

Grundlagen der Landtechnik

Herausgegeben mit Unterstützung durch die
Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft
Braunschweig-Völkenrode (FAL)

Schriftleitung: Dr. F. Schoedder,
Institut für Biosystemtechnik

Grundl. Landtechnik Bd. 40 (1990) Nr. 1, S. 1 bis 40

VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE

Möglichkeiten zur Verbesserung des Fahrverhaltens von Ackerschleppern

Von Bernhard Langenbeck, Stuttgart*)

DK 631.372:625.032:518.52

Aufgrund wachsender Transportgeschwindigkeiten in der Landwirtschaft gewinnt das Fahrverhalten von Ackerschleppern zunehmend an Bedeutung. In diesem Beitrag werden einige Möglichkeiten zur Beeinflussung von Fahrsicherheit und Fahrkomfort untersucht. Mit Hilfe eines mathematischen Schleppermodells und eines Optimierungsprogrammes wird die Entwicklung eines Fahrzeugkonzepts durchgeführt.

1. Einleitung

Bei ungefederten Fahrzeugen wird das Fahrverhalten maßgeblich von den Reifen des Fahrzeuges beeinflusst. Von besonders großem Einfluß auf Fahrsicherheit und Fahrkomfort sind die vertikalen Federungseigenschaften der Reifen. Da normale Luftreifen bei hohen Geschwindigkeiten eine zufriedenstellende Federwirkung, jedoch nur eine geringe Dämpfung besitzen, können bei höheren Geschwindigkeiten unerwünschte Fahrzustände durch Vertikalschwingungen des Fahrzeuges auftreten, die durch die Fahrbahn oder Reifenunregelmäßigkeiten angeregt werden [1].

Zur Verbesserung der Fahreigenschaften eines Fahrzeuges bieten sich mehrere Möglichkeiten an. Die naheliegende Verwendung von gefederten Achsen erscheint aus wirtschaftlichen und funktionellen Gründen bei Ackerschleppern weniger geeignet. Eine wesentliche Erhöhung der Reifendämpfung scheint mit den bekannten Materialien nicht möglich [2]. Wäre eine größere Reifendämpfung zu erzielen, würde dies den Nachteil eines erhöhten Rollwiderstandes mit sich bringen.

Weitere Möglichkeiten zur Verbesserung des Fahrverhaltens können am Fahrzeugkörper selbst ansetzen. In Simulationsrechnungen zeigte sich, daß insbesondere durch die Wahl der Fahrzeuggeometrie, der Massenverteilung und durch den Einsatz von Schwingungstilgern große Fortschritte erzielt werden können [3]. Zur Verbesserung des Fahrkomforts können weitere, den Fahrer direkt betreffende Maßnahmen ergriffen werden, z.B. Sitz- und Kabinenfederung [4].

Im folgenden werden die Möglichkeiten zur Verbesserung der Fahrsicherheit und des Komforts untersucht, die sich aus einer Optimierung des Schlepperrumpfes ergeben.

Die Optimierung der Schlepperparameter wird weitgehend selbständig mit Hilfe einer Optimierungsroutine durchgeführt.

2. Reifenmodell

Ausgangsbasis für das verwendete Reifenmodell ist ein nichtlineares phänomenologisches Reifenmodell [5]. Im Unterschied zu diesem Modell ist das im folgenden verwendete Modell noch um einen Freiheitsgrad in Längsrichtung des Fahrzeuges erweitert.

Da für diese Untersuchung nur das Bewegungsverhalten des Fahrzeugkörpers interessiert, nicht aber die Vorgänge im Reifen selbst, ist ein phänomenologisches Modell zur Beschreibung des Reifenverhaltens ausreichend. Der einfache Aufbau solcher Modelle spart Rechenzeit und ermöglicht eine anschauliche Charakterisierung des Reifens durch die Modellparameter.

Aufgrund seiner Funktion kann das Modell als "Gleitsteinmodell", Bild 1, bezeichnet werden. Während der Bewegung des Modells gleitet eine, die Reifenaufstandsfläche darstellende, masselose Platte über die Fahrbahnoberfläche. Dieser Gleitstein ist horizontal und vertikal beweglich über Feder- und Dämpferelemente mit dem Fahrzeug verbunden. Die Einfederung der rotierenden Reifenaufstandsfläche wird durch die Vertikalbewegung des Gleitsteins dargestellt. Die Auslenkung des Gleitsteins in Längsrichtung gegenüber dem Fahrzeug stellt die Verdrehung zwischen Felge und Aufstandsfläche dar. Das heißt, die Position des Gleitsteines über der Fahrbahnoberfläche steht für die Sollposition des Rades, die sich aus dem Drehwinkel der Felge ergibt. Die Position des Fahrzeuges ist gleichzeitig ein Maß für den Drehwinkel der Lauffläche.

Die der Aufstandskraft proportionale Rollreibungskraft und die Umfangskraft F_A wirken auf den Gleitstein. Die Hangabtriebskraft greift direkt an der Achse an. Die vom Boden auf die Platte wirkende maximale Triebkraft wird durch den Kraftschlußbeiwert begrenzt.

