

Fahrdynamische Simulation eines Allradschleppers mit gefederter Vorderachse

Von Tilmann Stahl, Gaggenau*)

DK 631.372:629.11.012.111:629.11.012.8:519.876.5

Die Simulation kann gegenüber der experimentellen Untersuchung eine größere Zahl von Parametern in die Untersuchung einbeziehen und damit bei Neuentwicklungen die Arbeit beschleunigen und Kosten einsparen. Mit einem Programmsystem, das die Formulierung von physikalischen und geometrischen Nichtlinearitäten erlaubt, wurde ein Allradschlepper mit gefederter und gedämpfter Vorderachse sowie ein ungefederter Allradschlepper und ein Standardschlepper modelliert und einer Schwingungsanregung entsprechend der rechten Fahrspur der Fahrbahn nach ISO 5007 (smooth track) ausgesetzt. Bei Wegfall der Achsfederung stiegen die dynamischen Radlasten beträchtlich an, was beim ungefederten Allradschlepper und beim Standardschlepper zu schlechteren Fahreigenschaften wie auch zu verstärkten Aufbauschwingungen führte.

1. Einleitung

Die Optimierung der dynamischen Eigenschaften von Ackerschleppern hat in den letzten Jahren aus zwei wichtigen Gründen an Bedeutung gewonnen:

1. die Transportgeschwindigkeiten sind bis auf 40 km/h gestiegen, womit erhöhte Anforderungen an die Verkehrssicherheit dieser Maschinen gestellt werden müssen, und
2. die Forderung nach einer Reduzierung der Schwingungsbelastung des Fahrers wird verstärkt vorgetragen.

Außerdem kommen weitere Aspekte wie Bauteil- und Gerätebeanspruchung, Bodenverdichtung, Zugvermögen und dynamisches Verhalten von Fahrzeugen mit Gerät oder Anhänger hinzu [1, 2].

*) Dipl.-Ing. T. Stahl, Ph. D. (Univ. of Missouri) war in der Fa. Daimler-Benz AG, Gaggenau tätig und ist seit 1.7.1986 bei der Robert Bosch GmbH, Bülhertal.

Die experimentelle Untersuchung dieser Eigenschaften im Vorfeld von Neuentwicklungen ist bei einer Vielzahl zu untersuchender Parameter mit hohen Kosten für den Prototypbau belastet. Ansätze zur rechnerischen Betrachtung der Ackerschlepperdynamik litten bislang an zwei wesentlichen Einschränkungen:

1. das Ausgangsmodell der Berechnung mußte bestimmte physikalische und geometrische Bedingungen erfüllen, z.B. in der Anzahl und Anordnung der betrachteten Massen,
2. physikalische und geometrische Nichtlinearitäten konnten nicht berücksichtigt werden.

Somit war die Flexibilität der Anwendung dieser Modelle beschränkt und die Aussagekraft der Ergebnisse mit großen Unsicherheiten behaftet.

2. Grundlagen der Simulation

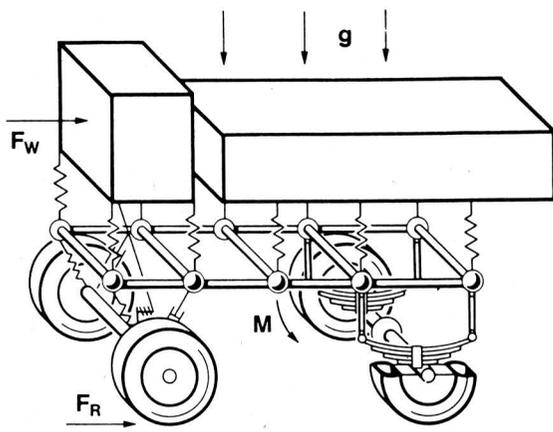
2.1 Programmbeschreibung

Zur Untersuchung und Optimierung der genannten Fragestellungen, d.h. der dynamischen Eigenschaften von Nutzfahrzeugen, wurde bei Daimler-Benz unter dem Namen FANU ein Programmsystem entwickelt, das geeignet ist, alle Fragen der Fahrdynamik und allgemeiner Schwingungsprobleme unter Berücksichtigung von Nichtlinearitäten z.B. als Folge von nichtlinearen Kennlinien, Spiel, Anschlägen und Reibung zu lösen [3].

Das Programm ist durch eine hohe Flexibilität in allen Anwendungsebenen gekennzeichnet, vom Modell-Aufbau mit standardisierten Elementen, Bild 1, über das benutzerdefinierte Modell-Umfeld wie Straßenprofil, Fahrmanöver und zustandsabhängige Kräfte und Verschiebungen bis hin zur interaktiven grafischen Ausgabe.

FANU gibt es als quasi-ebene 2D-Version sowie als eine 3D-Version in geometrisch nichtlinearer Formulierung. Die Simulation, über die hier berichtet wird, wurde wegen der einfacheren Modellbildung und der kürzeren Rechenzeiten mit FANU-2D durchgeführt.

Die Modellbildung erfolgt in FANU durch die Zusammenfügung von frei definierbaren Elementen und Kopplungen. Die Elemente sind zum einen starre Körper mit Geometrie- und Trägheitseigenschaften und zum anderen luftbereifte Räder unter Einschluß der Vertikal- oder Querdynamik.



Komponenten

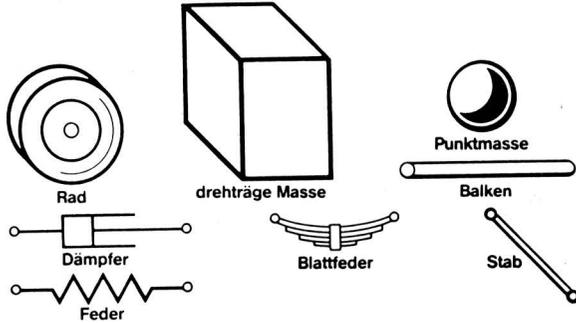


Bild 1. Aufbau des Fahrzeugmodells aus Komponenten.

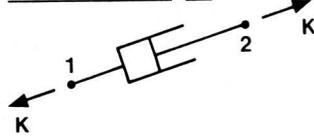
Die Kopplungen stellen masselose Verbindungen zwischen zwei Elementen dar. Typische Kopplungen sind Translationsfedern und -dämpfer sowie Drehfedern und -dämpfer mit linearen oder frei-definierbaren nichtlinearen Kennlinien, Bild 2. Für Rotationssysteme können auch Motorerregungen, elastische Übersetzungen (Zahnräder) und viskose Übersetzungen (Dämpfer) definiert werden, Bild 3.

