

Simulation von Ganzkörper-Vibrationen bei Flurförderzeugen

Dipl.-Ing. G. Fischer, Prof. Dr.-Ing. W. A. Günthner, Lehrstuhl für
Fördertechnik Materialfluss Logistik, Technische Universität München

Kurzfassung

Bediener von Flurförderzeugen sind bei der Ausübung ihrer Arbeit Ganzkörper-Vibrationen ausgesetzt. Die Höhe der Belastung hängt dabei von einer Vielzahl an Parametern ab. Um die Betreiber von Flurförderzeugen bei der Durchführung der Gefährdungsbeurteilung im Rahmen der Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung und der Optimierung der Arbeitsprozesse im Hinblick auf Ganzkörper-Vibrationen zu unterstützen, ist am Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik der Technischen Universität München das Schwingungsverhalten sechs ausgewählter Flurförderzeuge mit Hilfe der Mehrkörpersimulation untersucht worden.

Hauptursache für Ganzkörper-Vibrationen beim Betrieb von Flurförderzeugen sind Fahrbewegungen, bei denen das Gesamtsystem durch Beschleunigen und Bremsen oder Anregungen durch Bodenunebenheiten in Schwingung versetzt wird. Hierbei wirkt sich vor allem eine erhöhte Fahrgeschwindigkeit stark auf die Exposition der Fahrer aus. Im Gegensatz dazu führen durch Antriebsaggregate oder Hantieren mit der Last verursachte Vibrationen im Normalfall zu keiner nennenswerten Belastung der Fahrer. Eine wichtige Rolle bei der Schwingungsdämpfung auf Flurförderzeugen mit sitzendem Bediener nimmt der Fahrersitz ein. Eine richtige Einstellung des Sitzes auf das Gewicht des Fahrers ist Voraussetzung für eine optimale Schwingungsabsorption.

1. Einleitung

Die Einwirkung von mechanischen Schwingungen bzw. Vibrationen auf den menschlichen Körper ist allgegenwärtig. Je nach Art der Einwirkung unterscheidet man zwischen Hand-Arm-Vibrationen oder Ganzkörper-Vibrationen. Während Hand-Arm-Vibrationen bei handgehaltenen oder handgeführten Arbeitsgeräten über die Hände eingeleitet werden, wirken Ganzkörper-Vibrationen auf den gesamten menschlichen Körper. Sie werden bei sitzenden Tätigkeiten über das Gesäß und bei stehenden Tätigkeiten über die Füße in den Körper eingeleitet. In vorliegendem Beitrag stehen die Ganzkörper-Vibrationen im Mittelpunkt der Betrachtung.

Ganzkörper-Vibrationen mindern nicht nur den Komfort, sondern können auch zu Muskel- und Skeletterkrankungen sowie Durchblutungsstörungen führen und stellen somit eine Gefährdung für die Gesundheit und die Sicherheit des Menschen dar. Durch den Vergleich internationaler Studien ist davon auszugehen, dass in Deutschland ca. 1,6 Millionen Beschäftigte, d.h. 3% der Arbeitnehmer, in erheblichem Maße gegenüber Ganzkörper-Vibrationen exponiert sind [1]. Auch bei Fahrern von Flurförderzeugen ist mit einer erhöhten Belastung zu rechnen.

Der Gesetzgeber hat auf diese Gefährdung reagiert und verpflichtet die Arbeitgeber in der Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung aus dem Jahre 2007 zur Durchführung einer Gefährdungsbeurteilung. In deren Rahmen ist die Belastung der Arbeitnehmer in Form der sog. Tagesexposition A(8) zu bestimmen und mit festgelegten Grenzwerten zu vergleichen. Stellt der Arbeitgeber eine Überschreitung fest, sind entsprechende Maßnahmen einzuleiten. Unterstützung bieten hierbei die Technischen Regeln zur Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung (TRLV Vibrationen) des Bundesministeriums für Arbeit und Soziales (www.baua.de/TRLV) [2].

2. Erfassung der Ganzkörper-Vibrationen

Jeder Mensch nimmt die auf ihn wirkenden Schwingungen unterschiedlich wahr und besitzt somit ein subjektives Empfinden bezüglich Schwingungsintensität, Komfort sowie gesundheitlicher Belastung. Als objektives Kriterium für die Beurteilung der Schwingungsbelastung hat der Gesetzgeber deswegen die sog. Tagesexposition A(8) eingeführt, einen Schwingungskennwert auf Basis von Messungen für eine 8-Stunden-Schicht. Während das Verfahren zur Ermittlung der Tagesexposition für Ganzkörper-Vibrationen in der DIN EN 14253 [3] geregelt wird, ist die Berechnung der zugehörigen Kenngrößen in der ISO 2631-1 [4] hinterlegt. Die Definitionen sowie Beispiele zur Berechnung findet der Anwender auch in der VDI 2057 Blatt 1 [5].

Als messbare physikalische Größe wird die Beschleunigung an der Einleitstelle in den menschlichen Körper herangezogen. Bei einem sitzenden Bediener befindet sich diese auf der Sitzoberfläche, bei einem Standgerät auf der Standplattform. Die Messung erfolgt in den drei Raumachsen mit einem in eine Sitzscheibe integrierten Triax-Beschleunigungssensor, den der Fahrer auf seinem Sitz positioniert und auf den er sich mittig setzt (Bild 1). Bei stehenden Bedienern kann der Sensor zwischen den Füßen des Fahrers auf der Standfläche befestigt werden.



Bild 1: Fahrersitz mit Messtechnik

So können die eingeleiteten Schwingungen in Form der unbewerteten Beschleunigung $a(t)$ optimal aufgezeichnet werden. Da die in den Schwingungen vorkommenden Frequenzanteile beim Menschen unterschiedliche Beanspruchungen hervorrufen, ist das gemessene Signal einer Frequenzbewertung zu unterziehen. Hierbei werden die auf den Menschen einwirkenden mechanischen Schwingungen gemäß ihrer frequenzabhängigen Beanspruchung gewichtet und in ihrer Bandbreite begrenzt. So ist für die Beurteilung der Gesundheitsgefährdung im Sitzen und Stehen in vertikaler Richtung der Filter W_k und in den horizontalen Richtungen der Filter W_d anzuwenden.

