

Untersuchung und Modellierung der Schwingungsübertragung von Flurförderzeugreifen

Investigation and modeling of vibration transmissibility in tires of industrial trucks

Seungyong Oh*, Elena Danilov**, Gabriel Fischer*,
Willibald A. Günthner*, Rainer Bruns**

*Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik, Technische Universität München

**Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik, Helmut-Schmidt-Universität

In einem Gemeinschaftsprojekt der Technischen Universität München und der Helmut-Schmidt-Universität Hamburg werden die vertikaldynamischen Eigenschaften der bei Gabelstaplern verbreiteten Superelastik-Reifen (SE-Reifen) experimentell untersucht und das dynamische Verhalten der Reifen in ein numerisches Modell überführt. Der Beitrag geht auf die hierzu aufgebauten Versuchsstände, die Ermittlung der Kennwerte und den Aufbau des numerischen Reifenmodells ein.

[Schlüsselwörter: Superelastik-Reifen, Reifenmodell, Gabelstapler, Schwellenüberfahrt]

In a joint project of the Technische Universität München and the Helmut-Schmidt-University Hamburg, the vertical dynamic characteristics of the superelastic tires used for forklifts (SE tires) are experimentally examined and the dynamic behavior of the tire is transferred in a numerical model. The article discusses the purpose of test rigs, the determination of the parameters and the structure of the numerical model of tires.

[Keywords: super-elastic tires, tire model, forklift, threshold crossing]

1 EINLEITUNG

Bei einer fahrdynamischen Betrachtung des Gesamtsystems Gabelstapler nehmen die Reifen eine Schlüsselstellung ein, da sie die einzige Schnittstelle zwischen dem Fahrzeug und dem Boden bilden. Indem sie Kräfte und Momente, die durch das Beschleunigen, Bremsen und Kurvenfahren entstehen, zwischen dem Fahrzeug und dem Boden übertragen, bestimmen sie maßgeblich die Leistungsfähigkeit, die Sicherheit und den Komfort des Fahrzeugs. Während die Beschleunigung des Fahrzeugs in Längsrichtung von dem Kontakt zwischen Boden und Reifen sowie der lokalen Verformbarkeit des Reifens abhängt, beeinflussen die Steifigkeit und die Dämpfung

maßgeblich das Schwingungsverhalten des Fahrzeugs. Für die Reifen von Gabelstaplern, insbesondere für Superelastik-Reifen, sind bisher nur sehr wenige Untersuchungen hinsichtlich des dynamischen Verhaltens durchgeführt worden. Die vorliegende Arbeit setzt hier an. Die Eigenschaften der Reifen werden auf Prüfständen vermessen und es wird ein mathematisches Modell für die Mehrkörpersimulation erstellt.

2 EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN VON FLURFÖRDERZEUGREIFEN

Für die Vielzahl der Flurförderzeuge-Bauarten hält die Reifenindustrie unterschiedliche Reifenkonstruktionen und Ausführungen bereit. Generell wird nach Luft und Vollreifen unterschieden. Der Untersuchungsschwerpunkt dieses Forschungsprojektes sind die für Gegengewichtsgabelstapler typischen Vollreifen, auch bekannt als Superelastikreifen. Der Superelastikreifen erreicht die gleiche Tragfähigkeit wie der Luftreifen gleicher Dimension in der höchsten PR-Ausführung. Nachteilig ist, dass sich der Superelastikreifen schneller erwärmt und daher bei gleicher Radlast eher für den intermittierenden Einsatz und weniger für den Dauereinsatz geeignet ist [Röd].

Auf Basis einer Recherche, welche aktuelle Reifengröße häufig zum Einsatz bei Gabelstaplern kommt, wird ein SE-Reifen mit der Größe: 18" (Außendurchmesser) x 7" (Breite) – 8" (Felgendurchmesser) für die Versuche ausgewählt.

Die dynamischen Eigenschaften des Reifens, wie die Vertikalsteifigkeit und die Dämpfung, werden durch Einfederungsversuche auf einem Hydropulserprüfstand untersucht. Dabei werden dynamische Versuche durchgeführt, welche die Lastfrequenz beim Rollen realistisch nachbilden. Die dynamischen Eigenschaften des Reifens bei der Überfahrt über verschiedene Schwellen mit definierten Querschnitten werden auf einem Trommelprüfstand untersucht. Die vertikale Anregung der Raderhebung bei de-

finierter Radlast erzeugt eine freie Schwingung, deren Abklingverhalten aufgenommen wird. Bei der Schwellenüberfahrt werden die Erhebungskurve und das vertikale Kraftübertragungsverhalten des Rades analysiert.

2.1 HYDROPULSERPRÜFSTAND

Zur Ermittlung der vertikaldynamischen Eigenschaften des stehenden Rades wird ein vorhandener Hydropuls-Schwingungsprüfstand angepasst (Abb.1). Das Rad steht auf dem Hydropulser so, dass die Kraft auf die Achse wirkt. Die vertikale Kraft wird über eine Kraftmessdose, die sich oberhalb des Reifens befindet, gemessen. Bei verschiedenen Frequenzen werden die Mittelkraft und die Amplitude variiert. Als Ergebnis der harmonischen Kraftanregung erhält man die zeitabhängige Einfederung. Damit können die Steifigkeit und die Dämpfung in Abhängigkeit von Belastung und Erregungsfrequenz bestimmt werden.



Abbildung 1. Hydropulserprüfstand

2.1.1 ERMITTLUNG DER DYNAMISCHEN GRÖßEN STEIFIGKEIT UND DÄMPFUNG

Das System wird mit einer konstanten Frequenz zum Schwingen angeregt. Die Schwingungsanregung kann sowohl kraft- als auch weggesteuert sein. Als Messwerte liegen sowohl die zeitabhängige Kraft $\tilde{F}(t)$ als auch der zeitabhängige Weg $\tilde{s}(t)$ vor. Setzt man voraus, dass sich das Rad wie ein lineares Feder-Masse-Dämpfer-System verhält, kann es durch folgende Formel beschrieben werden:

$$F(s(t)) = m\ddot{s}(t) + d\dot{s}(t) + cs(t).$$

Die Masse m ist bekannt. Die beiden Parameter Dämpfungskonstante d und Federsteifigkeit c sind unbekannt und müssen anhand der gemessenen Werte Weg $\tilde{s}(t)$ und Kraft $\tilde{F}(t)$ bestimmt werden. Je besser diese Kraft mit der tatsächlich gemessenen Kraft $\tilde{F}(t)$ übereinstimmt, desto besser ist die Abschätzung von c und d . Diese Überlegung führt zu dem Optimierungsproblem:

$$\varepsilon = \int_{t_0}^{t_e} [\tilde{F}(t) - F(\tilde{s}(t))]^2 dt \rightarrow \min.$$

Es soll also der Unterschied zwischen gemessener Kraft \tilde{F} und der Kraft $F(\tilde{s}(t))$, die bei dem gemessenen Weg \tilde{s} herrschen muss, während der gesamten Messung möglichst klein sein.