Translationsfeder



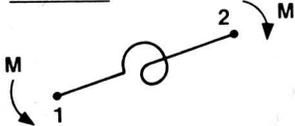
$$K = K(x_1, x_2, z_1, z_2)$$

Translationsdämpfer



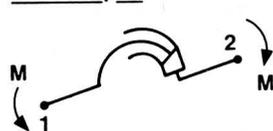
$$K = K(\dot{x}_1, \dot{x}_2, \dot{z}_1, \dot{z}_2)$$

Drehfeder



$$M = M(\varphi_1, \varphi_2)$$

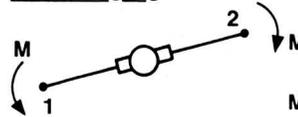
Drehdämpfer



$$M = M(\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2)$$

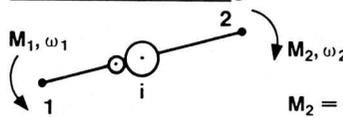
Bild 2. Komponenten der Kopplung: rheonome (zeitabhängige) masselose Verbindungen.

Motorerregung



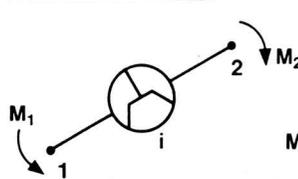
$$M = M(\varphi_2 - \varphi_1, \dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1, t)$$

Elastische Übersetzung



$$M_2 = M_2(M_1, i, \varphi_1, \varphi_2)$$

Viskose Übersetzung



$$M_2 = M_2(M_1, i, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2)$$

Sonstige Kopplungen auch benutzerseitig einfügbar

Bild 3. Komponenten der Kopplung: rheonome (zeitabhängige) Verbindungen und Stellglieder.

Der Eingabedatensatz, der die physikalischen Eigenschaften des Ersatzmodells sowie die Modellanregung formuliert, wird vom Programm auf logische und formale Korrektheit geprüft. Daraufhin können ein Strukturbild und eine Strukturbeschreibung erstellt werden. Für die Simulation werden dann alle Bewegungsgleichungen des Systems aufgestellt und auf ein System von gewöhnlichen Differentialgleichungen erster Ordnung transformiert.

Die direkte Integration des Gleichungssystems mittels unterschiedlicher auswählbarer Integrationsverfahren liefert die Lösung als Zeitfunktion.

Eine Transformation der Lösung in den Frequenzbereich ist zur Zeit noch nicht standardmäßig realisiert.

2.2 Modellbeschreibung

Das Fahrzeug, das in dieser Modellrechnung simuliert wurde, ist ein landwirtschaftliches Zugfahrzeug, Bild 4, mit den folgenden, für die Modellierung relevanten, Eigenschaften:

- gleich große Räder an Vorder- und Hinterachse (hierauf bezieht sich der hier verwendete Begriff "Allradschlepper")
- Vorderachsfederung mit Schraubenfedern, Stoßdämpfern und einem Schubrohr, das als Längslenker dient
- ungefederte Hinterachse
- mittig angeordnetes, auf Gummi gelagertes Fahrerhaus.

Das zweidimensionale Modell, Bild 5, besteht aus folgenden Elementen:

- Fahrgestell
- Fahrerhaus
- Vorderachse
- zwei Rädern.

Die Kopplungen sind so definiert, daß sie diese Elemente möglichst realitätstreu verbinden:

- Die Vorderachsfeder hat eine nichtlineare Komponente, um den Achsanschlag darzustellen, und die Dämpfer sind ebenso nichtlinear.
- Das Schubrohr wurde durch zwei sehr steife und hart gedämpfte Federn in einer Dreiecksanordnung modelliert.



Bild 4. Im Modell nachgebildeter Allradschlepper.

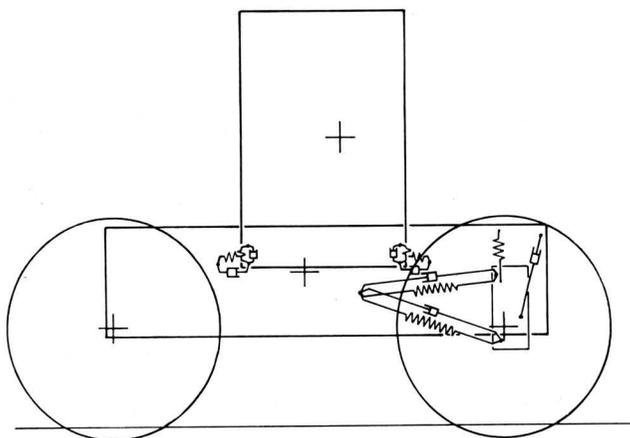


Bild 5. Modell des Allradschleppers mit gefederter Vorderachse.

- Die Fahrerhauslager sind durch je zwei Federn und Dämpfer für die waagerechten und senkrechten Komponenten der Gummi-Metall-Lager dargestellt, Bild 6. Die nichtlineare Federkennlinie mit Hartanschlag und Lagerhysterese wurde durch Versuche ermittelt und im Modell nachgebildet. In Bild 7 sieht man eine Gegenüberstellung der gemessenen Werte und der Modellwerte.

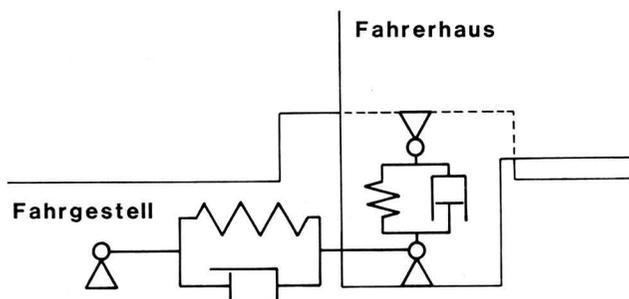


Bild 6. Modell des Fahrerhauslagers.