Ergebnis ist die frequenzbewertete Beschleunigung $a_w(t)$. Als Kennwert einer Messung der Dauer T dient der quadratische, energieäquivalente Mittelwert a_{wT} , der sog. Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung. Er ist definiert als:

$$a_{wT} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T a_w^2(t) \cdot dt} \quad (1)$$

Aus statistischen Gründen muss die Messdauer mindestens drei Minuten betragen [3]. Unter Berücksichtigung des Energieäquivalenzprinzips – d.h. gleiche Energien rufen die gleiche Wirkung hervor – kann der auf eine 8-Stunden-Schicht bezogene Tagesvibrationswert $A(8)$, die Tagesexposition, als Beurteilungsbeschleunigung ermittelt werden. Dabei ist zum einen die Einwirkungsdauer T_e zu ermitteln, in der der Mensch durch mechanische Schwingungen belastet wird. Während die Einwirkungsdauer T_e kurze Schwingungsunterbrechungen

einschließen kann, werden längere schwingungsfreie Zeiten wie z.B. Pausen nicht mit einbezogen. Zum anderen ist mit einer repräsentativen Messung der Dauer T der Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung a_{wT} in den drei Raumachsen zu bestimmen und im Zuge der Gesundheitsbeurteilung mit Korrekturfaktoren k zu $a_{we} = k \cdot a_{wT}$ zu multiplizieren. In vertikaler Richtung gilt $k_z = 1$ und in den horizontalen Richtungen $k_x = k_y = 1,4$. Bei einer über den Tag gleichbleibenden Belastung berechnet sich die Tagesexposition $A(8)$ zu:

$$A(8) = a_{we} \cdot \sqrt{\frac{T_e}{8h}} \quad (2)$$

Für die Beurteilung ist der höchste Wert der drei Raumachsen heranzuziehen. Ist die Schwingungseinwirkung im Verlaufe eines Tages nicht konstant, so ist sie in repräsentative Abschnitte der Dauer T_i zu unterteilen. Dies ist der Fall, wenn unterschiedliche Arbeitsmittel benutzt werden oder verschiedene Betriebsbedingungen vorliegen. Für jeden Belastungsabschnitt ist der korrigierte Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung $a_{we,i}$ zu bestimmen. Die Tagesexposition $A(8)$ ergibt sich bei n Belastungsabschnitten zu:

$$A(8) = \sqrt{\frac{1}{8h} \cdot \sum_{i=1}^n a_{we,i}^2 \cdot T_i} \quad (3)$$

Als Grenzwerte für die Tagesexposition nennt die Verordnung jeweils zwei wichtige Werte, den Auslöse- und den Expositionsgrenzwert. Diese sind samt dem sich ergebenden Handlungsbedarf in Bild 2 dargestellt.

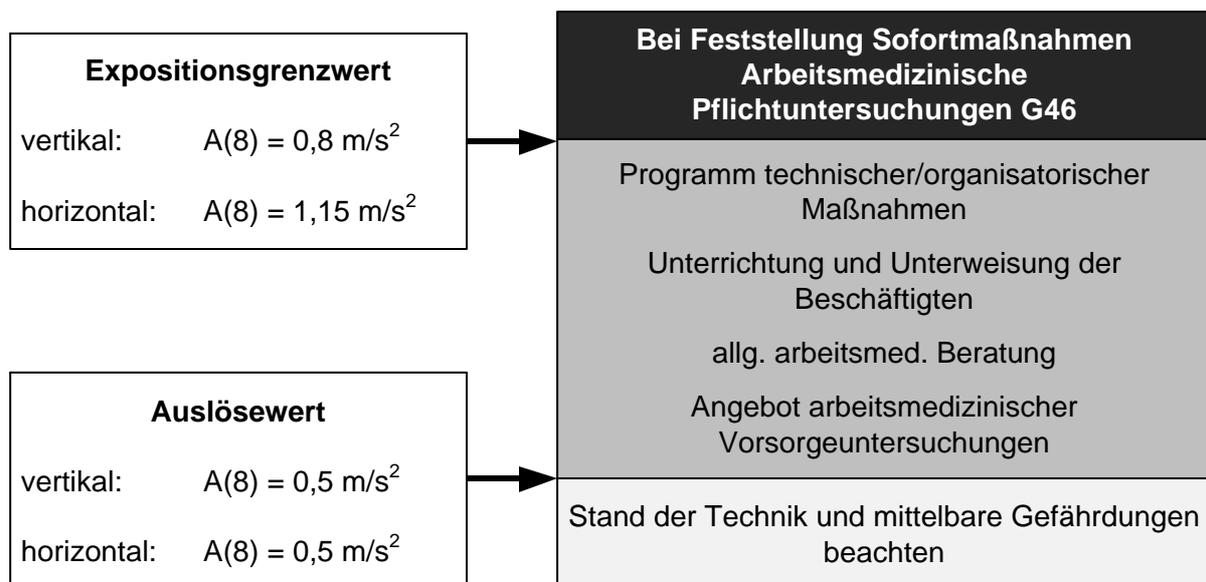


Bild 2: Forderungen zu Ganzkörper-Vibrationen nach [6; 2]

3. Dynamische Simulation des Schwingungsverhaltens

Da die Schwingungsexposition des Fahrers von mehreren Parametern abhängt, deren Einfluss noch weitgehend unerforscht ist, wird im Rahmen des Forschungsprojekts das Ziel gesetzt, Ursache und Wirkung des Schwingungsverhaltens der Fahrzeuge näher zu erforschen. Zur Analyse solch dynamischer Vorgänge bei Fahrzeugen eignet sich der Einsatz der Mehrkörpersimulation. Als Untersuchungsobjekte dienen drei Gegengewichtsgabelstapler, ein Schubmaststapler und zwei Niederhubwagen mit fester und klappbarer Standplattform, welche als Mehrkörpermodelle in der Simulationssoftware MSC.ADMAS/View abgebildet werden.