Die beiden unbekannt Parameter, von denen der Unterschied, also der Fehler ε abhängt, sind weiterhin c und d . Um diese zu bestimmen, wird die Ableitung von ε nach den Parametern gleich Null gesetzt und nach ihnen aufgelöst. Es ergibt sich zunächst:

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial d} = 0 = -2 \int_{t_0}^{t_e} \tilde{F} \dot{\tilde{s}} - F(\tilde{s}) \dot{\tilde{s}} dt;$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial c} = 0 = -2 \int_{t_0}^{t_e} \tilde{F} \tilde{s} - F(\tilde{s}) \tilde{s} dt.$$

Diese beiden Gleichungen können nach c und d aufgelöst werden. Man erhält das lineare Gleichungssystem

$$\begin{Bmatrix} d \\ c \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} \int_{t_0}^{t_e} \dot{\tilde{s}}^2 dt & \int_{t_0}^{t_e} \tilde{s} \dot{\tilde{s}} dt \\ \int_{t_0}^{t_e} \tilde{s} \dot{\tilde{s}} dt & \int_{t_0}^{t_e} \tilde{s}^2 dt \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} m \int_{t_0}^{t_e} \ddot{\tilde{s}} \dot{\tilde{s}} dt - \int_{t_0}^{t_e} \tilde{F} \dot{\tilde{s}} dt \\ m \int_{t_0}^{t_e} \ddot{\tilde{s}} \tilde{s} dt - \int_{t_0}^{t_e} \tilde{F} \tilde{s} dt \end{Bmatrix}$$

mit zwei Gleichungen und zwei Unbekannten. Auf der rechten Seite des Gleichungssystems stehen ausschließlich die gemessene Kraft \tilde{F} , der gemessene Weg \tilde{s} und die Ableitungen des gemessenen Weges nach der Zeit $\dot{\tilde{s}}$ und $\ddot{\tilde{s}}$. Alle Integrale können demnach numerisch bestimmt und c und d berechnet werden.

2.1.2 VERGLEICH DER FEDERKENNLINIEN ÜBER VERSCHIEDENE FREQUENZEN

Der Zusammenhang aus Kraft und Einfederungsweg lässt sich grafisch anschaulich in Form der Federkennlinie darstellen. In Abbildung 2 werden die Mittelkraft auf der y-Achse und der Einfederungsweg auf der x-Achse bei einer Amplitude von 1 kN und verschiedenen Frequenzen gegenübergestellt. Die Reifenfederkennlinie ist progressiv und hat einen geringen Einfluss auf die Frequenz.

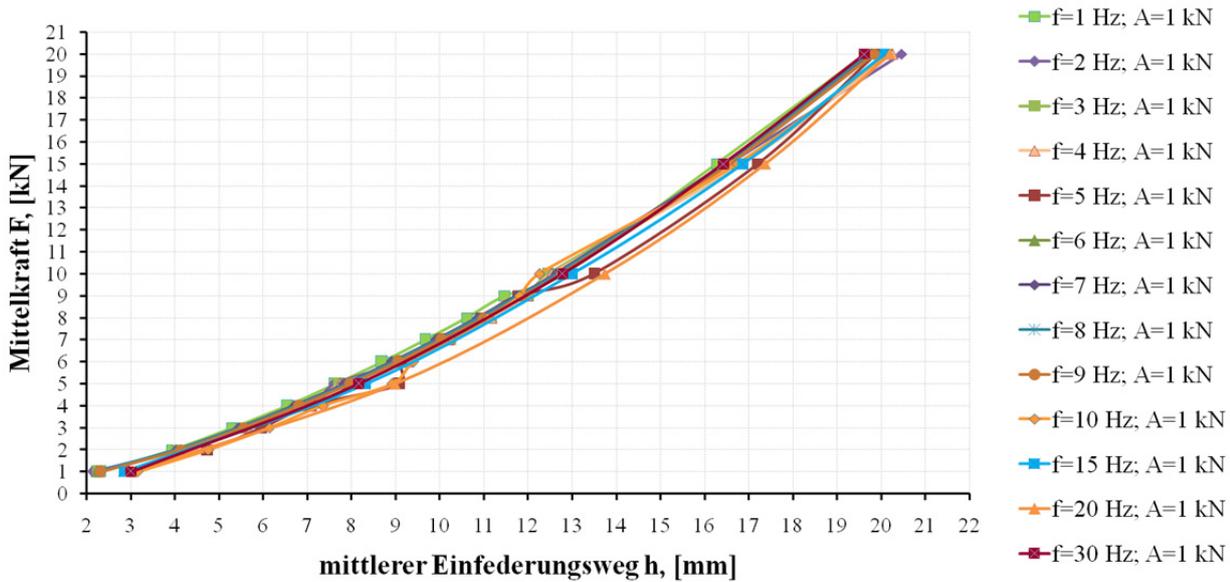


Abbildung 2. Mittlere Einfederung bei der Amplitude 1 kN und verschiedenen Frequenzen

2.1.3 ABHÄNGIGKEITEN DER STEIFIGKEIT UND DER DÄMPFUNG VON DER FREQUENZ BEI VERSCHIEDENEN MITTELKRÄFTEN

In Abbildung 3 wird die Abhängigkeit der Steifigkeit des Rades von der Frequenz bei einer Amplitude von 1 kN für verschiedene Mittelkräfte dargestellt. Die Fre-

quenz hat einen geringen Einfluss auf die Steifigkeit. Eine größere Kraft führt zu einer größeren Radsteifigkeit.

Die Dämpfung ist stark abhängig von der Anregungsfrequenz. Die Dämpfung fällt mit steigender Frequenz und steigt mit steigender Belastung, wie in Abbildung 4 dargestellt.