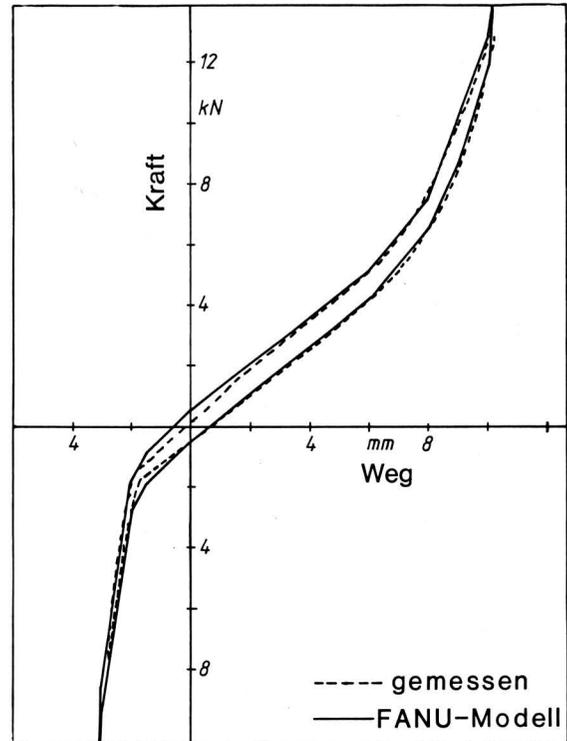


Bild 7. Federkennlinie des Fahrerhauslagers.

Die Darstellung der nichtlinearen Koppelungen ist eine der Besonderheiten von FANU und erwies sich als entscheidend für die erfolgreiche Simulation des Gesamtsystems. Während der Entwicklung des Modells wurde deutlich, daß eine rein lineare Darstellung des Fahrerhauslagers zu Oberschwingungen führt, die in der Praxis nicht auftreten. Erst durch Einbeziehung der Lagerhysterese und der Federprogression konnte die Fahrerhausschwingung korrekt wiedergegeben werden.

Das Reifenmodell von FANU erlaubt derzeit nur lineare Feder- und Dämpfer-Charakteristiken. Diese Einschränkung ist für die Federcharakteristik bei vorgegebenem Druck und vorgegebener Belastung über den infrage kommenden Geschwindigkeitsbereich zulässig; die Dämpfung ist dagegen stark geschwindigkeitsabhängig, wobei die quantitative Beschreibung der Reifendämpfung als Funktion relevanter Parameter bislang im Schrifttum fehlt. Die Werte, die für diese Berechnung herangezogen wurden, sind von Versuchsergebnissen der Universität Hohenheim abgeleitet [4]. Das Dämpfungsmaß als Funktion der Geschwindigkeit ist in Bild 8 dargestellt. Eine konstante, lineare Dämpfung kann dann angenommen werden, wenn im Simulationszeitraum die Geschwindigkeit konstant gehalten wird.

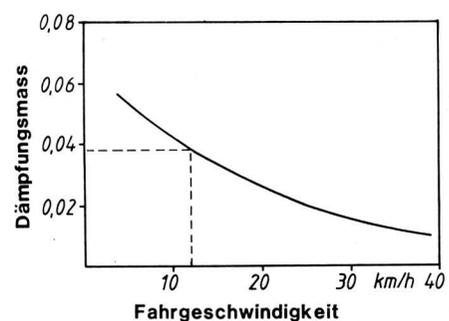


Bild 8. Dämpfungsmaß des Reifens als Funktion der Fahrgeschwindigkeit; nach Schogl.

Für höhere Geschwindigkeiten, vor allem auf ebener Straße, ist zudem die Eigenregung des Reifens durch Formfehler und Unwuchten sehr wichtig. Hierzu gibt es im Schrifttum keinerlei Hinweise, was die Vollständigkeit des Modells etwas einschränkt. Bei den hier vorgestellten Simulationsläufen sind diese Einflüsse aber vernachlässigbar.

2.3 Fahrbahnbeschreibung

Als Fahrbahn für die hier beschriebenen Simulationsläufe wurde die Fahrbahn nach ISO 5007 (smooth track) zugrunde gelegt [5]. Hierfür gibt es zwei Gründe:

1. Die Fahrbahn ist genormt, reproduzierbar und ist schon öfter für Simulationen verwendet worden und
2. im eigenen Hause wurden schon Testfahrten auf der Bahn durchgeführt, so daß eine Verifizierung des Simulationsmodells anhand von Versuchsergebnissen möglich ist.

In der Norm ist die Fahrbahn durch Ordinaten in Abständen von 16 cm für zwei getrennte Fahrspuren definiert. Auf dem DLG-Prüfgelände in Groß-Umstadt ist diese Fahrbahn als Lattenfahrbahn dargestellt, Bild 9. Die Fahrbahn entspricht in ihrem Anregungsspektrum einem leicht gewellten Feldweg, Bild 10.

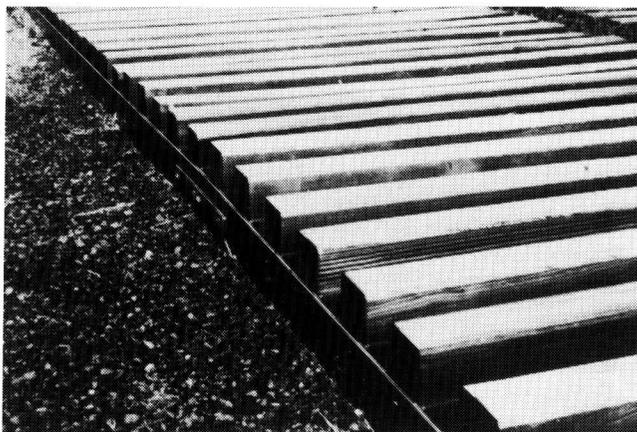


Bild 9. Ausschnitt aus der DLG-Prüffahrbahn (nach ISO 5007).

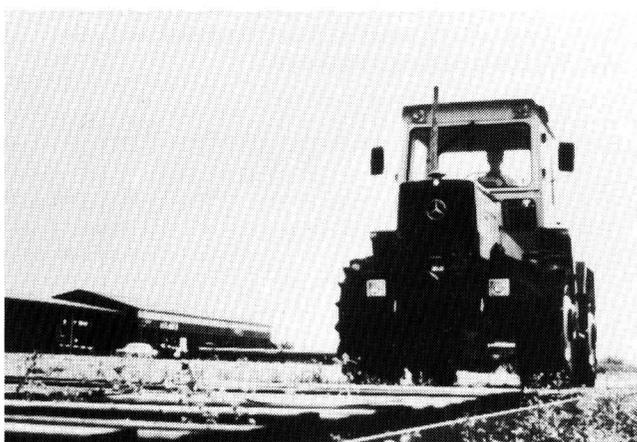


Bild 10. Schlepper auf der DLG-Prüffahrbahn.