3.1 Aufbau der Mehrkörpersysteme und Kennwertbestimmung

Ein Mehrkörpersystem ist die physikalische Beschreibung eines technischen Systems durch Körper und deren Verbindungen. Da vornehmlich Stoßbelastungen untersucht werden, die z.B. beim Überfahren von scharfkantigen Bodenunebenheiten wie Schwellen auftreten, ist ein sehr detaillierter Aufbau der Mehrkörpermodelle notwendig, um das Schwingungsverhalten des Fahrzeugs möglichst exakt nachbilden zu können. Neben dem Flurförderzeug selbst werden ebenfalls Mehrkörpermodelle für den Sitz und den Menschen in die Simulation integriert. Am Beispiel eines Gegengewichtsgabelstaplers soll das angewandte Vorgehen beim Aufbau der Mehrkörpersysteme dargestellt werden. Bild 3 zeigt hierzu die die wichtigsten Elemente, auf die bei der Erstellung des Mehrkörpersystems besonders geachtet wird.

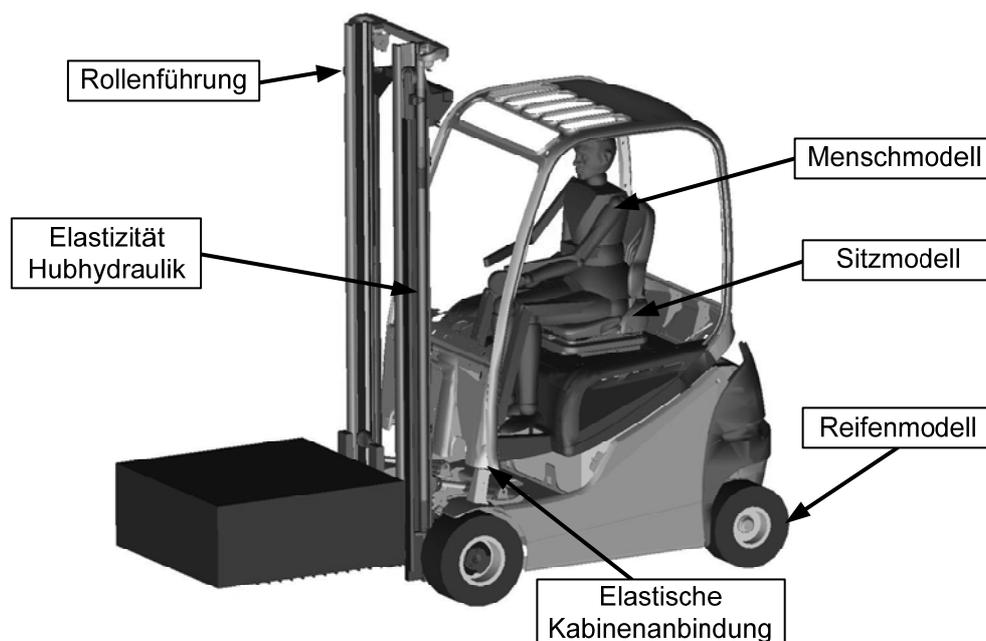


Bild 3: Wichtige Elemente des Mehrkörpersystems eines Gegengewichtsgabelstaplers

Am Flurförderzeug werden einzelne zusammenhängende Bauteile bzw. Baugruppen identifiziert, mit ihrem Schwerpunkt und den Masseigenschaften in die Simulationsumgebung integriert und mit Bindungselementen wie Scharnieren oder Kugelgelenken verbunden, um die Beweglichkeit der Körper zueinander zu gewährleisten. Neben diesen kinematischen Gesetzmäßigkeiten ist es jedoch auch wichtig, sich während des Betriebs verformende Bauteile mit ihren charakteristischen Eigenschaften abzubilden. Zu nennen sind hier die elastische Anbindung der Fahrerkabine an das Fahrzeugchassis über Gummilager sowie die Elastizität der Hydraulik für die Hub- und Neigebewegung, die in der Kompressibilität des im Umlauf befindlichen Öls sowie der Elastizität der verwendeten Schläuche begründet liegt. Untersuchungen zeigen, dass die Steifigkeit der Ölsäule im Hydraulikzylinder um eine Größenordnung größer ist als die der Schläuche [7].

Idealisiert kann die Elastizität der einzelnen Hub- und Neigezylinder sowie der zum Einsatz kommenden Schläuche als lineares Feder-Dämpfer-Element abgebildet werden, welches Kolben und Rohr miteinander verbindet. Im Rahmen der vorliegenden Untersuchungen werden die einzelnen Kenngrößen experimentell bestimmt und mit den Referenzwerten von [8] und [7] auf Validität überprüft. Da das Schwingungsverhalten während der Fahrt untersucht werden soll, ist es ausreichend, die Steifigkeiten für geringe Hubhöhen zu bestimmen. Bild 4 zeigt die Kraft-Einfederungskurve eines untersuchten Freihubzylinders und verdeutlicht den linearen Verlauf der Steifigkeitskennlinie.

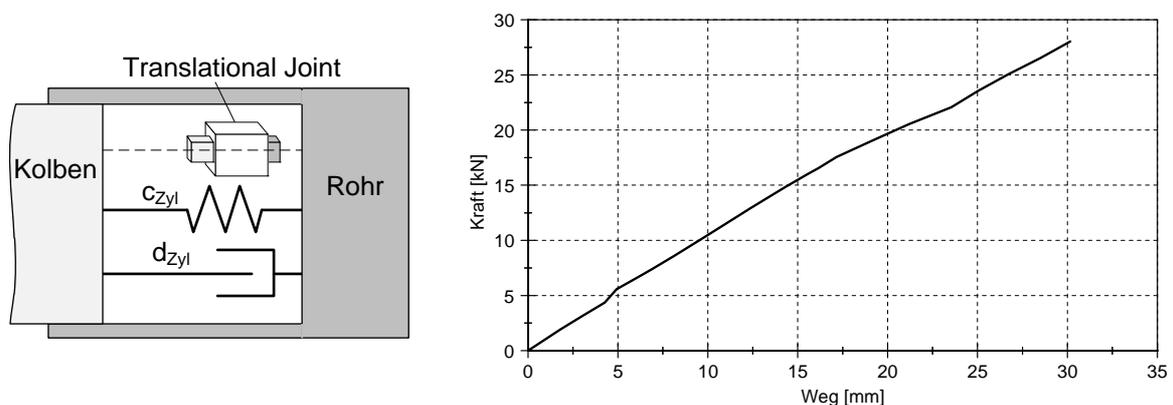


Bild 4: Ersatzmodell (links) und Steifigkeitskennlinie (rechts) eines Hydraulikzylinders

