

gewählten Tierproduktionsanlagen ergänzt, bei denen bestimmte Teile der Ausrüstung mit Versuchsanstrichen beschichtet werden. Die Produktionsaufnahme der verbesserten bzw. neuen Anstrichstoffe ist für das Jahr 1979 vorgesehen. Bis dahin sind noch einige technisch-organisatorische Probleme zu lösen, um einen reibungslosen Übergang bei der Anwendung dieser Systeme zu erreichen.

3. Zusammenfassung

Ausgehend von der volkswirtschaftlichen Bedeutung des Korrosionsschutzes kann eingeschätzt werden, daß auch in den industriemäßigen Tierproduktionsanlagen verstärkte Anstrengungen zur Senkung der Korrosionsverluste unternommen werden müssen. Dabei tragen alle bei einer Neuinvestition beteiligten Partner — Auftraggeber, Projektanten, Ausführungsbetriebe und Montagebetriebe — eine bestimmte Verantwortung.

Die Korrosionsschutzmaßnahmen müssen in das System der Pflege und Wartung der technischen Arbeitsmittel in industriemäßigen Anlagen der Tierproduktion mit einbezogen werden.

Literatur

- [1] Harzbecker, H.: Korrosionsschutz und sozialistische Intensivierung. Technische Gemeinschaft (1975) H. 12, S. 20—22.
- [2] Schwabe, K.: Die volkswirtschaftliche Bedeutung des Korrosionsschutzes von Stahl. 2. Stahltagung der DDR, Berlin, 1968, Berichtsband der Sektionen 2 und 4.
- [3] Direktive des IX. Parteitag der SED zum Fünfjahrplan für die Entwicklung der Volkswirtschaft der DDR in den Jahren 1976—1980. Berlin: Dietz Verlag 1976.
- [4] Fachbereichsstandard TGL 29084 „Landwirtschaftsbau — Stallklimagegestaltung“. Ministerium für Land-, Forst- und Nahrungsgüterwirtschaft, Bereich Melioration und Landwirtschaftsbau, Ausg. v. 1. Apr. 1975.

- [5] Richtlinie „Korrosionsschutz — tragende Stahlkonstruktionen im Landwirtschaftsbau“. Herausgeber: VEB Landbauprojekt Potsdam, Oktober 1975.
- [6] Katzung, W.; Lingenower, M.: Möglichkeiten zur Vereinheitlichung der Anstrichsysteme im VEB Metalleichtbaukombinat Leipzig. Informationen MLK 2/1974, S. 2—6.
- [7] Werkstandard MLK-S 1001/03 „Stahlbautechnische Projekte — Korrosionsschutz“, VEB Metalleichtbaukombinat Leipzig. A 1494

1) Überarbeitete Fassung eines Vortrags auf der Tagung „Mechanisierung der Tierproduktion“ am 10. und 11. November 1976 in Berlin

Rechnerische Ermittlung von Kräften an den Rädern landwirtschaftlicher Fahrzeuge

Prof. Dr.-Ing. habil. K. Hofmann, KDT, Technische Universität Dresden, Sektion Kraftfahrzeug-, Land- und Fördertechnik
Dipl.-Ing. H. Müller, VEB Traktorenwerk Schönebeck

1. Aufgabenstellung und Stand der Forschung

Landwirtschaftliche Fahrzeuge befahren im Gegensatz zu anderen Fahrzeugen hauptsächlich sehr unebenes Gelände. Dabei werden sie durch die Fahrbahnebenen zum Schwingen angeregt. Die Amplituden dieser Schwingungen erreichen bei landwirtschaftlichen Fahrzeugen relativ große Werte, da bei ihnen oft nur die Reifen die wirksamen Federungs- und Dämpfungselemente sind. In den Tragkonstruktionen können dadurch hohe Belastungen auftreten.

Um bei der Konstruktion neuer Fahrzeuge das Leichtbauprinzip durchzusetzen und die Wirkung der Schwingungen auf den Menschen zu beurteilen, ist es notwendig, die Schwingbelastungen zu berechnen. Auch von vorhandenen Maschinen sind die Schwingbelastungen mit geringem Aufwand zu ermitteln, um Maßnahmen zur Verringerung der Belastungen einleiten zu können. Beide Forderungen sind nur durch rechnerische Verfahren erfüllbar.

Die Aufgabe besteht darin, das Schwingungsverhalten von landwirtschaftlichen Fahrzeugen beim Überqueren großer Fahrbahnebenen theoretisch zu untersuchen.

Die Grundlage für die rechnerische Ermittlung des Schwingungsverhaltens (gekennzeichnet durch Bewegungen, Belastungen) von landwirtschaftlichen Fahrzeugen beim Überqueren großer Fahrbahnebenen kann die allgemeine deterministische oder die stochastische Fahrmechanik sein.