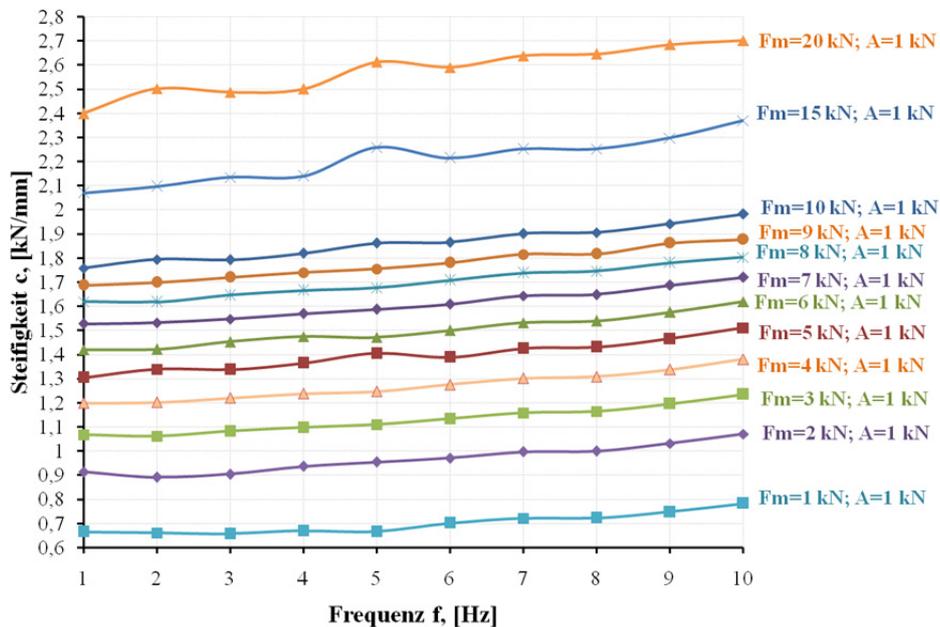


Abbildung 3. Steifigkeit bei der Amplitude 1 kN und verschiedenen Mittelkräften

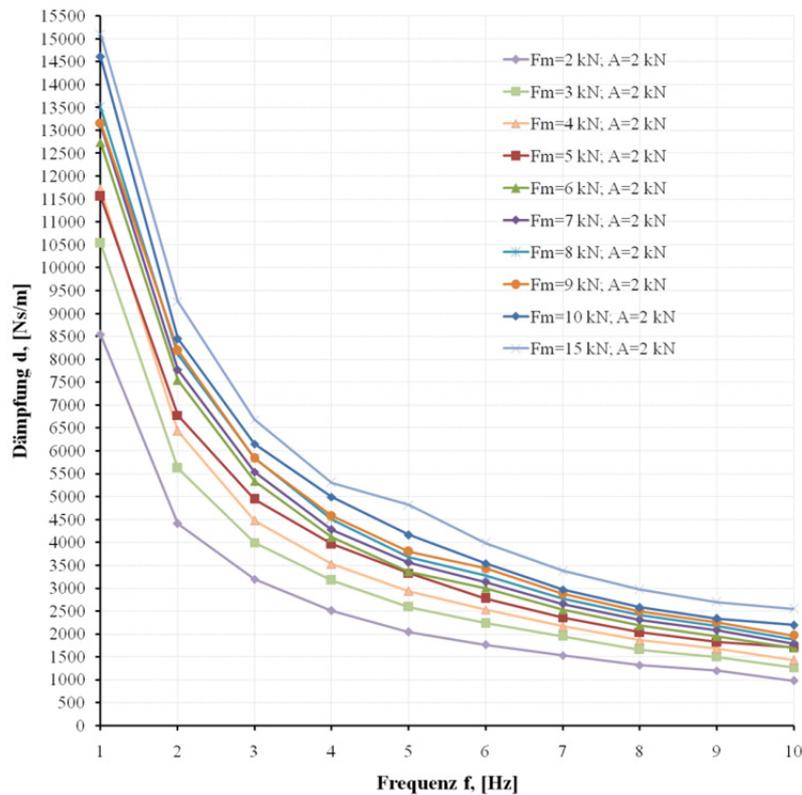


Abbildung 4. Dämpfungskennwerte bei der Amplitude 2 kN und verschiedenen Mittelkräften

2.2 TROMMELPRÜFSTAND

Um die SE-Reifen zu untersuchen, wird die Konstruktion des bestehenden Trommelprüfstands durch eine Schwinge ergänzt (Abbildung 5), die eine freie Vertikalbewegung ermöglicht. Die Radlast wird durch eine Gewichtskraft aufgebracht. Auf der rotierenden Trommel sind Schwellen angebracht, so dass Überfahrten simuliert werden können. Man kann Schwellen mit verschiedener Höhe montieren. Die Radlast wird bis zu ca. 15000 N mithilfe unterschiedlicher Gewichte variiert. Die minimale Radlast für das SE-Rad 18×7-8 beträgt 6572 N.

Die Radlast kann auch durch eine horizontale Verschiebung der Gewichtsplatten geändert werden. Die Module für die Radaufnahme sind versetzbar, damit verschiedene Räder untersucht werden können. Es ist möglich, Räder mit dem Durchmesser von 280 mm bis 462 mm und einer maximalen Breite von 190 mm zu untersuchen. Eine umfangreiche Messtechnik ermöglicht die genaue Erfassung des dynamischen Reifenverhaltens. Es sind ein Wegaufnehmer und fünf Beschleunigungsaufnehmer montiert.

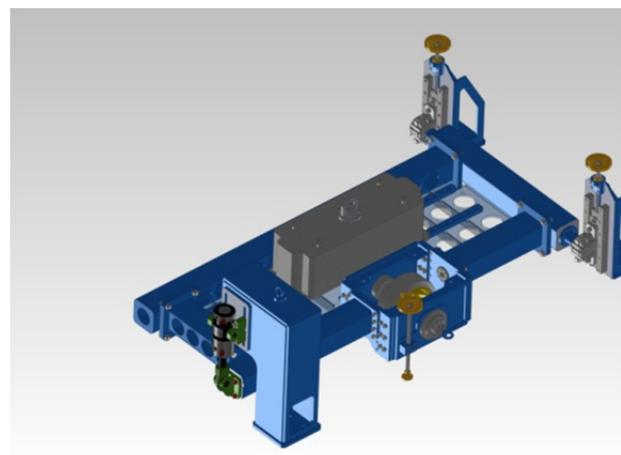


Abbildung 5. Trommelprüfstand und Schwinge (rechts)

2.2.1 BESTIMMUNG DER DYNAMISCHEN GRÖßEN STEIFIGKEIT UND DÄMPFUNG

Um die geschwindigkeitsabhängige Dämpfung und Steifigkeit zu ermitteln, werden Schwellenüberfahrten mit einer Schwellenhöhe von 5 mm durchgeführt. Während der Versuche am Trommelprüfstand wird als Eingangsgröße die Trommelgeschwindigkeit eingestellt. Für jede Radlast (6572 N; 9260 N; 12274 N) wird die Geschwindigkeit zwischen 2 und 7 m/s variiert.

Als Ergebnis werden die Beschleunigungen verschiedener Teile der Schwinge und die vertikale Auslenkung der Schwinge zu jedem Zeitpunkt aufgezeichnet.

Aus den Messergebnissen werden die Dämpfungskonstante d und die Federsteifigkeit c ermittelt. Die Dämpfungskonstante d kann durch die Formel

$$\delta = \frac{d}{2 \cdot m} \rightarrow d = \delta \cdot 2 \cdot m$$

mit der Abklingkonstante δ und der Radlast m bestimmt werden. Die Abklingkonstante wird mit Hilfe der Abklingkurve ermittelt. Die Federsteifigkeit c kann durch die Formel

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}} \rightarrow c = \omega_0^2 \cdot m$$

mit der ungedämpften Kreisfrequenz ω_0 bestimmt werden. Die ungedämpfte Kreisfrequenz ω_0 kann aus

$$\omega_d = \sqrt{\omega_0^2 - \delta^2} \rightarrow \omega_0 = \sqrt{\omega_d^2 + \delta^2}$$

mit ω_d als gedämpfte Kreisfrequenz ermittelt werden. Die Abklingkonstante δ ist aus der Gleichung der Abklingkurve bekannt.

Die gedämpfte Kreisfrequenz ω_d kann aus der Formel

$$T = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_d} \rightarrow \omega_d = \frac{2 \cdot \pi}{T}$$

mit Schwingungsdauer T berechnet werden. Die Schwingungsdauer kann man aus dem Diagramm der gedämpften Schwingung nach der Mittelung über mehrere Perioden bestimmen.

2.2.2 ABHÄNGIGKEIT DER STEIFIGKEIT UND DER DÄMPFUNG DES REIFENS VON DER RADGESCHWINDIGKEIT BEI VERSCHIEDENEN RADLASTEN

In Abbildung 6 wird die Abhängigkeit der Steifigkeit des Rades von der Radgeschwindigkeit bei verschiedenen Radlasten dargestellt. Die Radgeschwindigkeit hat einen geringen Einfluss auf die Steifigkeit. Eine größere Radlast führt zu einer größeren Radsteifigkeit.

Die Dämpfung ist abhängig von der Radgeschwindigkeit. Meistens fällt sie mit steigender Geschwindigkeit und steigt mit steigender Belastung, wie in Abbildung 7 dargestellt.