Innen- und Außenmast sowie der Gabelträger stützen sich gegenseitig durch Laufrollen in den Mastprofilen ab. Durch eine Schrägstellung der Rollen in Kombination mit einem entsprechenden Mastquerschnitt können hierbei sowohl Kräfte in Fahrzeuginnenrichtung als auch in Querrichtung übertragen werden. Da vornehmlich Zustände untersucht werden

sollen, bei denen sich das Hubgerüst in Fahrposition befindet, kann auf eine elastische Modellierung der einzelnen Hubmaste verzichtet werden, so dass diese als Starrkörper modelliert werden. Zur Vermeidung von Reibungsverlusten werden die Rollen mit Spiel angeordnet. Durch das Führungsspiel entsteht eine Nichtlinearität in der Steifigkeit des Hubgerüsts, welche das Schwingungsverhalten des Fahrzeugs beeinflusst und mit Hilfe eines Impact-Kontaktmodells im Mehrkörpermodell abgebildet wird. Dem Impact-Kontaktmodell liegt zu Grunde, dass nur eine Kraft zwischen zwei Körpern wirkt, wenn diese sich zu durchdringen versuchen. Im Schnitt wird ein Spiel von 0,4 mm Längs- und 0,7 mm in Querrichtung angesetzt. Bild 5 zeigt die Modellierung des Spiels einer Rolle in Längs- und Querrichtung durch zwei einzelne Rollen (Zylinderelemente) sowie die zugehörigen Kontaktelemente bzw. Laufschiene in Prinzipdarstellung und in der Realisierung im Simulationsprogramm ADAMS/View.

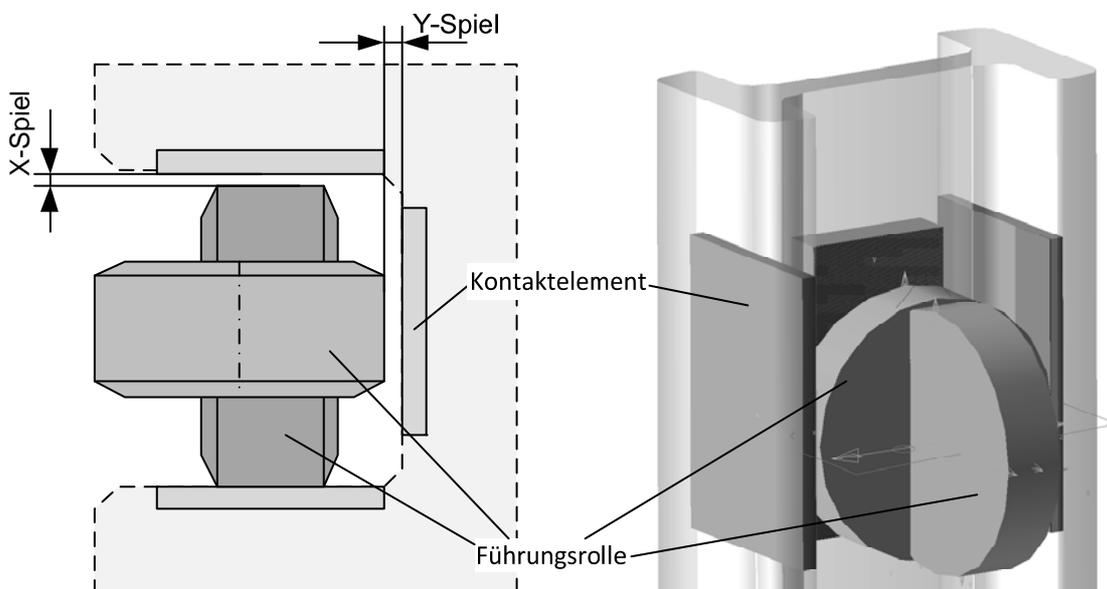


Bild 5: Anordnung der Elemente zur Realisierung des Spiels im Hubgerüst

Bei einer fahrdynamischen Betrachtung nehmen die Reifen eine Schlüsselstellung ein, da sie die einzige Schnittstelle zwischen dem Fahrzeug und dem Boden bilden. Der Reifen wird hierbei zunehmend als eigenständiges Objekt betrachtet. Aufgabe des Reifenmodells ist es – sozusagen in Form einer Black Box – in der Simulation die Reifenkräfte und -momente zu berechnen. Die Auswahl eines geeigneten Reifenmodells für den vorliegenden Anwendungsfall gestaltet sich schwierig, da es den hohen Anforderungen einer Schwellenüberfahrt genügen muss, d.h. für höhere Frequenzbereiche Gültigkeit besitzt, und für Flurförderzeugreifen faktisch keine erprobten Modelle auf dem Markt verfügbar sind. Als Kompromisslösung wird das Mehrkörperreifenmodell FTire [9] gewählt. Durch eine

Modellanpassung des Entwicklers an die Anforderungen von Reifen aus Vollmaterial kann in einer ersten Näherung das Verhalten von Superelastik- und Polyurethanreifen durch ein physikalisches Ersatzmodell abgeleitet werden. Der Reifen tritt in Interaktion mit unterschiedlichen Bodenmodellen, in denen sowohl diskrete Einzelhindernisse als auch stochastische Unebenheiten hinterlegt werden können.

Für die Bestimmung der Tagesexposition ist die Beschleunigung an der Einleitstelle in den menschlichen Körper zu bestimmen. Diese befindet sich bei einem sitzenden Bediener auf der Sitzoberfläche, so dass auch in der Mehrkörpersimulation die Beschleunigungen an dieser Stelle berechnet und ausgewertet werden sollen. Dies stellt die Forderung, sowohl den Sitz als auch den Menschen hinreichend genau als Mehrkörpermodell abzubilden. In Bild 6 ist das verwendete Ersatzsystem für den Sitz mit mechanischer Feder sowie den sitzenden Fahrer dargestellt.