Die horizontale Anbindung der Gleitplatte wird durch eine Feder mit linearer Kennlinie und einen geschwindigkeitsproportionalen Dämpfer dargestellt. Bei der vertikalen Aufhängung werden auch die nichtlineare Federkennlinie des Reifens und die Abnahme der Dämpfung mit wachsender Fahrgeschwindigkeit berücksichtigt.

*) Dipl.-Ing. B. Langenbeck ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Grundlagen der Landtechnik (Leiter: Prof. Dr.-Ing. H.D. Kutzbach) des Instituts für Agrartechnik an der Universität Hohenheim, Stuttgart.

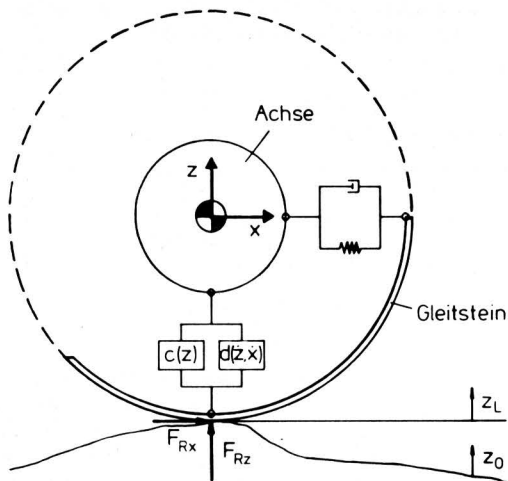


Bild 1. Reifenmodell.

Die Verwendung des Gleitsteines für den Reifenlatsch mit einer eigenen Ortskoordinate ermöglicht die Darstellung von Sprüngen des Reifens. Das Kriterium für das Abheben des Latsches von der Fahrbahn ist das Auftreten von negativen Reifenkräften, das Kriterium für das Aufsetzen ist das Berühren von Latsch und Fahrbahnoberfläche.

Das Reifenmodell liefert also für das Modell des ganzen Fahrzeuges in Abhängigkeit von der Radbewegung x_R, z_R , von der Umfangskraft F_A und dem Verlauf der Straßenoberfläche z_0 die Kräfte F_R der Fahrbahn auf den Reifen, den Ort ihres Angriffes x_L, z_L und den Kontaktzustand zwischen Rad und Fahrbahnoberfläche. Der Zustandsvektor \vec{s} eines Rades kann in Form der folgenden Funktion dargestellt werden:

$$\vec{s} = f(x_R, \dot{x}_R, z_R, \dot{z}_R, x_L, z_L, z_0, F_A, \text{Kontakt}),$$

mit

$$\vec{s} = \begin{bmatrix} F_{Rx} \\ F_{Rz} \\ \dot{x}_L \\ \dot{z}_L \\ \text{Kontakt} \end{bmatrix}.$$

Da bei Straßenfahrt nur der innere Rollwiderstand des Reifens wirkt, muß die Verschiebung des Angriffspunktes der vertikalen Radkraft F_{Rz} durch den äußeren Rollwiderstand des Bodens nicht berücksichtigt werden.

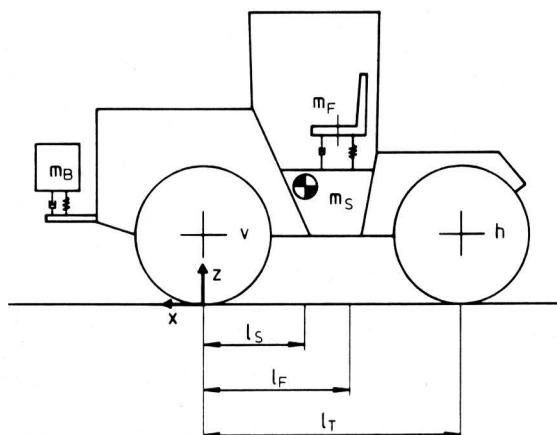


Bild 2. Fahrzeugmodell.

3. Fahrzeugmodell

Das Fahrzeug wird durch ein zweidimensionales Starrkörpermodell dargestellt, Bild 2. Es ermöglicht das Studium von Längs-, Vertikal- und Nickbewegungen.

Die Beschreibung des mathematischen Fahrzeugmodells erfolgt mit einem nichtlinearen System von 14 Differentialgleichungen erster Ordnung in der Form:

$$\dot{\vec{s}}(t) = \mathbf{M}_S(\vec{r}_v, \vec{r}_h) \cdot \vec{s}(t) + \vec{b}_S(\vec{r}_v, \vec{r}_h, \vec{s}),$$

mit

$$\vec{s}(t) = \begin{bmatrix} z_S \\ \dot{z}_S \\ x_S \\ \dot{x}_S \\ \gamma_S \\ \dot{\gamma}_S \\ z_F \\ \dot{z}_F \\ z_{Lh} \\ x_{Lh} \\ z_{Lv} \\ x_{Lv} \\ z_B \\ \dot{z}_B \end{bmatrix},$$

dabei beschreibt der Zustandsvektor \vec{s} Ort, Lage und Geschwindigkeit des Fahrzeuges.