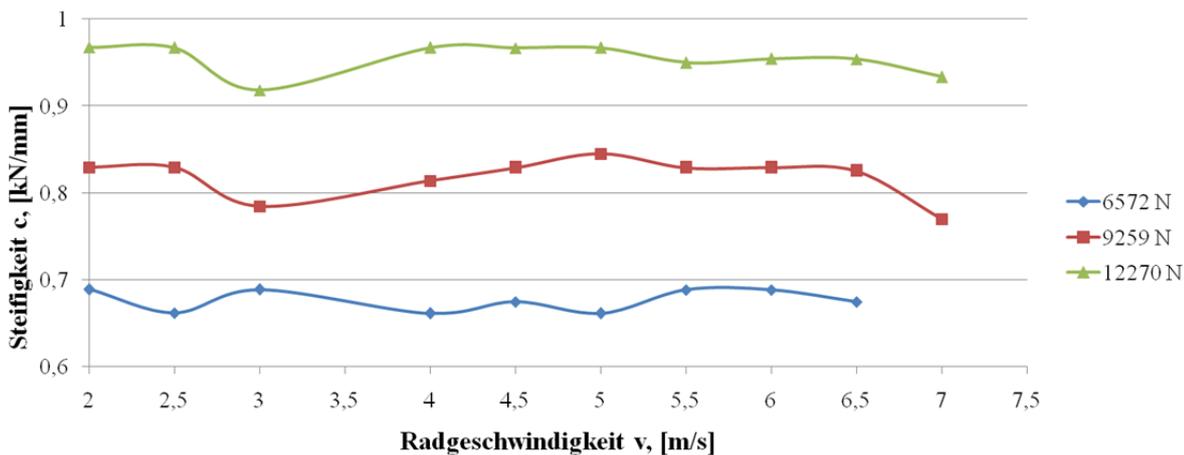


Abbildung 6. Steifigkeit bei verschiedenen Radgeschwindigkeiten und Radlasten

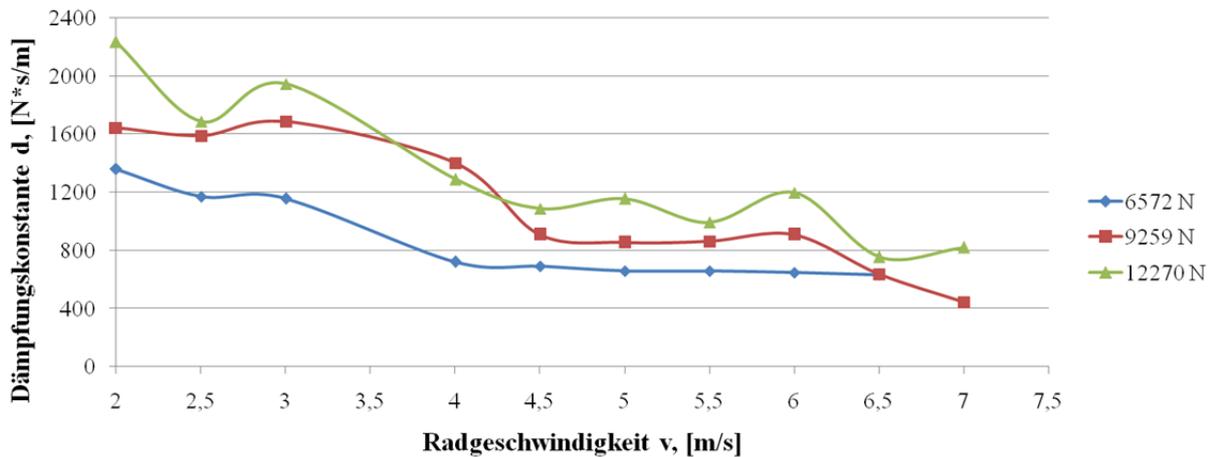


Abbildung 7. Dämpfung bei verschiedenen Radgeschwindigkeiten und Radlasten

3 NUMMERISCHES SIMULATIONSREIFENMODELL

Im Rahmen der Mehrkörpersimulation können mithilfe eines entsprechenden Reifenmodells Anregungen in Form von Schwingungen und Stößen durch die Fahrbahn und deren Übertragung auf das Flurförderzeug nachgebildet werden, wobei die geometrische Schnittstelle zwischen Reifen und Boden hinreichend genau formuliert werden muss. Im Rahmen dieser Arbeit wird sich diesem Schlüsselement angenommen und der Superelastik-Reifen als Simulationsmodell abgebildet.

Das im Programmpaket MSC/Adams erstellte Modell basiert auf einem Mehrkörpersystem, wobei translatorische und rotatorische Feder-Dämpfer-Elemente als Bindungselemente verwendet werden. Die zur Durchführung der Simulation benötigten Parameter werden durch die im Kapitel 2 erörterte Untersuchung bestimmt. Zur Validierung des Reifenmodells werden zwei virtuelle Prüfstände analog zu den experimentellen Untersuchungen erstellt. Besonderes Augenmerk wird auf eine Impact-Kontakt-Funktion zur Berechnung der Kontakt- und Reibungskraft gelegt.

3.1 STAND DER TECHNIK VON REIFENMODELLEN

Für unterschiedliche Fragestellungen existieren in der Fahrzeugtechnik bereits verschiedene Reifenmodelle, die sich hinsichtlich des verwendeten methodischen Ansatzes klassifizieren lassen [Mey07]. So finden Finite-Element-Modelle, kennlinienbasierte Modelle und Mehrkörper-Modelle mit unterschiedlichem Modellierungsgrad Anwendung (Abbildung 8). Die verwendeten Modellparameter können dabei mathematisch oder physikalisch begründet sein. Die unterschiedlichen Modelltypen decken je nach verwendetem Modellansatz einen unterschiedlichen Frequenzbereich ab (Abbildung 9).

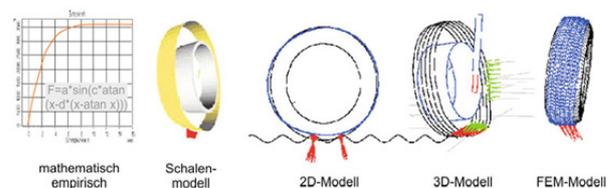


Abbildung 8. Unterschiedliche Ansätze für Reifenmodelle

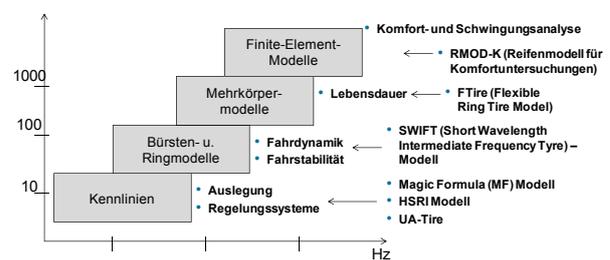


Abbildung 9. Komplexitätsgrad und Frequenz von Reifenmodellen

Unter den kennlinienbasierten Reifenmodellen ist das Magic-Formula(MF)-Modell sehr bekannt und wird heutzutage häufig in der Fahrzeugindustrie eingesetzt. Das Modell beschreibt das Ein- und Ausgangsverhalten des Rad-Bodenkontakts unter quasi-stationären Bedingungen und beruht auf phänomenologischen Ansatzfunktionen sowie Dateninterpolationsmodellen. Beim diesem Modell ist die korrekte Erfassung von kurzwelligen Bodenunebenheiten wie z. B. Schwellen nicht gewährleistet [PAC 06].

Bürsten- und Ringmodelle bilden den Reifengürtel mit einem starren Kreisring ab, der über nichtlineare Steifigkeiten und Dämpfer an die starre Felge gekoppelt ist. Beim Bürstenmodell wird der Kontaktbereich so modelliert, dass einzelne verformbare Borsten zwischen Reifengürtel und Untergrund die Kraftübertragung in Längs- oder Querrichtung beschreiben [Ein10]. Mit dem Modell ist

eine genaue Erfassung von stufenförmigen Hindernissen nur unter starken Einschränkungen möglich [Mey07].

Mehrkörpermodelle bestehen aus einem flexiblen Gürtelring, der durch einzelne Massepunkte diskretisiert wird. Dabei verbinden Feder-Dämpfer-Elemente sowohl die Massepunkte untereinander als auch mit der Felge. Somit kann neben der Starrkörperbewegung auch die Verformung des Reifengürtels abgebildet werden. Es existieren eine Vielzahl kommerzieller Reifenmodelle wie FTire, RMOD-K, CD-Tire [Gip10, Ein10, Mey07].

Beim Finite-Element-Modell besteht der Gürtel aus einer großen Anzahl an Massepunkten, die untereinander und gegenüber der Felge mit nichtlinearen Feder-Dämpfer-Elementen gekoppelt sind. Diese Art der Modellierung bietet eine sehr hohe Genauigkeit, sie ist jedoch aufgrund der enormen Anzahl an Freiheitsgraden und den äußerst komplexen Elementen, die die Nichtlinearitäten des Materials und der Geometrie abbilden, extrem rechenzeitintensiv [Ein10, Her08].