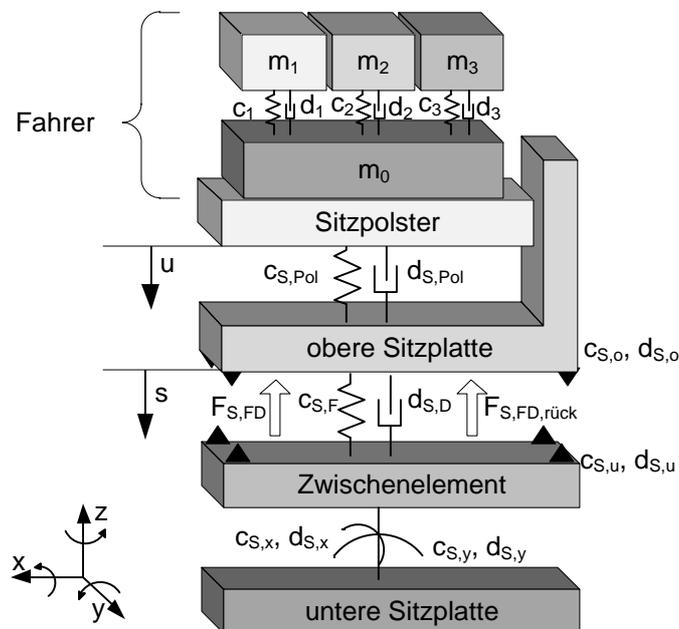


Bild 6: Aufbau des Sitzmodells mit Fahrer

Durch das Polster und die mechanische Feder besitzt der Fahrersitz zwei translatorische Freiheitsgrade in z-Richtung. Das Spiel in der Kinematik sowie die Elastizität der Sitzstruktur bedingen eine mögliche Verdrehung des Sitzes um die horizontalen Achsen. Translatorische Nachgiebigkeiten in x- oder y-Richtung sind in dem Modell nicht abgebildet, da diese als sehr klein anzunehmen sind. Sitze mit einer Horizontalfederung in x-Richtung sind nicht Bestandteil der Untersuchung. Das Modell berücksichtigt, dass der vertikale Federweg durch beiderseitige Endanschläge in Form von Gummipuffern limitiert ist, was zu Nichtlinearitäten in der Feder-Dämpfer-Kraft $F_{S,FD}$ des Sitzes führt. Für die Nachbildung des Fahrers eignen

sich sog. biodynamische Menschmodelle, welche über die nötigen mechanischen Eigenschaften verfügen, das menschliche Schwingungsverhalten abzubilden [10]. Mangels belastbarer Daten bereits veröffentlichter Menschmodelle wird auf ein in der DIN 45676 [11] vorgestelltes mechanisches Ersatzmodell zurückgegriffen, welches Gültigkeit im Frequenzbereich von 1 – 20 Hz für auf einer harten Oberfläche sitzende nicht angelehnte Personen besitzt. Die Masse m_0 des Fahrers ist fest mit dem Polster verbunden.

3.2 Validierung der Simulationsmodelle

Im Rahmen der Validierung ist die hinreichende Übereinstimmung von Simulationsmodell und dem zu Grunde liegenden technischen System zu prüfen. Es ist sicherzustellen, dass das Modell das Verhalten des Originalsystems im Hinblick auf die Untersuchungsziele genau genug und fehlerfrei widerspiegelt. Hierbei bieten sich Referenzmessungen an, so dass die Ergebnisse der Simulationsrechnung diesen gegenübergestellt werden können. Die Teilkomponenten werden soweit möglich durch Einzelversuche validiert, um den Fokus gezielt auf eine Komponente legen und Störgrößen anderer Bauteile ausschließen zu können. Die Messungen für die Validierung des Gesamtfahrzeugmodells werden auf einer Teststrecke auf dem Institutsgelände an den untersuchten Flurförderzeugen durchgeführt. Der Aufbau der Teststrecke orientiert sich dabei an der DIN EN 13059 [12], die ein Verfahren für die Bestimmung der Vibrationskennwerte von Flurförderzeugen definiert, welche von den Herstellern im Rahmen der Maschinenrichtlinie anzugeben sind. Als Hindernisse dienen zwei 150 mm breite Stahlschwellen unterschiedlicher Höhe (Bild 7).

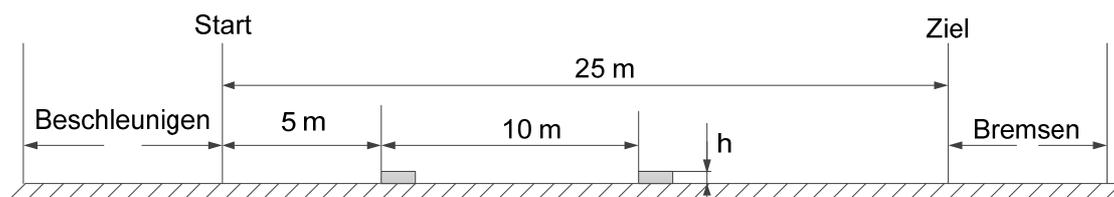


Bild 7: Teststrecke mit Schwellen gemäß DIN EN 13059 [12]

Um sicherzustellen, dass die Mehrkörpermodelle das Schwingungsverhalten der realen Fahrzeuge hinreichend genau wiedergeben, werden neben den Schwingungen an der Einleitungsstelle in den menschlichen Körper auf der Sitzoberfläche weitere Messpunkte an der Fahrzeugstruktur für die Validierung herangezogen. Bild 8 zeigt den Vergleich der Beschleunigungen von Messung und Simulation am Sitzmontagepunkt am Beispiel des erwähnten Gegengewichtsgabelstaplers.