Bei der Berechnung muß den Unstetigkeiten, die beim Abheben eines Reifenlatsches entstehen, besondere Beachtung geschenkt werden. Da das verwendete Reifenmodell nichtlinear ist, wird das System zur Beschreibung der Fahrzeugbewegungen durch die Abhängigkeit von den Zustandsvektoren der Räder \vec{s} ebenfalls nichtlinear.

4. Fahrbahn

Entsprechend der Zielvorgabe wurden die Simulationen mit den drei folgenden Fahrbahnen durchgeführt:

1. Smooth-Track [6] mit einer Fahrgeschwindigkeit von 5 m/s:
Diese Fahrbahn wurde zur Beurteilung des Fahrverhaltens auf einem landwirtschaftlichen Weg herangezogen.
2. Überfahrt eines 0,05 m hohen Hindernisses mit einer Fahrgeschwindigkeit von 5 m/s:
Die impulsförmige Anregung des Fahrzeuges durch ein Hindernis wird zur Frequenzanalyse der Fahrzeugschwingungen verwendet.
3. Sinusförmige Fahrbahn, beschleunigt befahren:
Zur Optimierung der Fahrzeugparameter dient eine Fahrbahn aus zwei überlagerten Sinusschwingungen zur Anregung der Nick- und Hubbewegungen.

Bei der Vorgabe der Fahrbahnoberfläche wurde der Reifendurchmesser als abschwächender Faktor für die sich einstellende Steigung der Bahnkurve des Radmittelpunktes berücksichtigt.

Die Beschreibung der Fahrbahn wird dem Reifenmodell in Form einer Matrix, die die Ortskoordinate und die Überhöhung der Fahrbahn beinhaltet, zur Verfügung gestellt:

$$z_0 = f(x_0).$$

Die Umfangskraft ist ebenfalls in einer Matrix abgelegt:

$$F_A = f(x_0).$$

5. Beurteilungskriterien

Aufgrund der Nichtlinearitäten in den Systemgleichungen ist eine analytische Untersuchung des Modells nicht möglich. Zur Beurteilung des Fahrverhaltens wird die Fahrt über die jeweilige Teststrecke numerisch simuliert. Die Auswertung erfolgt hinsichtlich Fahrsicherheit und Komfort.

Als Kriterium für die Fahrsicherheit wird die mittlere dynamische Radbelastung auf die Ruheradlast bezogen:

$$q = \frac{\int |F(t) - F_m| dt}{T F_m}$$

Ein hoher Wert von q kennzeichnet also ein unruhiges und somit unsicheres Fahrverhalten.

Als weiteres Maß für die Fahrsicherheit werden die Stoßfaktoren

$$S = (F_{\max} - F_{\min})/F_m$$

für Vorder- und Hinterachse angegeben.

Da für die Fahrsicherheit des gesamten Fahrzeuges jeweils die ungünstigste Achse eines Fahrzeuges ausschlaggebend ist, sollte sich die Bewertung nach den ungünstigeren Werten richten:

$$q = \max(q_v, q_h) \quad \text{und} \quad S = \max(S_v, S_h)$$

Als Maß für die Fahrerbelastung p wird das auf das Quadrat der Ruheradlast bezogene Quadrat der dynamischen Belastung der Sitzbewegung verwendet. Ein hoher Komfort drückt sich in einem niedrigen Wert von p aus.

6. Parameteroptimierung

Bei der Optimierung der konstruktiven Parameter des Fahrzeuges wird der Einfluß der verschiedenen Größen auf die Fahrsicherheit und den Komfort untersucht. Zur Bestimmung der Bewertungskriterien wird mit jeweils einem Fahrzeug-Parametersatz die Überfahrt über eine vorgewählte Fahrstrecke simuliert.

Bei der Untersuchung von nur einer Einflußgröße kann das Ergebnis in einem Diagramm dargestellt werden, aus dem dann das Optimum für diesen Parameter entnommen wird. Sollen mehrere Parameter nach den gleichen Kriterien optimiert werden, müssen diese gleichzeitig untersucht werden, da allgemein eine gegenseitige Beeinflussung stattfindet. Das Ergebnis kann man sich dann als mehrdimensionales "Gebirge" vorstellen. Ab drei Parametern ist eine grafische Darstellung aller Einflüsse in einem Diagramm nicht mehr möglich.

Zur gleichzeitigen Optimierung mehrerer Parameter wurde eine Routine entwickelt, die auf dem Gedanken der Down-Hill-Methode basiert und sich durch eine hohe Stabilität auszeichnet. Bei dieser Vorgehensweise wird zyklisch jeweils eine der ausgewählten Größen des Parametersatzes variiert und eventuell ein neuer, besserer Wert gespeichert. Kann mit einer Variationsbreite keine Verbesserung mehr erzielt werden, wird die Schrittweite verringert. Zur Vermeidung konstruktiver Extrema wird jedem Parameter ein Gültigkeitsbereich zugeordnet. Die Optimierung findet nach dem Minimum der Summe der vorgewählten Beurteilungskriterien statt.