Die beschriebenen Reifenmodelle sind im Normalfall für Luftreifen für PKW und Nutzfahrzeuge erprobt und entwickelt. Speziell für Superelastikreifen entwickelte Reifenmodelle sind nicht bekannt.

3.2 PHYSIKALISCHER ANSATZ DES SUPERELASTIK-REIFENMODELLS

SE-Reifen von Flurförderzeugen sind aus mehreren radialen Schichten unterschiedlicher Gummimischungen aufgebaut, welche zur Einstellung verschiedener Eigenschaften dienen (Abbildung 10). Die innere Schicht stellt den festen Sitz auf der Felge her, während die hochelastische Zwischenschicht den Rollwiderstand und den Schwingungskomfort beeinflusst. Die Abriebfestigkeit wird von den äußeren Laufstreifen vorgegeben. Der große Vorteil gegenüber Luftreifen besteht darin, Luftverlust zu vermeiden und bei Lastaufnahme eine geringere Einfederung zu erzielen.

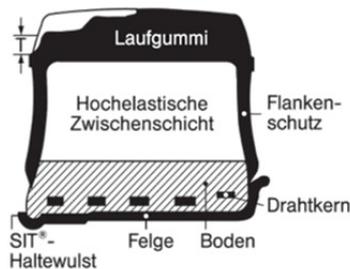


Abbildung 10. Aufbau eines Superelastikreifens nach [Con08]

Das im Rahmen der Arbeit entwickelte Reifenmodell für SE-Reifen beruht auf dem methodischen Ansatz eines Mehrkörpersystems, um Hindernisüberfahrten erfassen und die vertikale Schwingungsübertragung abzubilden zu können. Gemäß diesem Ansatz wird der physikalische Aufbau des SE-Reifens mit Hilfe der Bindungselemente

dargestellt. Wie in Abbildung 11 dargestellt, wird der Laufgummi durch Kontaktelemente ersetzt, die als Hexaeder gestaltet sind und deren Dicke gegenüber der Länge und Breite klein ist. Zur Beschreibung der Deformation der hochelastischen Zwischenschicht in radialer Richtung und in Querrichtung wird ein lineares Voigt-Kelvin Feder-Dämpfer-Element verwendet. Durch die Feder-Dämpfer-Elemente in Umfangsrichtung lässt sich die Dehnung des Laufgummis beschreiben. Die Drehfedern zwischen Felge und Kontaktelementen übertragen die Antriebs- und Bremsmomente vom Flurförderzeug in die Kontaktelemente. Um eine relative Drehung zwischen den Kontaktelementen zu vermeiden, werden diese zusätzlich durch eine Drehfeder verbunden. Das Reifenprofil findet in diesem Ansatz keine Berücksichtigung. Der Kontakt zur Straße erfolgt durch Definition einer Impact-Kontaktformulierung. Abbildung 11 zeigt einen Ausschnitt eines zweidimensionalen Reifenmodells. Durch die Parallelschaltung mehrerer dieser Ebenen durch weitere Feder-Dämpfer-Elemente kann das Reifenmodell erweitert werden (vgl. Abbildung 12).

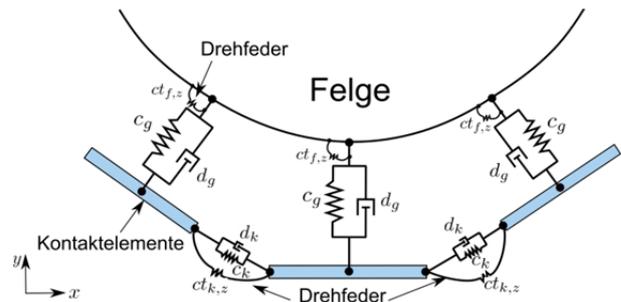


Abbildung 11. Physikalischer Ansatz des SE-Reifenmodells

Unter Verwendung des beschriebenen Ansatzes wird das SE-Reifenmodell im Mehrkörpersimulationsprogramm ADAMS/View abgebildet. Für einen Reifen der Dimension 18×7-8 wird der Laufgummi durch 45 Hexaeder als Kontaktelemente diskretisiert, für die Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizienten werden die aus experimentellen Untersuchungen ermittelten Werte eingesetzt. Nicht experimentell bestimmbare Werte werden abgeschätzt und iterativ bei der Validierung korrigiert.

3.3 VALIDIERUNG DES REIFENMODELLS

Um das Reifenmodell zu validieren, werden die zwei Prüfstände der experimentellen Untersuchungen (Hydropulser- und Trommelprüfstand mit Hindernisüberfahrten) im Programm ADAMS/View erstellt.

3.3.1 VIRTUELLER HYDROPULSERPRÜFSTAND

Als Eingangsgröße dient eine in Amplitude und Frequenz variierbare sinusförmige Erregerkraft, die auf die Radhalterung aufgebracht wird. Im Rahmen dieser Simulation kommt ein in ADAMS/View definiertes Impact-Kontaktmodell zum Einsatz, um den Stoßvorgang zwischen der oberen Platte und den Kontaktelementen des

Reifenmodells zu realisieren. Der virtuelle Hydropulserprüfstand ist in Abbildung 12 dargestellt.

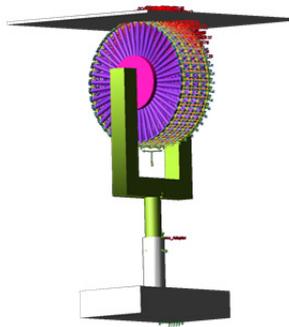


Abbildung 12. Virtueller Hydropulserprüfstand

Abbildung 13 zeigt für die Einfederung des Reifens die Gegenüberstellung der Ergebnisse von Simulation und Messung, die sich bei einer Einstellung der mittleren Kraft von 10 kN und einer Amplitude von 5 kN bei einer Anregungsfrequenz von 1 Hz ergeben. Erkennbar ist eine sehr gute Übereinstimmung der Einfederungsverläufe bei einer Einfederung von ca. 9 - 16 mm.

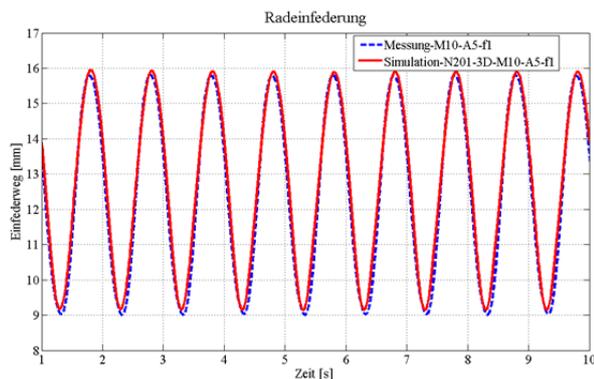


Abbildung 13. Vergleich von Messung und Simulation beim Hydropulserprüfstand

3.3.2 VIRTUELLER TROMMELPRÜFSTAND

Um den virtuellen Prüfstand aufzubauen, wird die CAD-Datei der Schwinge aus der Originalkonstruktion in ADAMS/View importiert und das Reifenmodell an passender Stelle an der Schwinge drehbar gelagert aufgebaut. Die Trommel wird mit einem Zylinder als Grundelement erstellt und durch Schwellen mit der Höhe von 5 mm und 10 mm ergänzt, so dass die Schwellenüberfahrt auf der rotierenden Trommel erfolgen kann. Zur Berechnung der Normalkraft und Reibungskraft zwischen dem Reifenmodell und der Trommel wird wieder auf ein Impact-Kontaktmodell aus ADAMS/View zurückgegriffen. Der virtuelle Trommelprüfstand ist in Abbildung 14 dargestellt.