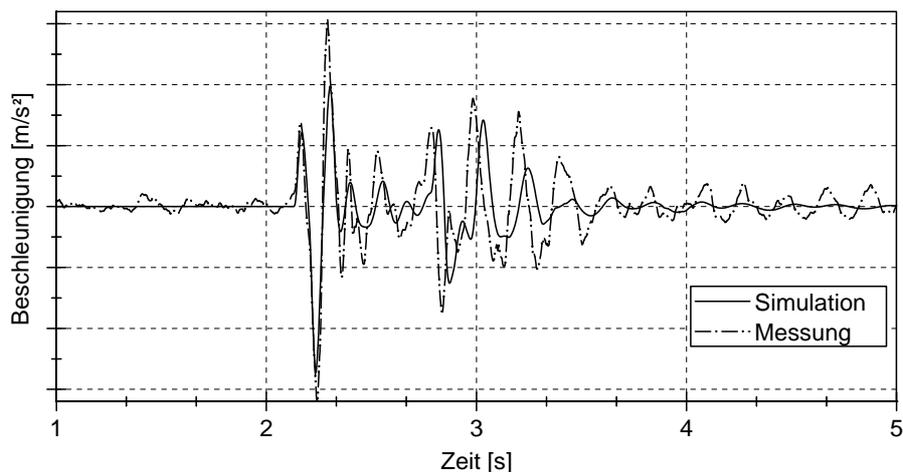


Bild 8: Vergleich der Schwingungen am Sitzmontagepunkt

4. Einflussfaktoren auf die Schwingungsbelastung

4.1 Eigenerregung durch Antriebsaggregate

Elektrische Antriebsaggregate von Flurförderzeugen bedingen allenfalls hochfrequente Schwingungen mit sehr kleiner Amplitude, die vom Fahrer kaum wahrgenommen werden, da sie durch ins Fahrzeug integrierte Dämpfungselemente wie Gummipuffer absorbiert werden. Anders verhält es sich bei Fahrzeugen mit verbrennungsmotorischem Antrieb. Hier sind Fahrzeugschwingungen auf Grund der Motorschwingungen deutlich wahrnehmbar. Wie in Messungen an einem entsprechenden Fahrzeug gezeigt werden kann, stellen diese aber bei einem mittleren Effektivwert von $a_{wT,z} = 0,05 \text{ m/s}^2$ auf dem Sitzkissen keine zusätzliche Belastung dar. Bei diesen Untersuchungen sind starke Motorlasten, wie sie beim Heben schwerer Ladung sowie Beschleunigen des Fahrzeugs (bei aktiver Feststellbremse) auftreten, berücksichtigt. Der Fahrersitz bewirkt in diesem Fall eine starke Reduktion der Fahrzeugschwingungen. Voraussetzung ist hierbei jedoch, dass die Fahrzeuge gemäß den Herstellerangaben richtig gewartet werden.

4.2 Hantieren mit der Ladung

In der Norm DIN EN 12053 [13] werden den Betriebszuständen „Heben“ und „Leerlauf“ Zeitanteile von 15 % und 58 % zugewiesen, wobei der Betriebszustand „Leerlauf“ auch das Senken, Neigen und langsame Hantieren der Last umfasst. Wie im vorangehenden Kapitel beschrieben können die Vibrationsanteile aus den Antriebsaggregaten vernachlässigt werden. Somit stellt sich die Frage, wie stark das Fahrzeug und somit auch der Fahrer durch das reine Hantieren mit der Last in Schwingung versetzt werden. Diese Fragestellung lässt

sich nicht pauschal beantworten, da diese Belastungen stark vom Verhalten des Fahrers sowie der jeweiligen Last abhängen. Es können jedoch Grenzen identifiziert werden.

Bei den untersuchten Gegengewichtsgabelstaplern und dem Schubmaststapler kann im Allgemeinen keine erhöhte Belastung in Folge von Lastaufnahme und -abgabe festgestellt werden. Auch das damit verbundene Bremsen und Beschleunigen des Fahrzeugs bedingt keine identifizierbare höhere Belastung. Ebenso führt ein abruptes Unterbrechen von Hebe- und Senkvorgängen in den durchgeführten Messungen nicht generell zu signifikanten Belastungen. Bei Ladungen im Bereich der Nennlast des Fahrzeugs sind stärkere Fahrzeugschwingungen spürbar, jedoch kann keine allgemeine Aussage über deren Höhe getroffen werden.

4.3 Einfluss von Beladungszustand und Fahrgeschwindigkeit

Bei der täglichen Arbeit transportieren Flurförderzeuge Ladung unterschiedlicher Last bei variierenden Fahrgeschwindigkeiten. Bei allen untersuchten Fahrzeugen nimmt die Belastung, d.h. der frequenzbewertete Effektivwert der auf der Sitzoberfläche gemessenen bzw. in der Simulation berechneten Beschleunigungen, nahezu linear mit steigender Geschwindigkeit zu. Während bei Fahrzeugen der Lagertechnik der Beladungszustand die Fahrerbelastung nicht beeinflusst, so ist bei den untersuchten Gegengewichtsgabelstaplern der dämpfende Einfluss der Last auf die Schwingungen des Fahrzeugs deutlich erkennbar. Zur Veranschaulichung zeigt Bild 9 den qualitativen Einfluss von Fahrgeschwindigkeit und Last bei einem Gegengewichtsgabelstapler und einem Schubmaststapler aus dem Untersuchungsspektrum.

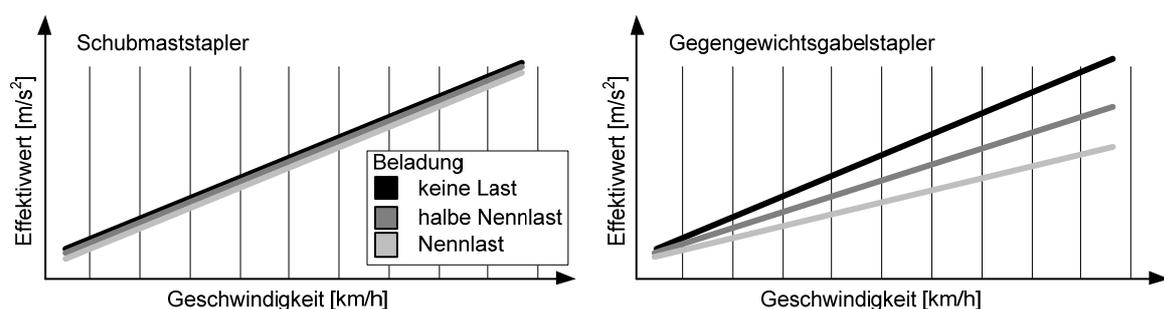


Bild 9: Qualitativer Einfluss von Beladung und Fahrgeschwindigkeit auf die Belastung von Fahrer und Fahrzeug

Neben Beladungszustand und Fahrgeschwindigkeit ist natürlich auch die Beschaffenheit der Fahrbahnoberfläche zu berücksichtigen. Wenn das Fahrzeug durch Fahrbahnnunehheiten in Schwingung versetzt wird, ist mit einer signifikanten Belastung des Fahrers zu rechnen.