Im Rechenprogramm wurde nur die rechte Fahrspur herangezogen und diese mit einem kubischen Spline nachgebildet. Abweichend vom natürlichen kubischen Spline wurde an den Stützstellen eine waagerechte Tangente definiert, um den "Latteneffekt" annähernd zu simulieren. Zudem wurde angenommen, daß der Reifenlatsch etwa 50 cm lang ist und sich somit auf etwa drei Fahrbahnlatten abstützt. Da diese Erscheinung nicht in das Reifenmodell aufgenommen werden konnte, wurden die Stützstellen der Fahrbahn als Durchschnitt dreier nebeneinanderliegender Stützstellen neu berechnet. Damit dürfte die Fähigkeit des großvolumigen Luftreifens, kleine Fahrbahnebenenheiten vollständig zu schlucken, adäquat berücksichtigt sein. Die so definierte Fahrbahn ist in Bild 11 dargestellt.

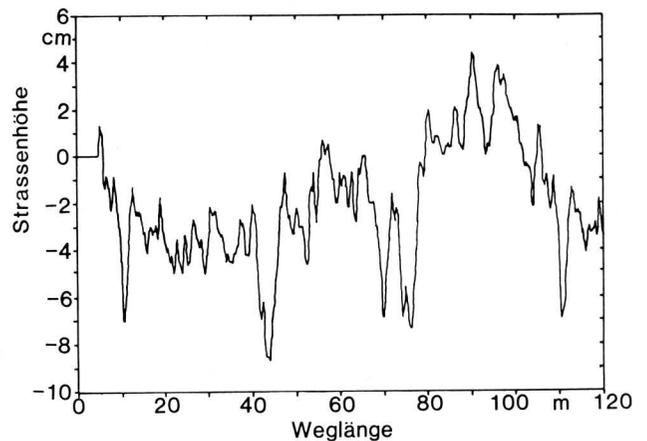


Bild 11. Profil der modellierten DLG-Prüffahrbahn.

3. Ergebnisse

3.1 Simulationsergebnisse

Für die ersten Simulationsläufe, über die hier berichtet wird, wurde eine Fahrgeschwindigkeit von 12 km/h gewählt. Die Simulationsdauer betrug 10 s, entsprechend einer Fahrstrecke von 33 m. Ausgewertet wurde die Simulation bezüglich Fahrgestellbeschleunigungen, Fahrerhausbeschleunigungen und dynamischer Radlasten.

In Bild 12 sind Fahrerhaus- und Fahrgestellbeschleunigungen dargestellt. Man erkennt eine Anfangsphase mit einer kurzen Ausschwingzeit auf ebener Strecke, damit das Modell sein statisches Gleichgewicht findet. Danach wird auf die Prüfstrecke gefahren und das Fahrzeug beginnt zu schwingen. Eine Grundschwingung des Fahrgestells bei etwa 3 Hz, die fast unverstärkt auf das Fahrerhaus übertragen wird, ist deutlich zu erkennen. Die Längsbeschleunigung (\ddot{x}) des Fahrerhauses ist deutlich geringer, aber mit der senkrechten Beschleunigung (\ddot{z}) gekoppelt.

Die dynamischen Radlasten, die in erster Linie Aussagen über Fahrdynamik und Fahrsicherheit erlauben, sind in Bild 13 zu sehen. Auf der linken Skala sind die Gesamtkräfte (statischer und dynamischer Anteil der Radlast) als Aufstandskraft in kN aufgetragen. Interessanter ist der dynamische Radlastanteil bezogen auf die statische Radlast, wie auf der rechten Skala aufgetragen und durch die $\pm 50\%$ -Marken verdeutlicht.

Die rel. dynamische Radlast der Vorderachse ist, wegen der Federung und Dämpfung, mit 25 % wesentlich geringer als die rel. dynamische Radlast der Hinterachse, die um 40 % bis max. 70 % liegt.

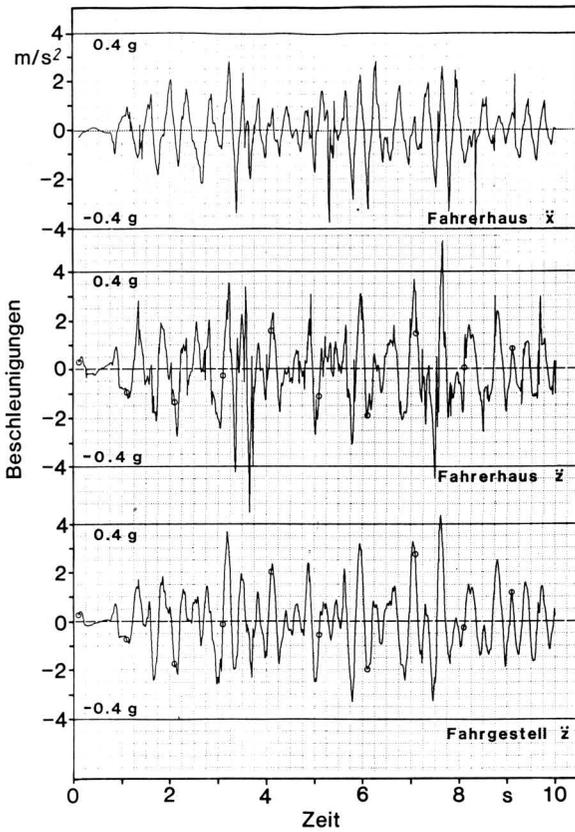


Bild 12. Mit dem Modell ermittelte Beschleunigungen in Längsrichtung (\bar{x}) und in Vertikalrichtung (\bar{z}) für den gefederten Allradschlepper; Anregung entsprechend Fahrbahn nach ISO 5007.

3.2 Versuchsergebnisse

Ein Simulationsmodell hat selbstverständlich nur dann Aussagekraft, wenn es mit der Realität übereinstimmt. Zum Zweck der Verifizierung des Modells wurden deshalb die oben dargestellten Ergebnisse mit Meßergebnissen verglichen.