Die Messergebnisse resultieren aus Sensoren, die auf der Schwinge an unterschiedlichen in Abbildung 15 ge-

kennzeichneten Stellen befestigt sind. Während Sensor 4 den Weg der Schwinge relativ zur fest stehenden Umgebung aufzeichnet, ermitteln die restlichen Sensoren die bei der Schwellenüberfahrt auftretenden Beschleunigungen.

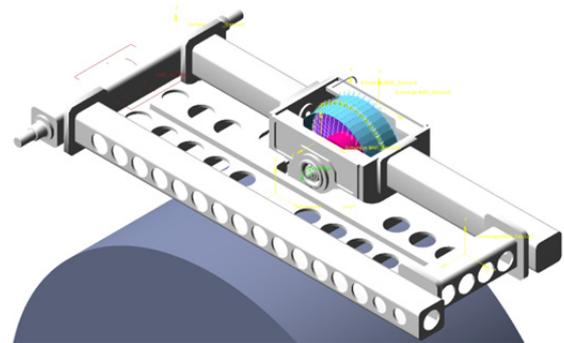
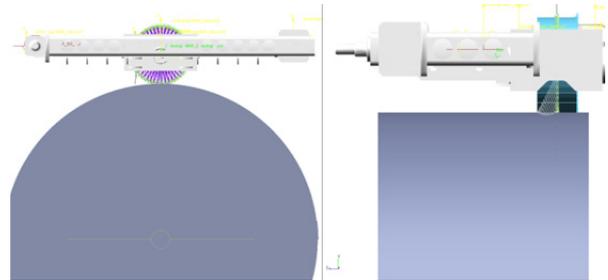


Abbildung 14. Virtueller Trommelprüfstand

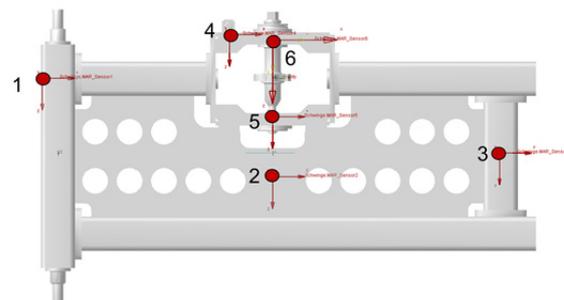


Abbildung 15. Sensorpositionen an der Schwinge

Die Simulation wird für die verschiedenen Trommelgeschwindigkeiten durchgeführt, die auch im realen Versuch gefahren werden. Zur Optimierung der Parameter Steifigkeit und Dämpfung der einzelnen Modellierungselemente werden diese iterativ variiert. Den größten Einfluss auf das Schwingungsverhalten nehmen die radialen Feder-Dämpfer-Elemente (Voigt-Kelvin-Modell). Exemplarisch sind in Folgendem Mess- und Simulationsergebnisse bei einer Trommelgeschwindigkeit von 2 m/s am Wegsensor 4 (Abbildung 16) und am Beschleunigungssensor 5 in vertikaler Richtung (Abbildung 17) dargestellt.

Während sich die überlagerte hochfrequente Schwingung im Beschleunigungsverlauf in den Simulationsergebnissen durch die Diskretisierung der Laufläche in einzelne Kontaktelemente, die nacheinander beim rollenden Rad in Kontakt mit der Straße treten, erklärt, ist auch das reale Rad durch die fertigungstechnisch bedingte Unrundheit nicht in absoluter Ruhe vor dem Kontakt mit der

Schwinge. Je nach Schwingungszustand, in dem das rollende Rad auf die Schwelle trifft, ist ein anderes Überrollverhalten zu identifizieren. Dies ist bei der Bewertung der Modellgüte zu beachten. Eine gute Übereinstimmung zwischen Mess- und Simulationsergebnissen ist hinsichtlich der Amplitude gegeben, während noch leichte Abweichungen hinsichtlich der Frequenz festzustellen sind.

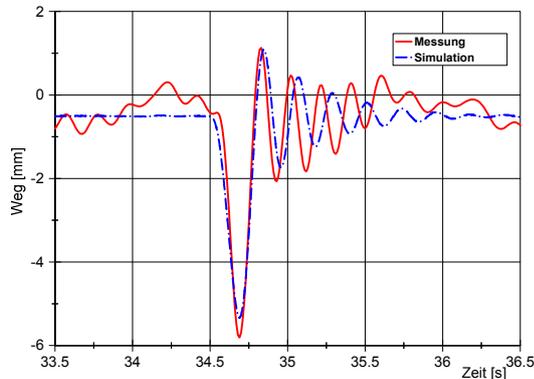


Abbildung 16. Vergleich Messung und Simulation an Sensor 4

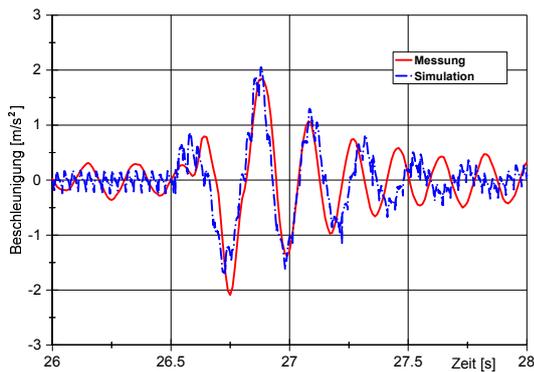


Abbildung 17. Vergleich Messung und Simulation an Sensor 5

3.4 REIFENMODELL FÜR DIE GESAMTFAHRZEUGSIMULATION

Bei der Mehrkörpersimulation eines kompletten Fahrzeugs bzw. Flurförderzeugs mit einem Programmpaket wie MSC/ADAMS werden Reifen und Straße als einzelne Objekte erzeugt, deren Eigenschaften jeweils in einem sog. Property File definiert werden, die beim Start der Simulation eingelesen werden (Abbildung 18).

Im Modul ADAMS/Tire werden mithilfe des hinterlegten Rechenmodells die Kontaktkräfte zwischen Straße und Boden und damit die resultierenden Kräfte und Momente an der Schnittstelle zum Fahrzeug berechnet und dem Gesamtrechenprozess zur weiteren Verarbeitung zurückgegeben. Ziel der Arbeit ist die Überführung des beschriebenen Modells in eine sogenannte User-dll, in der die selbst programmierte Berechnungsvorschrift für den SE-Reifen hinterlegt ist und die in die Gesamtfahrzeugsimulation eingebunden werden kann. Um möglichst unabhängig der jeweiligen Simulationsumgebung die Berech-

nung vollziehen zu können, wird das in Kapitel 3.2 erläuterte Modell um ein selbst programmiertes Kontaktmodell erweitert, welches den Kontakt zu einer frei zu definierenden einspurigen Fahrbahn berechnen kann. Da die Reifkräfte in einem eigenständigen Prozess durch Lösung der sie beschreibenden Bewegungsgleichungen berechnet werden, wird ein passendes Integrationsverfahren implementiert. Beide Aspekte der Umsetzung werden in Folgendem erläutert.