Ein Vorteil der dynamischen Simulation ist, dass der konstruktive Aufwand bei der Änderung von Hindernissen entfällt. Dies kann man sich zu Nutze machen und unterschiedliche Anregungen durch Bodenunebenheiten untersuchen. Um zu ermitteln, welchen Einfluss die Hindernishöhe auf die Schwingungsbelastung von Fahrzeug und Fahrer hat, werden am Beispiel der in Industriebetrieben weit verbreiteten Schwellen Simulationsexperimente mit unterschiedlichen Schwellenhöhen durchgeführt. Es zeigt sich recht deutlich, dass die Höhe der Belastung stark von der Hindernishöhe beeinflusst wird. Beispielhaft zeigt Bild 10 die Belastung des Fahrers bei Fahrt über unterschiedlich hohe Schwellen mit einer Breite von 150 mm mit Gegengewichts- und Schubmaststapler

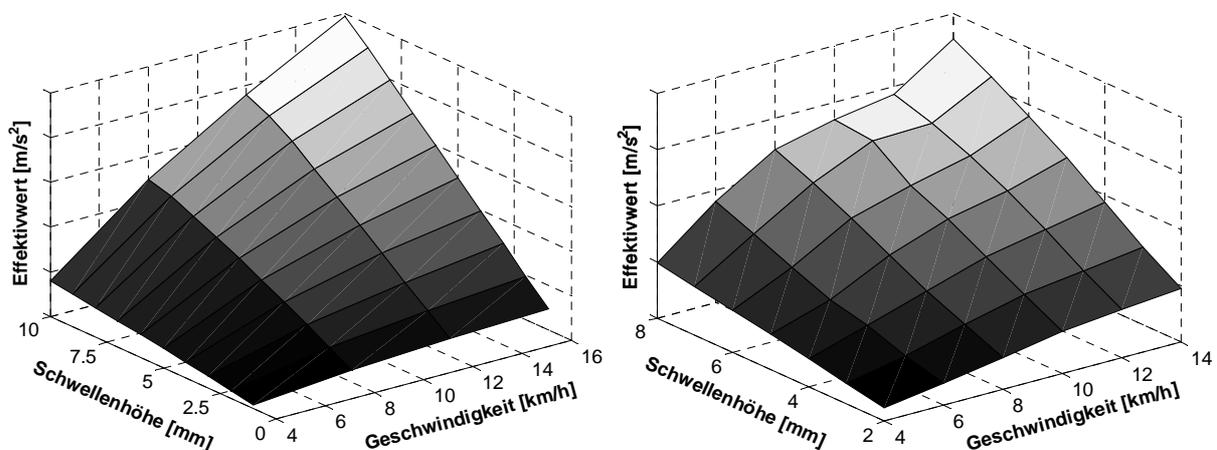


Bild 10: Simulierte Belastung des Fahrers eines Gegengewichtsgabelstaplers (links) und eines Schubmaststaplers (rechts) in z-Richtung bei Überfahrt zweier Schwellen unterschiedlicher Höhe, Beladung mit halber Nennlast

Das Ausbessern von Schlaglöchern oder die Verminderung von Höhenversätzen auf der Fahrbahn stellen somit ein effektives Mittel dar, die Belastung der Fahrer zu reduzieren. Neben herausragenden Einzelhindernissen können im Rahmen der Mehrkörpersimulation auch Fahrbahnen unterschiedlicher Qualität untersucht werden. Auch hier ist festzustellen, dass vor allem kurzweilige Hindernisse die Fahrzeuge mit zunehmender Amplitude stark in Schwingung versetzen.

4.4 Sitzeinstellung

Der Fahrersitz stellt ein äußerst wichtiges Element zur Minderung der Vibrationsbelastung dar, da Gabelstapler herkömmlicher Bauweise kaum Dämpfungselemente zwischen Fahrbahn und Fahrersitz besitzen. Damit ein gefederter Sitz die eingeleiteten Schwingungen optimal absorbieren kann, ist es erforderlich, dass er an das Gewicht des Fahrers angepasst

ist. Hierfür bieten moderne Sitze eine geeignete Justagemöglichkeit, auf welche in der Praxis erfahrungsgemäß nur äußerst selten zurückgegriffen wird.

Dies ist fatal, da sich bei falscher Gewichtseinstellung die Schwingungsabsorptionseigenschaft der Sitzfederung zum Teil dramatisch verschlechtert. Je nach Bauweise des Sitzes bewirkt die Gewichtseinstellung zweierlei Effekte. Zum einen wird die Mittellage des Sitzes so angepasst, dass für das Ein- und Ausfedern des Sitzes gleiche Weglängen zur Verfügung stehen. Zum anderen wird die Federkennlinie der mechanischen Feder auf das Körpergewicht des Fahrers abgestimmt, womit die Eigenfrequenz f_0 des Sitzes beeinflusst werden kann. Ein Sitz kann nämlich nur Schwingungen mit Frequenzen größer $\sqrt{2} \cdot f_0$ absorbieren [14]. Nur durch die Anpassung dieser beiden Größen ist ein optimaler Schwingungsminderung durch den Sitz gegeben. Ein Kennwert für die schwingungsmindernden Eigenschaften des Sitzes ist der SEAT-Wert (Seat Effective Amplitude Transmissibility). Dieser ist definiert als das Verhältnis der Effektivwerte der bewerteten Beschleunigungen auf dem Sitz a_{wS} und am Sitzmontagepunkt a_{wP} .

$$SEAT = \frac{a_{wS}}{a_{wP}} \quad (3)$$

Im Rahmen der Simulationsexperimente kann die Auswirkung einer falschen Sitzeinstellung am Beispiel eines mechanisch gefederten Komfortsitzes gezeigt werden, welcher bei einem gleichbleibenden Fahrergewicht von 75 kg bei variierender Gewichtseinstellung mit für Gabelstapler typischen stochastischen Prüf-Erregerschwingungen nach DIN EN 13490 [15] beaufschlagt wird. Die in Bild 11 dargestellten Simulationsergebnisse zeigen, dass nur bei richtiger Abstimmung eine optimale Schwingungsreduktion stattfindet [16].

