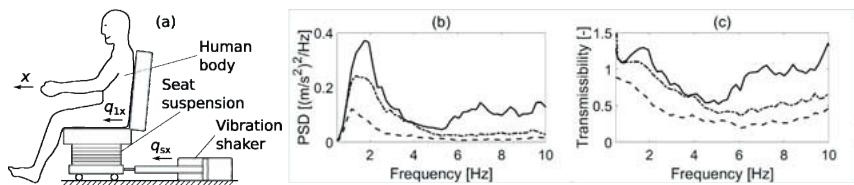


Fig. 7: Laboratory experimental set-up for performing test person of the seated human body (a), power spectral densities (b) and transmissibility functions (c) of the conventional passive (solid line), optimal passive (dash-dotted line), optimal active (dashed line) suspension

The obtained measurement results for normally distributed random signal are presented in Fig. 7b-c. As shown in this figure, the optimised passive suspension has greater vibration reduction effectiveness in comparison with the conventional passive system. However, the optimised active suspension is the most effective system for protecting machine operators against vibration. Its transmissibility function is lower than 1 over the considered frequency range, i.e. from 0,5 to 10 Hz, therefore a little amount of the vibration energy is transmitted from the seat base to the human body.

The numerical values of $SEAT_x$ factor and suspension travel s_{tx} measured for different solutions of the horizontal seat suspension are reported in Table 1. As summarised in this table, the calculated $SEAT_x$ factor indicate enhanced dynamical properties of the optimised passive and active system. Moreover, the suspension travel s_{tx} for optimal passive system is lower of about 15% compared to conventional one due to suitably selected visco-elastic characteristics of the basic system components. A little larger suspension travel s_{tx} is noticed for the active seat suspension, however its vibration attenuation performance is considerably improved ($SEAT_x$ factor is lowered by more than 50%).

Table 1: Numerical values of the SEAT factor and suspension travel for different solutions of the horizontal seat suspension

Conventional passive		Optimal passive		Optimal active	
SEAT _x factor	s _{tx} mm	SEAT _x factor	s _{tx} mm	SEAT _x factor	s _{tx} mm
1,046	25,1	0,884	21,7	0,551	30,0

6. Conclusions

The experimental results have proved that the presented computer-aided approach supports the design process of vibration reduction systems. Using the proposed methodology it is possible to optimise the vibration transmissibility behaviour of non-linear passive and active systems under different working conditions. The optimal performance characteristics may be easily selected by the designer among various compromise configurations of the suspension system. An application of such optimised vibration reduction systems leads to improved seating comfort and safety of the machine operators during performance of work.

References

- [1] Directive 2002/44/EC of the European Parliament and of the Council, *On the minimum health and safety requirements regarding the exposure of workers to the risks arising from physical agents (vibration)*, Official Journal of the European Communities (2002), pp. 13-18
- [2] Paddan G., Griffin M., *Use of seating to control exposures to whole-body vibration*, Health and Safety Executive, London, 2001
- [3] Maciejewski I., Meyer L., Krzyzynski T., *Modelling and multi-criteria optimisation of passive seat suspension vibro-isolating properties*, Journal of Sound and Vibration 324 (2009), pp. 520-538
- [4] Alkhatiba R., Nakhaie Jazarb G., Golnaraghi M.F., *Optimal design of passive linear suspension using genetic algorithm*, Journal of Sound and Vibration 275 (2004), pp. 665-691
- [5] Konieczny J., Kowal J., Raczkiewicz W., Siebielak M., *Bench Tests of Slow and Full Active Suspensions in Terms of Energy Consumption*, Journal of low Frequency Noise Vibration and Active Control 32(1-2) (2013), pp. 81-98
- [6] Close C.M., Frederick D.K., Newell J.C., *Modeling and Analysis of Dynamic Systems, 3rd Edition*, John Wiley, New York 2001