Bei der Optimierung nach verschiedenen Kriterien müssen deren Gewichtung und ihre Reihenfolge mit den jeweils wirksamen bzw. den zur Veränderung freigegebenen Parametern beachtet werden.

7. Konstruktive Einflüsse

Als Ausgangspunkt für die Untersuchungen wurde ein Standardschlepper mit einer Achslastverteilung (vorn : hinten) von 40 : 60 % und den

Schleppermasse	3800 kg
Frontballastmasse	800 kg
Motormasse	800 kg
Trägheitsmoment um die Querachse	4300 kg m ²
Radstand	2,5 m
Schwerpunkthöhe	1,1 m
Bereifung	16.9 R 34 (1,5 bar)

Tafel 1. Daten des Standardschleppers.

übrigen Daten nach **Tafel 1** gewählt. An diesem Schlepper wird im weiteren beispielhaft die Vorgehensweise bei der Optimierung eines Fahrzeuges dargestellt. Um die Rahmenbedingungen der variierten Parameter konstant zu halten, wird der Schlepper stets mit denselben vier Reifen modelliert. Damit dieser Reifensatz sowohl für Trac-Schlepper als auch für Standardschlepper verwendet werden kann, wurden vier gleich große Reifen der Dimension 16.9R34 mit einem konstanten Luftdruck von 1,5 bar gewählt.

Zur Optimierung der Fahrzeugparameter hat sich besonders die Fahrbahn aus überlagerten Sinuskurven bewährt, da mit diesen gezielt die Eigenschwingungen des Fahrzeuges angeregt werden können. Die Anregungsfrequenz ergibt sich aus der Fahrgeschwindigkeit.

Als einflußreichster Parameter wurde zunächst die Schwerpunktlage in bezug auf die Fahrsicherheit optimiert. **Bild 3** zeigt die Ergebnisse für das Befahren des Smooth-Track. Es ist zu erkennen, daß eine knapp in der vorderen Fahrzeughälfte liegende Schwerpunktlage günstig ist. Hier erreichen sowohl die Stoßfaktoren als auch die mittleren dynamischen Belastungen ihren geringsten Wert. Der optimale Ort des Schwerpunktes ist jedoch auch von der gewählten Fahrbahn abhängig. In **Bild 4** sind die Bewertungskriterien in Abhängigkeit von der Schwerpunktlage für das Überfahren eines Hindernisses dargestellt. Hier liegt der günstigste Ort für den Schwerpunkt geringfügig weiter hinten am Fahrzeug.

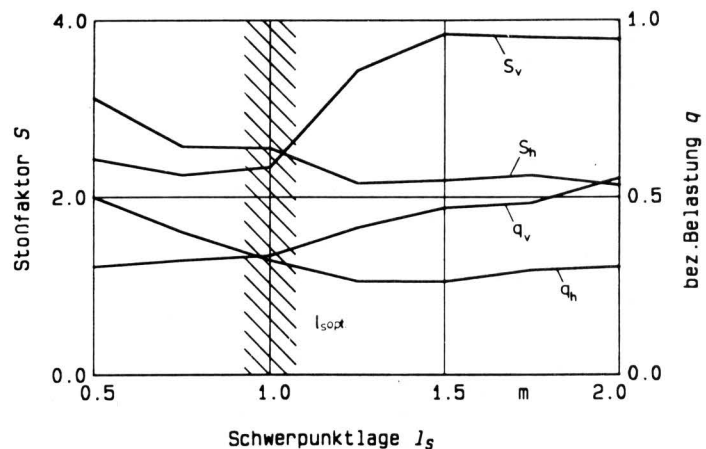


Bild 3. Fahrverhalten, charakterisiert durch den Stoßfaktor und die bezogene Belastung an der Vorder- und Hinterachse, in Abhängigkeit von der Schwerpunktlage beim Überfahren des Smooth-Track nach ISO/TR 5007-1980.

Das Massenträgheitsmoment um die Querachse des Fahrzeuges sollte möglichst niedrig sein, um die Nickbewegungen des Fahrzeuges unterkritisch zu halten. Es wird hier jedoch nicht als variabel betrachtet. Die Schwerpunkthöhe ist von geringem Einfluß auf Hub- und Nickbewegungen.

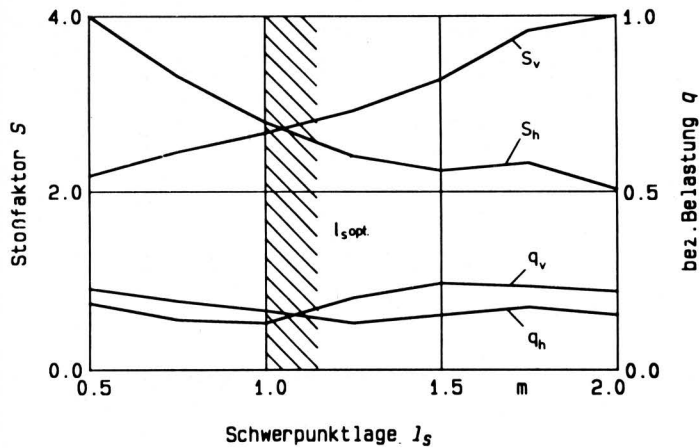


Bild 4. Fahrverhalten, charakterisiert durch den Stosfaktor und die bezogene Belastung an der Vorder- und Hinterachse, in Abhängigkeit von der Schwerpunktlage bei Überfahren eines Hindernisses.