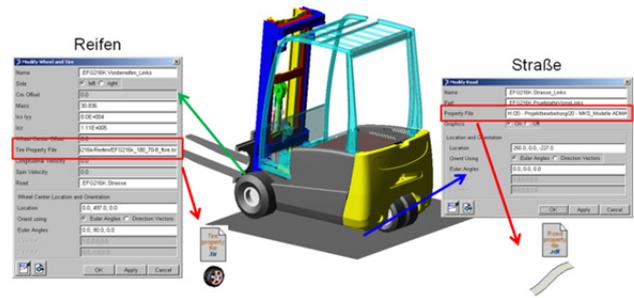


Abbildung 18. Integration von Reifen- und Straßenmodell in die Simulationsumgebung nach [Gün11]

3.4.1 KONTAKTMODELL

Das User-Kontaktmodell zur Verwendung im Reifenmodell in Kombination mit der Straße wird in der Programmiersprache C erstellt und als dll-File eingebunden. Die Modellierung folgt der Impact-Kontakt-Formulierung nach [Ada00] zwischen einem Punkt auf dem Kontaktelement des Reifens und einer Linie, die das Straßenprofil repräsentiert. Dieses Oberflächenprofil der Straße wird durch Vorgabe von Höhenpunkten mit variablem Abstand festgelegt. Zwischen den diskreten Punkten wird die Höhenlinie durch eine Gerade durch die Punkte definiert. Abbildung 19 verdeutlicht die in der Formulierung verwendeten Größen.

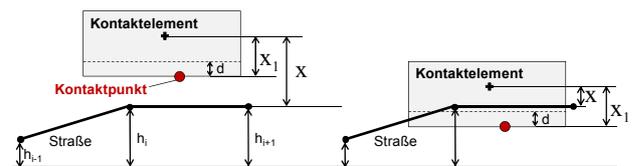


Abbildung 19. Kontaktdefinition zwischen Straße und Rad

Die Definition der Impact-Kontakt-Formulierung lautet wie folgt:

$$\text{IMPACT} = \begin{cases} \text{Max}(0, k \cdot (x_1 - x)^e - \text{STEP}(x, x_1 - d, c_{\text{max}}, x_1) \cdot \dot{x}) & \text{für } x < x_1 \\ 0 & \text{für } x \geq x_1 \end{cases}$$

Dabei ist k die Kontaktsteifigkeit und e ein positiver Kraftexponent. Um Unstetigkeiten in der Kraftformulierung beim Kontakt mit der Straße zu vermeiden, wird die resultierende Dämpfung als Funktion von der Eindringtiefe d wirkt die volle Dämpfungskraft mit Dämpfungskoeffizient c_{max} . Dieses Verhalten sowie die zur Formulierung verwendete STEP-Funktion aus dem Pro-

grammpaket MSC/ADAMS verdeutlicht Abbildung 20. Bei der (ADAMS-)STEP-Funktion handelt es sich nicht um die bekannte nicht stetige Heaviside-Funktion, sondern um eine stetig differenzierbare Funktion zur Vermeidung von sprunghaften Wertänderungen in der Simulation.

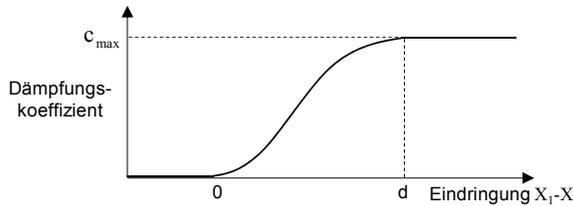


Abbildung 20. Verlauf des Dämpfungskoeffizienten in Abhängigkeit der Eindringung in die Straße

Um das selbst implementierte Kontaktmodell zu validieren, wird dieses in das existierende Reifenmodell integriert und auf dem virtuellen Trommelprüfstand getestet. Da die gewählte Straßenmodellierung keine Beschreibung einer Trommel ermöglicht, wird eine mit einer Schwelle versehene ebene Straße unter dem Reifen bewegt (Abbildung 21).

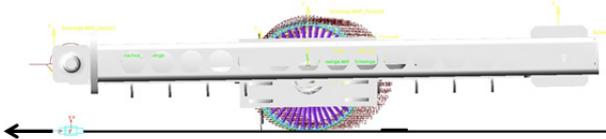


Abbildung 21. Virtueller Trommelprüfstand mit bewegter Straße in Längsrichtung

Der in Abbildung 22 dargestellte Vergleich der Simulationsergebnisse zwischen dem selbst erstellten Kontaktmodell und der im Programm ADAMS/View hinterlegten Formulierung beweist die erfolgreiche Implementierung. Somit steht eine vom jeweiligen Programmpaket unabhängige Kontaktformulierung zur Verfügung.

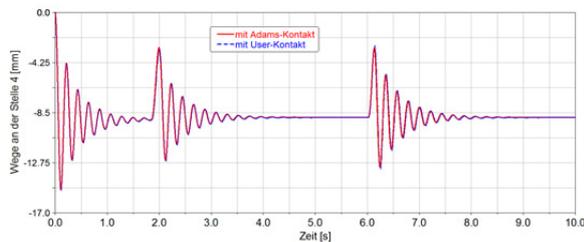


Abbildung 22. Vergleich der Simulationsergebnisse an Sensorposition 4 bei Verwendung von ADAMS- und User-Kontakt

3.4.2 EINFACHES DEMONSTRATIONSMODELL

Damit der Reifen als eigenständiges Objekt die Kräfte und Momente an der Schnittstelle zum Fahrzeug berechnen kann, wird der Modellaufbau in Bewegungsgleichungen überführt und ein geeignetes Integrationsverfahren in der Programmiersprache C++ implementiert.

Für einen ersten Test wird der Reifen bei Vernachlässigung der rotatorischen Bewegung und exakten Abbildung der Schnittstelle zum Boden durch einen einfachen Zweimassenschwinger abgebildet (Abbildung 23). Die Anregung durch die Straße wird durch $u_0(t)$ berücksichtigt, während die durch das Fahrzeug vorgegebene Position durch $y_1(t)$ Beachtung findet. Um die Auslenkung der Körper und die auf das Fahrzeug zu übertragenden Kräfte zu berechnen, wird die Differenzialgleichung 2. Ordnung des Systems in eine Zustandsgleichung überführt. Daraus ergibt sich ein Anfangswertproblem.

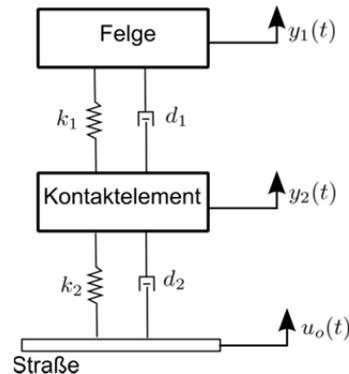


Abbildung 23. Zwei-Massen-Schwinger zum Test des Integrationsverfahrens

Zur Lösung der Systemgleichungen wird das Dormand-Prince-Verfahren (DOPRI5) ausgewählt und implementiert [Gri77, Bre89].

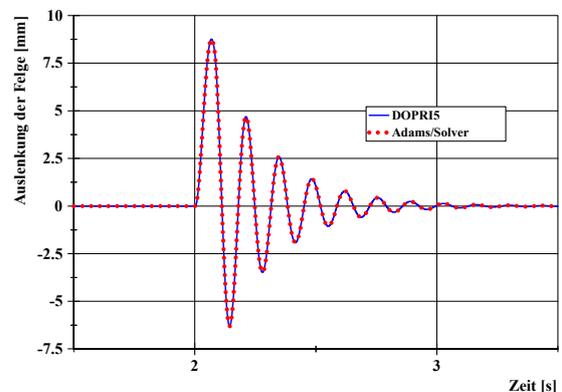


Abbildung 24. Auslenkung der Felge

In diesem Testszenario wird die Straßenbewegung $u_0(t)$ für eine Schwellenüberfahrt mit den in Kapitel 3.4.1 beschriebenen STEP-Funktionen näherungsweise realisiert. Zur Validierung dieses einfachen Demonstrators wird das beschriebene Modell ebenso im Programm ADAMS/View aus Standardelementen aufgebaut und simuliert. Ein Vergleich der Simulationsergebnisse beider Rechenvarianten ergibt Aufschluss über die Güte des selbst implementierten Reifenmodells. Abbildung 24 zeigt die Auslenkung der Felge, berechnet sowohl mit ADAMS/Solver als auch dem selbst implementierten

DORPI5-Verfahren. Eine sehr gute Übereinstimmung kann festgestellt werden.