Mit dem serienmäßig ausgestatteten Fahrzeug wurden bei 12 km/h Meßfahrten auf der DLG-Prüfstrecke durchgeführt. Da in dem Simulationsmodell nur die halbe reale Fahrbahn abgebildet ist, kann nicht erwartet werden, daß der simulierte Schwingungsverlauf des Fahrzeuges im Zeitbereich mit den gemessenen Schwingungen identisch ist. Es kann aber erwartet werden, daß die Beschleunigungsamplituden sowie die Schwingungsfrequenzen übereinstimmen.

Bei den Meßfahrten wurden die Beschleunigungen in horizontaler (Fahrtrichtung) und vertikaler Richtung an zwei Stellen gemessen:

- an der Fahrerhaus-Rückwand, etwa in Schwerpunkthöhe
- am Fahrgestell, etwa 300 mm hinter dem Schwerpunkt.

Bild 14 zeigt einen Ausschnitt aus dem Meßprotokoll, in dem die Beschleunigungen von Fahrerhaus und Fahrgestell dargestellt sind.

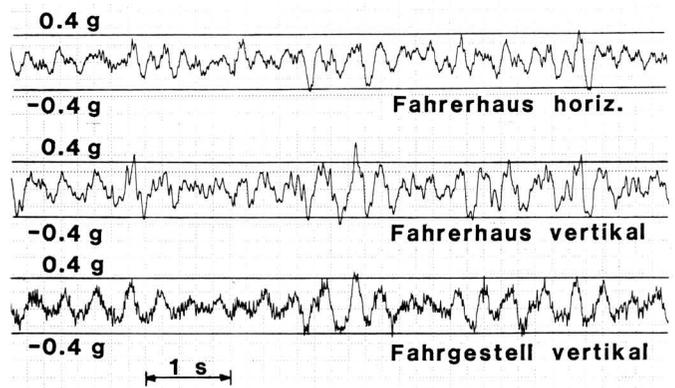


Bild 14. Meßwerte der Beschleunigung bei Fahrt des gefederten Allradschleppers auf der Prüffahrbahn nach ISO 5007.

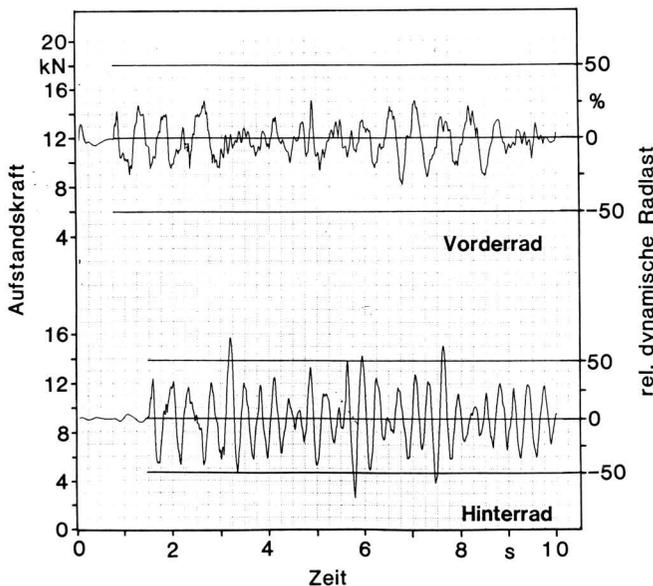


Bild 13. Radlasten von Vorder- und Hinterrad des gefederten Allradschleppers; dargestellt als Aufstandskraft (Ordinate links) bzw. als relative dynamische Radlast (dyn. Radlastanteil bezogen auf die statische Radlast – Ordinate rechts); Anregung entsprechend Fahrbahn nach ISO 5007.

Ein Vergleich der Meßwerte mit den Simulationswerten wird in Bild 15 gezeigt. Aufgetragen sind oben jeweils der Bereich der am häufigsten auftretenden Beschleunigungsamplituden sowie unten die Schwingungsfrequenz und zugehörige Oberfrequenz an den drei Meßstellen. Es muß hier nochmals betont werden, daß es sich bei den Beschleunigungswerten um einen Bereich von Beschleunigungsamplituden handelt und nicht um effektive Beschleunigungen, die wesentlich geringer ausfallen würden.

Es ist erkennbar, daß die Beschleunigungsamplituden des simulierten Fahrzeuges durchgehend etwas geringer sind als die des Versuchsfahrzeuges. Mögliche Ursachen für diese Abweichungen könnten in einer zu starken Fahrbahnglättung oder einer ungenauen Beschreibung der Reifeneigenschaften zu suchen sein. Die im Versuch beobachteten Schwingungsfrequenzen liegen aber sehr nahe bei denen der Simulation, so daß das Schwingungsverhalten des Fahrzeuges insgesamt als ausreichend wirklichkeitstreu modelliert bezeichnet werden kann. Vor allem kann davon ausgegangen werden, daß sich die Auswirkungen von Änderungen am Grundfahrzeug auf das Schwingungsverhalten des Fahrzeuges im Modell wirklichkeitstreu abbilden lassen.

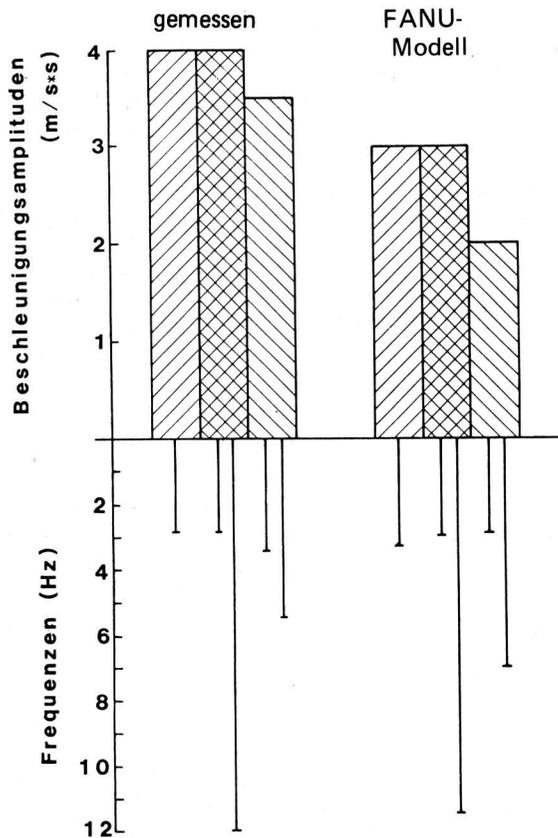


Bild 15. Vergleich von Messung und Simulation bezüglich der Beschleunigungen und Frequenzen.