Für die weitere Optimierung des Fahrzeuges ergeben sich zwei Möglichkeiten: Die nach vorne verschobene Schwerpunktlage kann entweder durch den Anbau eines Frontgewichtes an einen Standardschlepper bei erhöhtem Massenträgheitsmoment oder bei Neukonstruktion eines Schleppers durch die Konzeption als Trac-Schlepper erreicht werden. Auf beiden Wegen kann eine Gewichtsverteilung von 60 : 40 % erreicht werden, mit der im folgenden weitergearbeitet wird.

Für den Trac-Schlepper wird außerdem noch die günstigste Position des Fahrersitzes bestimmt. Für die Wahl der Sitzposition ist der Komfort entscheidend. Es ist hier ein Minimum der bezogenen Fahrerbelastung p anzustreben. Die Lage des Schwerpunktes wird bei der Optimierung des Komforts festgehalten, da sie für die vorrangige Fahrsicherheit ausschlaggebend ist. Nur die Sitzposition ist variabel.

Bei einer anschließenden Optimierung des Komforts werden dagegen Schwerpunktlage und Sitzposition verändert. Es ergibt sich dann zur Beurteilung des Komforts eine dreidimensionale Darstellung wie **Bild 5**, in dem der Fahrkomfort in Abhängigkeit von der Schwerpunktlage des Fahrzeuges und der Sitzposition in Fahrzeuginnenrichtung dargestellt ist.

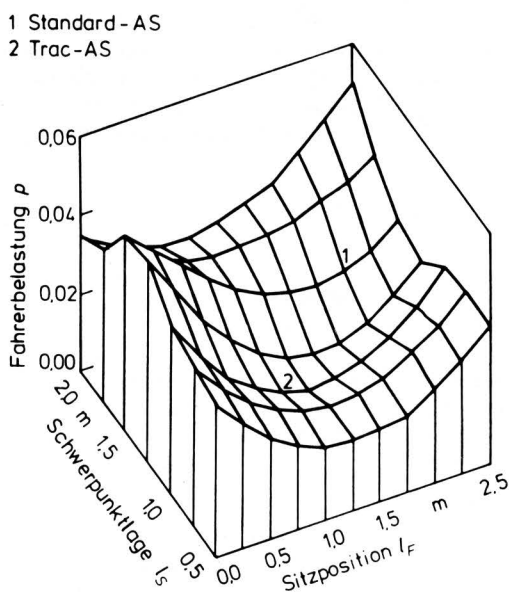


Bild 5. Fahrerbelastung in Abhängigkeit von Sitzposition und Schwerpunktlage.

Eine Sitzposition in Fahrzeugmitte erweist sich hier als besonders günstig. Es ist zu erkennen, daß der weiter vorne liegende Schwerpunkt des Trac-Schleppers auch zur Erhöhung des Komforts beiträgt.

Im folgenden wird die Wirkung eines passiven Tilgers im Bereich der Vorderachse untersucht. Die Tilgermasse ist vertikal beweglich über eine Feder und einen Dämpfer mit dem Schlepperrumpf verbunden. Der vordere Bereich des Schleppers ist für die Anbringung eines Tilgers interessant, da besonders die Vorderachse zu Vertikalschwingungen neigt.

Beim Standardschlepper bietet sich die Verwendung des Frontballastes als Tilger an. Der Ballast kann entweder gefedert aufgehängt oder in einem entsprechend geregelten Kraftheber aufgenommen werden, wie für Heckanbaugeräte bereits bekannt [7, 8]. Besonders günstig kann die gefederte Aufhängung im Frontkraftheber realisiert werden.

Bei einem Trac-Schlepper in Rahmenbauweise kann als Tilgermasse der Motor verwendet werden.

Beide Bauweisen haben den Vorteil, daß der Tilger auch bei den mit hohen Geschwindigkeiten durchgeführten Transportfahrten zur Verfügung steht.

Zur überschlägigen Auslegung der Tilgerfedern wird mit Hilfe einer Fourier-Zerlegung das Schwingungsverhalten der Vorderachse beim Überfahren eines impulsförmigen Hindernisses bestimmt, **Bild 6**. Die Tilgereigenfrequenz kann dann auf den Resonanzbereich der Vorderachse abgestimmt werden. Die Feinauslegung der Feder und des Dämpfers erfolgt mit der oben beschriebenen Optimierungsroutine. Als Optimierungskriterium dient die Fahrsicherheit. Ebenso wie bei Schwingsitzen erweist es sich hier als günstig, eine geringere Dämpfung für die Abwärtsbewegung des Tilgers vorzusehen; sie wird halb so groß gewählt wie die bei der Aufwärtsbewegung. Durch die Dämpfung des Tilgers wird ein größerer Frequenzbereich abgedeckt, und es ergibt sich eine Begrenzung der Amplitude der Tilgerbewegungen.