Die Einbindung in die Gesamtfahrzeugsimulation im Programmpaket MSC/ADAMS erfolgt über sogenannte User-written Subroutines. Speziell für die Reifensimulation stehen hierfür TYRSUB-Funktionen bereit. Durch die Vergabe einer eindeutigen User ID (z. B. 513), die im Property File des Reifens hinterlegt wird, und die entsprechende Benennung der Funktion mit der hinterlegten Berechnungsroutine (z. B. TYR513) wird die Zuweisung von Modell und Berechnungsansatz sichergestellt. Die Subroutine wird aus dem Quelltext zu einer User Library kompiliert und per dll-Datei in die Simulation eingebunden.

4 ZUSAMMENFASSUNG

Im Rahmen der vorgestellten Arbeit werden die vertikaldynamischen Eigenschaften der bei Gabelstaplern verbreiteten Superelastik-Reifen experimentell am Beispiel eines 18×7-8 - Reifens der Firma Continental untersucht. Hierzu werden die Kraft-Weg-Kennlinie, die dynamische Steifigkeit sowie die Dämpfung an einem Hydropulserprüfstand gemessen. Ein am Lehrstuhl MTL existierender Trommelprüfstand wird um eine Schwinge mit Modulen für unterschiedliche Radaufnahmen erweitert, so dass Radlasten zwischen ca. 6.500 N und 15.000 N realisiert werden können. Aus den Messdaten werden geschwindigkeits- und lastabhängige Dämpfungs- und Steifigkeitskennwerte abgeleitet. Hierbei bleibt festzuhalten:

- Anregungsfrequenz und Radgeschwindigkeit haben einen geringen Einfluss auf die Steifigkeit.
- Die Reifenfederkennlinie ist progressiv. Die eingesetzte Kraft erhöht sich im Verhältnis zum Einfederungsweg.
- Die Dämpfung ist stark abhängig von der Anregungsfrequenz und der Radgeschwindigkeit. Die Dämpfung fällt mit steigender Frequenz bzw. steigender Radgeschwindigkeit und steigt mit steigender Belastung.

Ein weiterer Teil der vorgestellten Forschungstätigkeit konzentriert sich auf die Erstellung eines numerischen Reifenmodells unter Einbeziehung der experimentell gewonnen Erkenntnisse. Als Basis dient ein eigenes Mehrkörpersystem für den einzelnen Reifen, in dem Feder-Dämpfer-Elemente zur Abbildung der elastischen Deformation der Gummischichten des Reifens verwendet werden. Zur Validierung des Modells werden analog zu den experimentellen Versuchen zwei virtuelle Prüfstände erstellt, um die Parameter des Modells zu optimieren.

Für die Integration des Reifenmodells in eine Gesamtfahrzeugsimulation werden die Berechnungsvor-

schriften in einer dll-Datei hinterlegt. Dieses Vorgehen wird am Beispiel eines vereinfachten Reifenmodells als Zwei-Massen-Schwinger aufgezeigt, wobei speziell auf die Kontaktformulierung und das implementierte Integrationsverfahren eingegangen wird.

Gefördert durch:



aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Das IGF-Vorhaben 17212N der Forschungsvereinigung Intralogistik/Fördertechnik und Logistiksysteme e.V. (FG IFL) 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.

5 LITERATUR

- [Ada00] Adams, G.G.; Nosonovsky, M.: Contact modeling – forces. Tribology International 33, pp. 431-442, 2000
- [Benz07] Benz, R.: Fahrzeugsimulation zur Zuverlässigkeitsabsicherung von karosseriefesten Kfz-Komponenten. Karlsruhe: Universitätsverlag Karlsruhe (6), 2007
- [Bre89] Brenan, K. E.; Campbel, S. L.; Petzold, L. R.: Numerical Solution of Initial-Value Problems in Differential-Algebraic Equations. New York: SLAM, 1989
- [Bus10] Busch, N.; Bruns, R.: Simulation der Querdynamik. In: Hebezeuge und Fördermittel, 50 (2010) 1-2, S. 34-36
- [Con08] Continental AG: Technischer Ratgeber Industrie-/MPT-/EM-Reifen. Hannover, 2008
- [Ein10] Einsle, S.: Analyse und Modellierung des Reifenübertragungsverhaltens bei transienten und extremen Fahrmanövern. Dresden: Technische Universität Dresden, Institut für Automobiltechnik, 2010
- [Fis12] Fischer, G.; Günthner, W.A.: Untersuchung der Humanschwingungen beim Betrieb von Flurförderzeugen. In: Hebezeuge und Fördermittel, 50 (2012) 6, S. 308
- [Gall07] Gallrein, A.; Bäcker, M.: CD Tire: atire model for comfort and durability appli-

cations. In: Vehicle System Dynamics, Vol. 45, pp. 69-77, 2007

- [Gip10] Gipser, M.; Reifenmodelle in der Fahrzeugdynamik: eine einfache Formel genügt nicht mehr, auch wenn sie magisch ist.
http://www.cosin.eu/res/ftire_germ_1.pdf, Aufruf am 05.08.2013
- [Gri77] Grigorieff, R. D.: Numerik gewöhnlicher Differentialgleichungen, 2 Bände. Stuttgart: Teubner, 1972 und 1977
- [Gün11] Günthner, W.A.; Fischer, G.; Ebner, A.: Untersuchung der Humanschwingungen beim Betrieb von Flurförderzeugen. Forschungsbericht, Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik, Technische Universität München, 2011
- [Her08] Herkt, S.: Model Reduction of Nonlinear Problems in Structural Mechanics: Towards a Finite Element Tyre Model for Multibody Simulation. Fraunhofer, Kaiserslautern. Institut für Techno- und Wirtschaftsmathematik, 2008
- [Mey07] Meywerk, M.: CAE-Methoden in der Fahrzeugtechnik, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007
- [PAC06] Pacejka, H.: Tyre and vehicle dynamics. Amsterdam: Elsevier BH., 2006
- [Röd01] Rodig, W.; Vogel, G.: Dr. Rödigs Enzyklopädie der Flurförderzeuge, 2001, S. 95-96
- [Sch04] Schiehlen, W.; Eberhard, P.: Technische Dynamik. Teubner, Stuttgart, 2004
- [Sha05] Shabana, A. A.: Dynamics of Multibody Systems. 3. Aufl. Cambridge: Cambridge University Press 2005
- [Woe11] Woernle, C.: Mehrkörpersysteme. Heidelberg: Springer, 2011

Dipl.-Ing. Gabriel Fischer, wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik, Technische Universität München.

Prof. Dr.-Ing. Dipl.-Wi.-Ing. Willibald A. Günthner, Ordinarius des Lehrstuhls für Fördertechnik Materialfluss Logistik, Technische Universität München.

Prof. Dr.-Ing. Rainer Bruns, Ordinarius des Lehrstuhls für Maschinenelemente und Technische Logistik, Helmut-Schmidt-Universität.

Adresse: Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik, Technische Universität München, Boltzmannstraße 15, 85748 Garching, Germany, Telefon: +49 (89) 289-15921, Fax: +49 (89) 289-15922, E-Mail: kontakt@fml.mw.tum.de

Adresse: Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik, Helmut-Schmidt-Universität, Holstenhofweg 85, 22043 Hamburg, Telefon: +49 (40) 6541-2855, Fax: +49 (40) 6541-2095, E-Mail: rainer.bruns@hsu-hh.de

Dipl.-Ing. Seungyong Oh, wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik, Technische Universität München.

M. Sc. Elena Danilov, wissenschaftliche Mitarbeiterin am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik, Helmut-Schmidt-Universität.