- Fahrgestell vertikal
- Fahrerhaus vertikal
- Fahrerhaus horizontal

3.3 Ergebnisse von Vergleichsmodellen

Ausgehend vom Fahrzeugmodell mit gefederter Vorderachse wurde eine Variante mit identischen Trägheitseigenschaften, aber ohne Vorderachsfederung erstellt. Zusätzlich wurde ein Standardschlepper der gleichen Größenordnung dargestellt, Bild 16. Diese Fahrzeugmodelle wurden, wie oben beschrieben, angeregt und die Ergebnisse entsprechend ausgewertet.

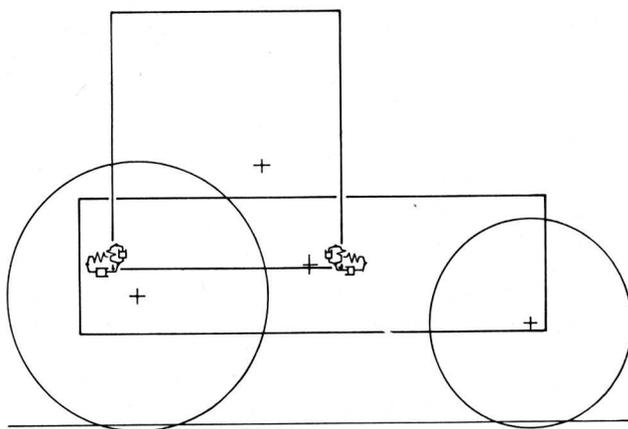


Bild 16. Modell des Standardschleppers.

Im direkten Vergleich der Fahrzeugmodelle untereinander sind primär die dynamischen Radlasten von Interesse, Bild 17 und 18. Bei den rel. dynamischen Radlasten der Vorderachse ist die Wirkung der Federung und Dämpfung deutlich zu erkennen. Den Maximalwerten von ca. 25 % bei der gefederten Achse stehen Spitzenwerte von ca. 60 % bei den beiden weiteren Varianten gegenüber. Für den praktischen Einsatz bedeuten die geringen dynamischen Radlasten vor allem erhöhte Fahrsicherheit. Abgesehen von der ohnehin hohen Vorderachslast, erlaubt der geringe dynamische Achslastanteil des gefederten Fahrzeuges die Übertragung höherer Seitenführungskräfte, was die Lenksicherheit wesentlich erhöht. Hinzu kommen Faktoren wie gesteigerter Fahrkomfort, bessere Übertragung von Triebkräften, geringere Belastung von Frontgeräten und geringere Bodenbelastung.

Die rel. dynamischen Radlasten der Hinterachse liegen bei allen drei Fahrzeugen in der Größenordnung von 30–50 % mit Spitzenwerten um 70 %, wobei die Unterschiede zwischen den Fahrzeugen als sehr gering zu bezeichnen sind. Die annähernde Gleichheit der Radlasten an der Hinterachse der beiden Allradschlepper deutet auf eine starke Entkoppelung der Vorder- und Hinterachsschwingungen hin.

Zur Beurteilung des Fahrkomforts können die Fahrgestell- und Fahrerhausschwingungen als Maßstab dienen. Der Einfluß der Vorderachsfederung auf den Fahrkomfort wird im Vergleich von Bild 19 mit Bild 12 offenbar. Es wird deutlich, daß der Allradschlepper mit Pendelachse wegen der stärkeren Vorderachsanregung deutlich erhöhte Fahrgestellbeschleunigungen (unterste Kurve) aufweist. Dementsprechend sind auch beim ungefederten Fahrzeug die Beschleunigungen am Fahrerhaus in der Längs- und Hochachse (obere Kurven) um ca. 30–50 % höher. Zur präzisen Quantifizierung der Unterschiede wäre allerdings eine Spektralanalyse erforderlich.

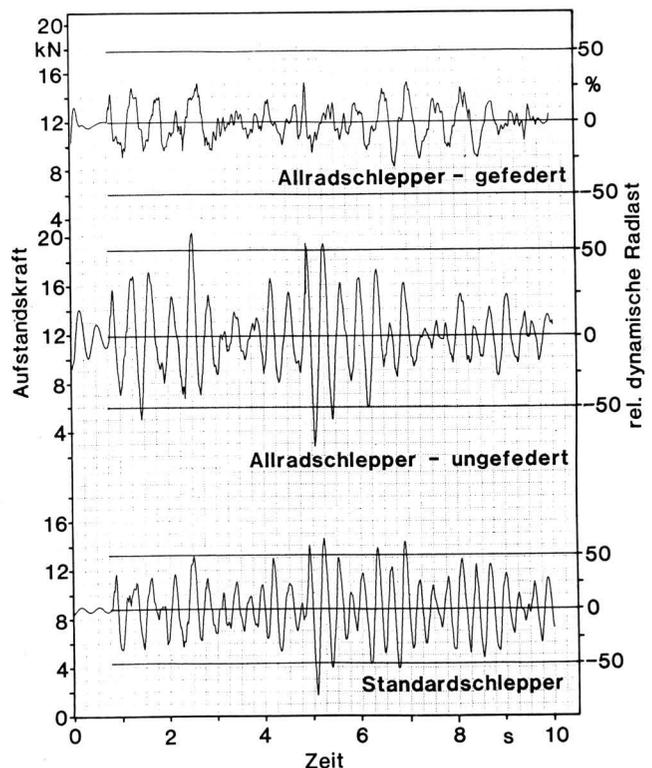


Bild 17. Radlasten und rel. dynamische Radlasten der Vorderachse für die drei untersuchten Schleppervarianten; Anregung des Modells entsprechend der Fahrbahn nach ISO 5007.