Durch die Einführung einer Tilgermasse kann nochmals eine deutliche Steigerung der Fahrsicherheit und des Komforts erreicht werden.

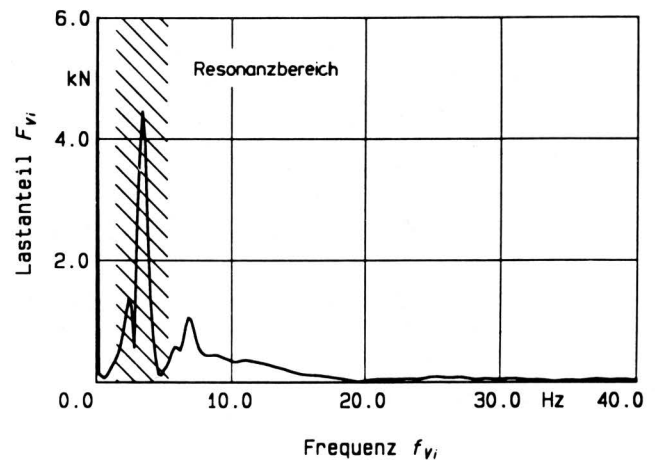


Bild 6. Frequenzspektrum der dynamischen Last an der Vorderachse des Standardschleppers beim Überfahren eines Hindernisses.

In **Bild 7** sind die Bewertungen für die Fahrsicherheit als Stosfaktor und bezogene Belastung für die einzelnen Varianten beim Befahren des Smooth-Track zusammengefaßt. Es zeigt sich, daß mit relativ geringen Einbußen bei der Fahrsicherheit der Hinterachse große Verbesserungen an der Vorderachse erzielt werden können. Die Verschlechterung an der Hinterachse kann als unkritisch betrachtet werden, da die Fahrsicherheit eines Fahrzeuges im wesentlichen durch die unsicherere Achse und aufgrund seiner Lenkbarkeit durch die Vorderachse bestimmt wird.

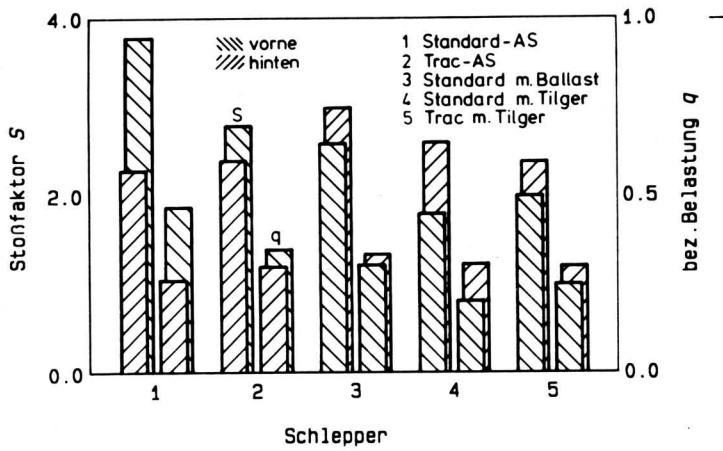


Bild 7. Fahrverhalten, dargestellt durch Stoßfaktor und bezogene Belastung der Vorder- und Hinterachse, der unterschiedlichen Schleppervarianten.

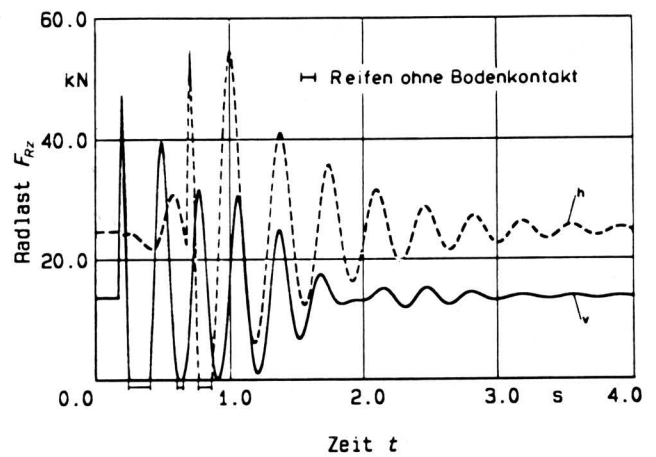


Bild 8. Radlasten der Vorder- (—) und Hinterachse (---) des Standardschleppers beim Überfahren eines Hindernisses.

Bei der Ausschöpfung aller Maßnahmen kann eine Fahrsicherheit erzielt werden, die an die Werte heranreicht, die mit einer gefederten Vorderachse erreicht werden können. Dies zeigen auch Vergleiche mit anderen Untersuchungen [9]. Die Federwirkung der Reifen ist zufriedenstellend, es mangelt nur an einer ausreichenden Dämpfung.