- [7] Rutzel S., Hinz B., Wolfel H.B., *Modal description - A better way of characterizing human vibration behavior*, Journal of Sound and Vibration 298 (2006), pp. 810-823
- [8] Stein G.J., Muka P., Chmurny R., Hinz B., Bluthner R., *Measurement and modelling of x-direction apparent mass of the seated human body - cushioned seat system*, Journal of Biomechanics 40 (2007), pp. 1493-1503
- [9] Toward M., Griffin J., *The transmission of vertical vibration through seats: Influence of the characteristics of the human body*, Journal of Sound and Vibration 330 (2011), pp. 6526-6543
- [10] Stein G.J., Mucka P., Chmurny R., Chmurny R., Hinz B., Bluthner R., *Measurement and modelling of x-direction apparent mass of the seated human body - cushioned seat system*, Journal of Biomechanics 40 (2007), pp. 1493–1503
- [11] Maciejewski I., Krzyzynski T., Meyer L., Meyer H., *Shaping the vibro-isolation properties of horizontal seat suspension*, Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control 36(3), (2017), pp. 203-213
- [12] Maciejewski I., Krzyzynski T., Meyer H., *Modeling and vibration control of an active horizontal seat suspension with pneumatic muscles*, Journal of Vibration and Control 24(24), (2018), pp. 5938-5950
- [13] Maciejewski I., Meyer L., Krzyzynski T., *The vibration damping effectiveness of an active seat suspension system and its robustness to varying mass loading*, Journal of Sound and Vibration 329 (2010), pp. 3898-3914
- [14] International Organization for Standardization, *Mechanical vibration and shock – Evolution of human exposure to whole body vibration*, ISO 2631, Genewa 1997
- [15] International Organization for Standardization, *Earth-moving machinery – Laboratory evaluation of operator seat vibration*, ISO 7096, Genewa 2000

Vibrationsbelastung und psychische Beanspruchung am Arbeitsplatz

Christian Freitag, Lars Martin Gratzfeld,

Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen
Unfallversicherung – IFA, Sankt Augustin;

Anne Gehrke,

Institut für Arbeit und Gesundheit der Deutschen Gesetzlichen
Unfallversicherung – IAG, Dresden

Kurzfassung

Die auf den Mitarbeitenden an einem Büroarbeitsplatz wirkenden Gebäudeschwingungen können belästigend sein und können nach Angabe der Betroffenen die Leistungsfähigkeit beeinflussen. Da eine vollständige Entkopplung der Arbeitsplätze mit vorwiegend geistiger Tätigkeiten von den innerhalb des Gebäudes betriebenen Produktionsmaschinen u.U. nicht möglich ist, sind die Mitarbeitenden während der Betriebszeiten Vibrationsexponiert.

Die Intensität der Schwingungsbelastung ist i.d.R. nicht ausreichend, um den Auslösewert nach Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung (LärmVibrationsArbSchV) zu erreichen. Befragungen der Mitarbeitenden im Rahmen der Gebäudeschwingungsmessungen haben jedoch gezeigt, dass trotz einer Vibrationsexposition im Bereich der menschlichen Füllschwelle eine psychische Belastung erkennbar ist, die u.U. die Leistungsfähigkeit der Mitarbeitenden beeinflusst. Unterstützt wird die fühlbare Schwingungsexposition durch visuelle Beeinträchtigungen in Form von bewegenden Flüssigkeitsoberflächen in Glasbehältern und angeregten Gegenständen mit einer geringen Massenträgheit, wie Klebezettel im unmittelbaren Sichtbereich der Mitarbeitenden.

Auf einem Prüfstand des IFA können die Schwingungsbelastungen eines typischen Bürogebäudes nachgebildet werden. Dieser Prüfstand besteht aus einem Büroarbeitsplatz, der auf einer zum Untergrund entkoppelten Plattform platziert ist und angeregt werden kann. Durch eine Anregung der Plattform mit Sinus-Signalen sowie realen Messergebnissen kann die Füllschwelle verschiedener Probanden ermittelt werden und somit eine Korrelation mit einer möglichen Leistungsbeeinträchtigung (verminderte Konzentrationsleistung, Fehlerzunahme etc.)

sowie subjektiv empfundenen psychischen Beanspruchungen (Anspannung, Stress etc.) beobachtet werden. Standardisierte Konzentrationstests sowie eine zusätzliche Befragung der Probanden sollen dies bewerten. Unterstützt wird dieses interdisziplinäre Projekt vom IAG aus Dresden, die den psychologischen Abschnitt der Versuchsreihe betreuen.



ISBN 978-3-18-092370-3

Bildquelle: Daimler AG, Wölfel Engineering GmbH + Co. KG, John Deere