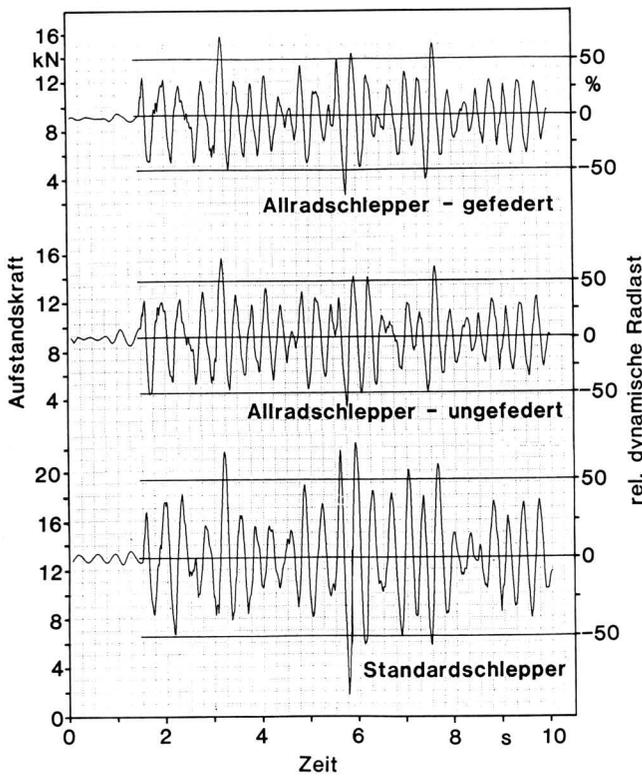


Bild 18. Radlasten und rel. dynamische Radlasten der Hinterachse für die drei untersuchten Schleppervarianten; Anregung des Modells entsprechend der Fahrbahn nach ISO 5007.

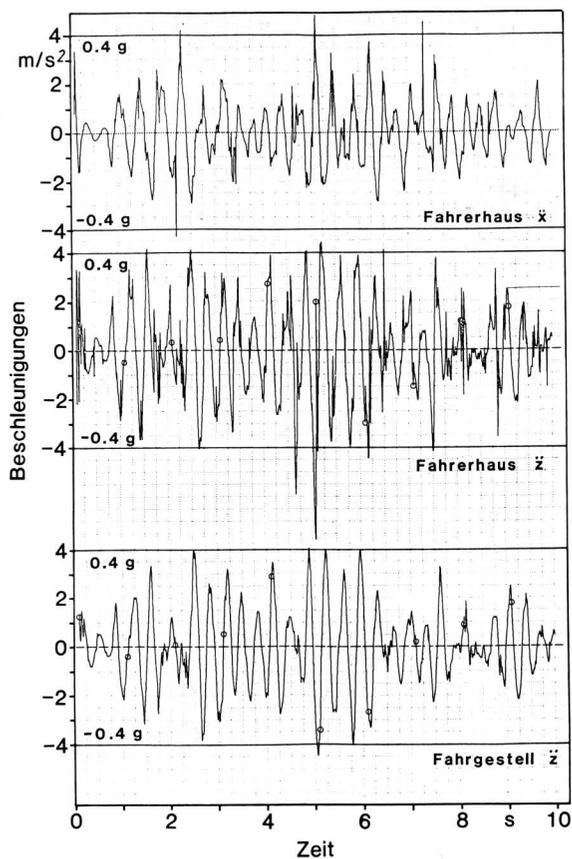


Bild 19. Mit dem Modell ermittelte Beschleunigungen in Längsrichtung (\ddot{x}) und in Vertikalrichtung (\ddot{z}) für den ungefederten Allradschlepper; Anregung entsprechend der Fahrbahn nach ISO 5007.

Im Vergleich des gefederten Allradschleppers mit dem Standardschlepper (Vergleich von Bild 12 mit Bild 20) sind die Unterschiede ebenso deutlich. Die Beschleunigungen am Fahrgestell des Standardschleppers liegen in der gleichen Größenordnung wie die des ungefederten Allradschleppers und sind somit deutlich höher als die des Allradschleppers mit Vorderachsfergung.

Das Fahrerhaus des Standardschleppers unterscheidet sich von dem des Allradschleppers hinsichtlich der Lage in bezug auf die Achsen, der Trägheitseigenschaften und Lagerung, so daß auch das Schwingungsverhalten des Fahrerhauses unterschiedlich ist.

Während die Vertikalbeschleunigung eine ähnliche Größenordnung hat wie beim ungefederten Allradschlepper und somit recht hoch liegt, liegt die Längsbeschleunigung, vor allem wegen der anderen Lagerung, in der gleichen Größenordnung wie beim Allradschlepper mit gefederter Vorderachse.

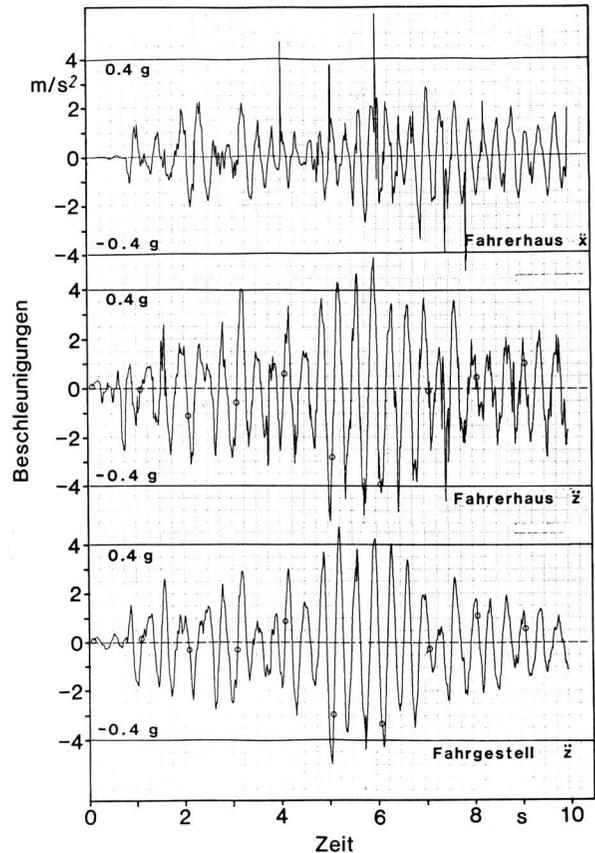


Bild 20. Mit dem Modell ermittelte Beschleunigungen in Längsrichtung (\ddot{x}) und in Vertikalrichtung (\ddot{z}) für den Standardschlepper; Anregung entsprechend der Fahrbahn nach ISO 5007.