Zur Verdeutlichung der erreichten Verbesserungen sind in **Bild 8 und 9** die Radlasten des Standardschleppers ohne und mit angebautem Fronttilger beim Überfahren eines Hindernisses dargestellt. Erkennbar sind in Bild 9 die deutlich verringerten Zeiten ohne Bodenkontakt ($F_{Rz} = 0$) und das schnellere Abklingen der Fahrzeugschwingungen nach dem Überfahren des Hindernisses.

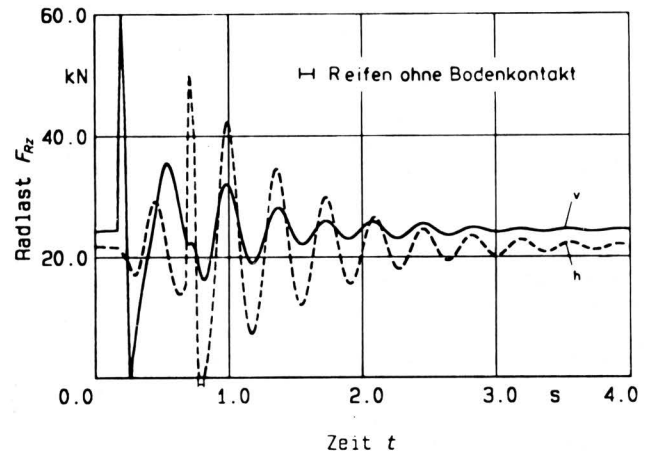


Bild 9. Radlasten der Vorder- (—) und Hinterachse (---) des Standardschleppers mit Fronttilger beim Überfahren eines Hindernisses.

8. Einfluß des Fahrers

Die Möglichkeiten zur Beeinflussung der Fahrsicherheit durch den Fahrer wurden am Beispiel des Überfahrens eines Hindernisses mit dem Modell des Standardschleppers untersucht. Zu diesem Zweck wurde das Überfahren des Hindernisses bei gleicher Fahrgeschwindigkeit, jedoch verzögerter, unbeschleunigter bzw. beschleunigter Fahrt simuliert.

Es zeigt sich, daß beim Überfahren der Rampe in leicht verzögerter Fahrt die Belastung des Fahrers durch Sitzbeschleunigungen geringer ist als in den beiden anderen Fällen. Bei der Betrachtung der Radlasten ergibt sich ein ähnliches Bild. Die Verbesserung des Fahrverhaltens läßt sich mit der durch den Bremsvorgang veränderten Achslastverteilung des Fahrzeuges erklären. Die Wirkung entspricht in etwa einer Schwerpunktsverlagerung nach vorne (Bild 3).

9. Zusammenfassung

Die dargestellte Optimierung des Fahrverhaltens eines Standardschleppers wurde vor allem im Hinblick auf die Fahrsicherheit durchgeführt. Es wurden insbesondere die Fahrzeuggeometrie (Schwerpunktlage) und der Einfluß von passiven Tilgermassen berücksichtigt.

Es konnte gezeigt werden, daß sich durch relativ einfache Maßnahmen im Vergleich zu einer starrstellbaren oder geregelten Federung das Fahrverhalten eines Ackerschleppers deutlich verbessern läßt. Der Optimierungsvorgang kann in weiten Bereichen durch die Verwendung eines entsprechenden Programmes automatisiert werden. Dies ist besonders für die Anwendung auf ein komplexeres, dreidimensionales Modell wichtig.

Ein besonderer Vorteil der hier untersuchten Maßnahmen liegt darin, daß sie bei vielen Betriebsarten des Schleppers zur Verfügung stehen, vor allem bei Transportfahrt mit Anhängern, und daß sie während der Fahrt keine Aufmerksamkeit seitens des Fahrers erfordern.

Verwendete Formelzeichen

F	Kraft
M	Systemmatrix
S	Stoßfaktor
T	Fahrzeit
\vec{b}	Anregungsvektor
l	Länge
p	bezogene Fahrerbelastung
q	bezogene Belastung
\vec{r}	Zustandsvektor eines Rades (Ort und Geschwindigkeit des Latsches, Kraft auf Fahrzeug, Kontaktzustand)
\vec{s}	Zustandsvektor des Fahrzeuges (Ort, Geschwindigkeit)
t	Zeit
x	Ortskoordinate x
z	Ortskoordinate z
γ	Winkel um y-Achse

Indizes:

A	Antrieb	T	Radstand
B	Frontballast, Fronttilger	h	Hinterrad
F	Fahrersitz	m	Ruhelage
L	Reifenlatsch	v	Vorderrad
O	Fahrbahnoberfläche	x	Koordinatenachse
R	Rad	z	Koordinatenachse
S	Schwerpunkt, Fahrzeug		