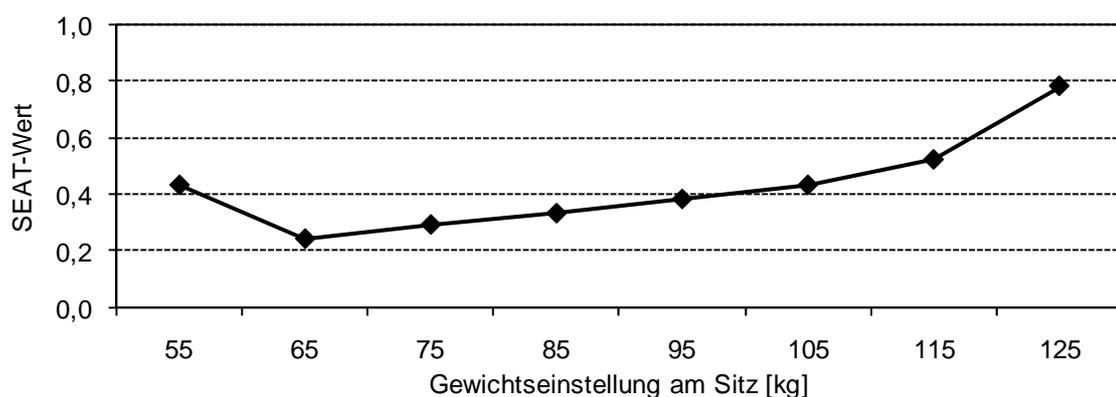


Bild 11: SEAT-Werte eines Komfortsitzes bei einem Fahrergewicht von 75 kg und unterschiedlicher Sitzeinstellung, Anregung mit Prüfspektrum IT 2 [15]

Mit Hilfe der durchgeführten Simulationsexperimente kann gezeigt werden, dass mit der dynamischen Simulation das Schwingungsverhalten der Fahrzeuge und die Belastung der Fahrer ermittelt werden kann. Auf Grund der spezifischen Eigenschaften der untersuchten Fahrzeuge ist im Rahmen dieser Untersuchung eine allgemeine Vorhersage der Vibrationsbelastung für beliebige Fahrzeuge noch nicht möglich.

5. Zusammenfassung

Durch den Einsatz der Mehrkörpersimulation ist im Rahmen des beschriebenen Forschungsprojekts das Schwingungsverhalten von Flurförderzeugen untersucht und der Einfluss einzelner Größen auf die Belastung der Fahrer sichtbar gemacht worden. Als größte Ursache für die Schwingungsbelastung der Fahrer ist die Anregung durch Bodenunebenheiten zu nennen. Durch gut gewartete Flurförderzeuge und korrekt eingestellte Sitze kann die Vibrationsbelastung der Fahrer reduziert werden.

Das IGF-Vorhaben 15893 N/1 der Forschungsvereinigung Intralogistik / Fördertechnik und Logistiksysteme (IFL) e.V. wird über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der industriellen Gemeinschaftsforschung und -entwicklung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert [17].

6. Literaturangaben

- [1] Internationale Vereinigung für Soziale Sicherheit (IVSS): Vibration am Arbeitsplatz. Internationale Sektion Forschung, Paris, 1989
- [2] Technische Regeln zur Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung - TRLV Vibrationen. Bundesministerium für Arbeit und Soziales, In: Gemeinsames Ministerialblatt, Nr. 14/15, 2010, S. 271-322
- [3] DIN EN 14253-1:2008: Mechanische Schwingungen – Messung und rechnerische Ermittlung der Einwirkung von Ganzkörper-Schwingungen auf den Menschen am Arbeitsplatz im Hinblick auf seine Gesundheit – Praxisgerechte Anleitung. DIN Deutsches Institut für Normung
- [4] ISO 2631-1:1997-07: Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration - Part 1: General requirements. International Organization for Standardization
- [5] VDI 2057-1:2002-09: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Ganzkörper-Schwingungen. VDI-Gesellschaft Entwicklung Konstruktion Vertrieb

- [6] Verordnung zur Umsetzung der EG-Richtlinien 2002/44/EG und 2003/10/EG zum Schutz der Beschäftigten vor Gefährdungen durch Lärm und Vibrationen. Bundesministerium für Arbeit und Soziales, In: Bundesgesetzblatt, Teil 1, Nr. 8, 2007, S. 261-277
- [7] Mittwollen, M.: Untersuchung der Schwingungseigenschaften von teleskopierbaren Maschinenelementen mit Spiel am Beispiel eines Gabelstapler-Hubgerüsts. Dissertation, Universität Karlsruhe, 2007
- [8] Witala, C.: Simulationsmodelle zur Analyse des nichtlinearen Schwingungsverhaltens von Staplerhubgerüsten. Dissertation, Universität der Bundeswehr Hamburg, 2002
- [9] Gipser, M.: FTire, an New Fast Tire Model for Ride Comfort Simulations. International ADAMS User's Conference, Berlin, 1999
- [10] Rützel, S.: Ganzkörperschwingungen des sitzenden Menschen am Fahrer Arbeitsplatz. Dissertation, Fachbereich Maschinenbau, Technische Universität Darmstadt, 2007
- [11] DIN 45676:2003-06: Mechanische Eingangsimpedanzen und Übertragungsfunktionen des menschlichen Körpers. DIN Deutsches Institut für Normung
- [12] DIN EN 13059:2009: Sicherheit von Flurförderzeugen - Schwingungsmessung. DIN Deutsches Institut für Normung
- [13] DIN EN 12053:2009-07: Sicherheit von Flurförderzeugen - Verfahren für die Messung der Geräuschemission. DIN Deutsches Institut für Normung
- [14] Polster, A.: Ergonomie des Fahrersitzes am Beispiel eines Fahrersitzes für Gabelstapler. Grammer AG, Amberg, 2006
- [15] DIN EN 13490:2009: Mechanische Schwingungen - Flurförderzeuge - Laborverfahren zur Bewertung sowie Spezifikation der Schwingungen des Maschinenführersitzes. DIN Deutsches Institut für Normung
- [16] Fischer, G.; Günthner, W. A.: Ganzkörper-Vibrationen bei Flurförderzeugen. In: Technische Sicherheit, 1 (2011) 4, S. 38-41
- [17] Günthner, W. A.; Fischer, G.; Ebner, A.: Untersuchung der Humanschwingungen beim Betrieb von Flurförderzeugen. Forschungsbericht, IGF-Vorhaben 15893 N, Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik, Technische Universität München, 2011