4. Ausblick

Anhand der gezeigten Beispiele wurde die Leistungsfähigkeit von FANU aufgezeigt. Mit diesem Programmsystem hat der Entwicklungsingenieur ein neuartiges Werkzeug in der Hand. Durch die Modellierung eines Serienfahrzeuges hat er einen Versuchsträger zur Verfügung, mit dem er ohne großen Aufwand Fahrzeugvarianten erzeugen und untersuchen kann und mit dem er Parameter wie geometrische Größen, physikalische Eigenschaften und Umweltbedingungen beliebig variieren kann. Somit kann der Versuchsaufwand zur Realisierung eines gesetzten Zieles reduziert werden. Im Idealfall kann durch Rechnereinsatz im Rahmen einer Neuentwicklung der Aufwand für den Prototypbau wesentlich verringert werden, die Entwicklungszeit reduziert werden und die Produktqualität erhöht werden.

5. Zusammenfassung

Unter Verwendung eines Programmsystems, das die Formulierung von physikalischen und geometrischen Nichtlinearitäten erlaubt, wurde ein Allradschlepper mit gefederter und gedämpfter Vorderachse als Schwingungsersatzmodell dargestellt und dessen Schwingungsverhalten simuliert. Als Schwingungsanregung wurde die rechte Fahrspur der Fahrbahn nach ISO 5007 (smooth track) bei einer Geschwindigkeit von 12 km/h zugrunde gelegt. Ein Vergleich der Simulationsergebnisse mit Versuchswerten ergab, daß das Schwingungsmodell aussagekräftige Ergebnisse liefert. Dabei muß bei der Modellbildung auf die wirklichkeitskonforme Abbildung der nichtlinearen Kopplungen besonderer Wert gelegt werden.

Für eine vergleichende Untersuchung wurden außer dem gefederteren Allradschlepper ein ungefederter Allradschlepper und ein Standardschlepper modelliert und auf dieselbe Weise angeregt. Die Simulationsläufe wurden hinsichtlich der dynamischen Radlasten — als Maß für die Fahrsicherheit — sowie der Beschleunigungen am Fahrgestell und am Fahrerhaus — als Maß für den Fahrkomfort — ausgewertet. Unter den untersuchten Varianten hat der Allradschlepper mit Vorderachsfederung die geringsten Beschleunigungswerte gezeigt. Bei Wegfall der Achsfederung stiegen die dynamischen Radlastanteile an der Vorderachse auf über das doppelte, was beim ungefederteren Allradschlepper und beim Standardschlepper zu schlechteren Fahreigenschaften wie auch zu erhöhten Aufbauschwingungen führte. Deshalb wies, bei den angegebenen Betriebsbedingungen, der vorderachsgefederte Allradschlepper die höchste Fahrsicherheit und den größten Fahrkomfort auf.

Schrifttum

Bücher sind durch • gekennzeichnet

- [1] *Ulrich, A. u. H. Göhlich:* Fahrdynamik von Schleppern mit und ohne Arbeitsgeräte bei höheren Fahrgeschwindigkeiten. *Grundl. Landtechnik* Bd. 33 (1983) Nr. 4, S. 108/15.
- [2] • *Jungerberg, H.:* Ein Beitrag zur experimentellen und numerischen Simulation von Traktorschwingungen. *Fortschr.-Ber. VDI-Z.* Reihe 14, Nr. 26, 1984.
- [3] *Braun, H.:* FANU — Ein Programmsystem zur rechnerischen Simulation des nicht-linearen dynamischen Verhaltens von Nutzfahrzeugen. *Proc. XX. FISITA-Kongreß, Wien, 6.–11.5.1984*, Nr. 2, S. 291/301.
- [4] ISO/TR 5007-1980 (E): Agricultural wheeled tractors — Operator seat — Measurement of transmitted vibration.
- [5] *Schrogl, H.:* Schwingungsverhalten von rollenden Acker-schlepperreifen. *Proc. 10th CIGR-Kongreß, Budapest, Ungarn, 3.–7.9.1984*, No. 3, S. 507/14.

Vergleichende Untersuchungen von Radargeräten zur Geschwindigkeitsmessung an Landmaschinen

Von Helmut Fichtel und Otto Balcarek,
Stuttgart-Hohenheim*)

DK 631.372:631.3.076:531.76:621.396.96

Für die wirksame Überwachung und Steuerung vieler landwirtschaftlicher Arbeiten wird eine genaue Ermittlung der Fahrgeschwindigkeit gewünscht. Eine berührungslose Messung mit Radargeräten, die nach dem Doppler-Prinzip arbeiten, scheint hierfür besonders geeignet.

Der folgende Beitrag liefert Ergebnisse von Versuchen mit drei verschiedenen Radargeräten, für die in der Bodenrinne und in Feldversuchen die Meßgenauigkeit in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit bestimmt wurde. Als Parameter wurden die Beschaffenheit der Bodenoberfläche und der Abstand der Radargeräte zur Bodenoberfläche, sowie die Anordnung der Radargeräte und die Richtung des Radarstrahles in die Versuche einbezogen.

*) *Dipl.-Ing. agr. H. Fichtel ist und Dipl.-Ing. O. Balcarek war wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Verfahrenstechnik in der Pflanzenproduktion (Leiter: Prof. Dr.-Ing. W. Busse) der Universität Hohenheim.*

1. Einleitung

Bei vielen Arbeiten in der Landwirtschaft ist die Kenntnis der tatsächlichen Fahrgeschwindigkeit von großem Nutzen. Zur Messung der tatsächlichen Fahrgeschwindigkeit können Geräte mit unterschiedlichen Funktionsprinzipien eingesetzt werden. Ein am Schlepper angebautes 5. Rad erlaubt auf einfache und sichere Weise, die tatsächliche Fahrgeschwindigkeit zu messen. Mit diesem Meßverfahren liegen auch schon umfangreiche Erfahrungen im Versuchseinsatz vor. Für die praktische Anwendung ergeben sich jedoch Einschränkungen hinsichtlich der Handhabung. Berührungslos arbeitende Systeme sind ebenfalls eingehend beschrieben und untersucht worden [1, 2] und teilweise auch schon in der Praxis eingeführt.

In einem früheren Beitrag [2] wurde bereits über Versuche mit einem kommerziell erhältlichen Radargerät berichtet. Dieses Gerät wurde unter verschiedenen Bedingungen in Hinblick auf die erreichbare Genauigkeit untersucht. In diesem Beitrag werden Geräte unterschiedlicher Bauart — darunter ein serienreifes Gerät — vorgestellt und hinsichtlich ihrer Meßgenauigkeit unter verschiedenen Einsatzbedingungen verglichen.