Schrifttum

Bücher sind durch • gekennzeichnet

- [1] *Schrogl, H.*: Dynamische Eigenschaften von Ackerschlepper-Triebradreifen bei höheren Rollgeschwindigkeiten. Forsch.-Ber. Agrartechnik des Arbeitskreises Forschung und Lehre der Max-Eyth-Gesellschaft Nr. 159; Diss. Univ. Hohenheim 1989.
- [2] *Siefkes, T.*: Dynamische Kennwerte von AS-Reifen im Prüfstandsversuch und im Freiland. VDI/MEG Kolloquium Landtechnik: Reifen landwirtschaftlicher Fahrzeuge, München 1989.
- [3] • *Magnus, K. u. H.H. Müller*: Grundlagen der Technischen Mechanik. Stuttgart: B.G. Teubner, 1982.
- [4] *Schrottmaier, J.*: Schutz des Menschen vor vertikalen Schwingungen bei Traktoren und Motorkarren. Forschungsberichte der Bundesversuchs- und Prüfungsanstalt für landwirtschaftliche Maschinen und Geräte, Heft 3, Wiesenburg, 1974.
- [5] *Langenbeck, B.*: Nichtlineares Reifenmodell. VDI/MEG-Kolloquium Landtechnik: Reifen landwirtschaftlicher Fahrzeuge, München 1989.
- [6] ISO-Norm: Smooth-Track. Technical Report, Ref. No. ISO/TR 5007-1980.
- [7] *Ulrich, A.*: Untersuchungen zur Fahrdynamik von Traktoren mit und ohne Anbaugeräte. Forsch.-Ber. Agrartechnik des Arbeitskreises Forschung und Lehre der Max-Eyth-Gesellschaft, Diss. TU Berlin 1983.
- [8] GTA-Freischichttraktoren. Werksprospekt der Firma Fendt, Marktoberdorf, 1989.
- [9] *Weigelt, H.*: Schwingungseigenschaften vorderachsgefederter landwirtschaftlicher Traktoren. Fortschr.-Ber. VDI-Z. Reihe 14, Nr. 33, Düsseldorf: VDI-Verlag; Diss. TU Berlin, 1987.

Ergonomische Arbeitsplatzgestaltung zur Erhöhung der Arbeitssicherheit

Von Wilfried Hammer, Heinrich Beutnagel, Udo Schmalz und Gertrud Thaeer, Braunschweig-Völkenrode*)

Mitteilung aus dem Institut für Betriebstechnik der Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode (FAL)

DK 631.5:614.8

Die Entwicklung von Betriebs- und Arbeitsmitteln muß den Anforderungen des Menschen angepaßt sein, d.h. seine Körpermaße, seine normalen Körperhaltungen und -bewegungen und sein artieigenes Verhalten beachten; denn der ergonomisch günstige Arbeitsplatz ist eine wesentliche Voraussetzung für den sicheren Arbeitsplatz.

Analysen von Unfallanzeigen und Erhebungen über Beinahe-Unfälle weisen auf Gefährdungen am einzelnen Arbeitsplatz hin. Verhaltensbeobachtungen sind besonders bei Routinetätigkeiten, die weitgehend automatisiert ausgeführt werden, aufschlußreich. Mehrfaktorielle Bewegungs- und Arbeitsversuche ermöglichen, die verschiedenen Komponenten eines Arbeitsplatzes systematisch zu bewerten und zu optimieren.

Übersichtsreferat über ein vom BMFT gefördertes Forschungsvorhaben.

*) Prof. Dr. agr. W. Hammer, Dipl.-Ing. agr. H. Beutnagel, Dipl.-Wirtsch.-Ing. U. Schmalz und Frau Dipl.-Math. G. Thaeer sind derzeitige und ehemalige Mitarbeiter des Instituts für Betriebstechnik (Leiter: Prof. Dr. H. Schön) der Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode.

1. Allgemeine Unfallsituation in der Landwirtschaft

Vergleicht man die Unfallhäufigkeit der verschiedenen Wirtschaftszweige in der Bundesrepublik Deutschland, dann muß man feststellen, daß sich die Landwirtschaft mit mehr als 90 Unfällen pro 1000 Vollarbeitskräfte und Jahr im oberen, d.h. unfallträchtigsten Drittel befindet.

Wenn man ferner die Entwicklung der Unfallzahlen seit 1968 betrachtet, **Bild 1**, so erkennt man:

- daß die tödlichen Unfälle erfreulicherweise wesentlich seltener geworden sind,
- daß sich aber die Häufigkeit aller angezeigten und auch der erstmals entschädigten schweren Unfälle kaum geändert hat und
- daß die Aufwendungen der Berufsgenossenschaften für Heilbehandlung, Rehabilitation und Renten um mehr als 300 % gestiegen sind. *Groh* [1] und *Hartmann* [2] haben schließlich alle direkten und indirekten Unfallkosten berechnet. Diese machen demnach allein 9 % der landwirtschaftlichen Nettowertschöpfung aus.

Trotz erheblicher Anstrengungen der Berufsgenossenschaften und der Landmaschinenindustrie, trotz eingehender Unfallverhütungsvorschriften und anderer Regelwerke ist die Unfallsituation der gesamten Landwirtschaft also unbefriedigend. Für den einzelnen bäuerlichen Familienbetrieb kommt noch hinzu, daß der Ausfall einer Person sogar existenzbedrohend sein kann. Somit muß es ein klares Unternehmensziel sein, die Arbeitssicherheit zu verbessern.