Die stochastische Fahrmechanik charakterisiert die Schwingungsvorgänge durch statische Kenngrößen, z. B. durch die Streuung [1]. Der zeitliche Verlauf der Schwingungen geht dabei verloren. Aus der Literatur sind komplexe Fahrzeugmodelle nur zur Untersuchung der instationären Kurvenfahrt bekannt [2] [3]. Zur Bestimmung der in der Radebene wirkenden Kräfte werden in der Literatur hauptsächlich

ebene Modelle verwendet. Sie bestehen aus einem Körper, dessen Räder sich auf der Fahrbahn über radial angeordnete Federn und Dämpfer abstützen [4] [5] [6] [7].

Bei einigen Fahrzeugen zeigte sich, daß die Koppelmasse des ebenen Körpers vernachlässigbar klein ist. In diesem Fall kann das Fahrzeug getrennt und wie zwei Einmassensysteme behandelt werden [8]. Den Berechnungen wurde meist eine konstante Fahrgeschwindigkeit zugrunde gelegt. Deshalb wurde das Antriebssystem nur bei der Lösung von Einzelfragen berücksichtigt [9] [10] [11] [12] [13] [14] [15] [16].

Bei räumlichen Modellen landwirtschaftlicher Fahrzeuge werden die wesentlichen Einzelkomplexe, bisher nur stark vereinfacht einbezogen [17] [18]. Alle bekannten Modelle bilden den Teilkomplex „gummibereiftes Rad-Fahrbahn“ nicht ausreichend ab.

Die bisherigen Darlegungen zeigen, daß mit den bekannten Modellen die Kräfte an den Rädern landwirtschaftlicher Fahrzeuge bei der Fahrt in unebenem Gelände nicht hinreichend genau

bestimmt werden können. Deshalb soll ein neues komplexes Fahrzeug-Fahrbahn-Modell erarbeitet werden, das die Berechnung der Kräfte in der Radebene in vertikaler und horizontaler Richtung erlaubt. Bevor dieses komplexe Fahrzeug-Fahrbahn-Modell entwickelt wurde, erfolgten zunächst Voruntersuchungen an stark vereinfachten Modellen.

2. Theoretische Voruntersuchungen an vereinfachten Fahrzeugmodellen

Die Voruntersuchungen wurden mit dem im Bild 1 dargestellten Modell durchgeführt. Dieses Modell ist ein einzelnes Rad mit der Masse m und dem Trägheitsmoment Θ . Das Rad stützt sich auf der Fahrbahn über radial und tangential angeordnete Federn (c_r , c_t) und Dämpfer (ρ_r , ρ_t) ab. Die Fahrbahn ist mit Ausnahme eines sinusförmigen Hindernisses eben. Das Radmodell wird durch den Motor 9 über die Reibungskupplung 12 und das Getriebe 11 angetrieben. Die Drehzahl des Motors wird als konstant angenommen. Das Getriebe besitzt das Übersetzungsverhältnis i_{11} , die

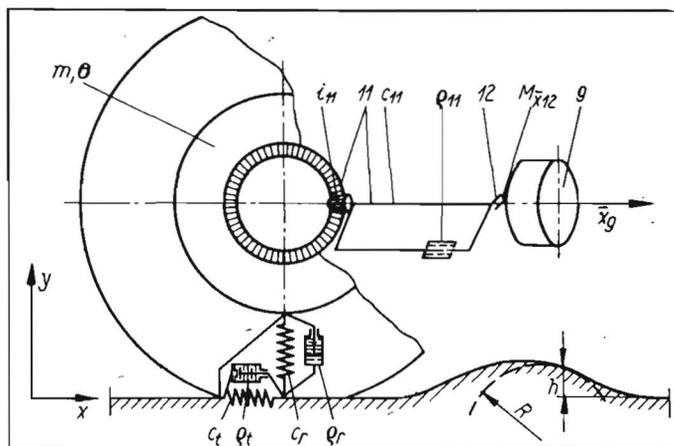


Bild 1
Vereinfachtes Fahrzeugmodell

Elastizität c_{11} und den Dämpfungswiderstand Q_{11} .

Über einige Untersuchungsergebnisse mit diesem Modell wurde bereits berichtet [19]. Aus den genannten Voruntersuchungen ließen sich für die Bildung des Fahrzeug-Gesamtmodells folgende Ergebnisse ableiten:

- Von den Radparametern wirken sich auf die Radkräfte die radiale Federkonstante und das Trägheitsmoment besonders stark aus, die Dämpfungswiderstände und die tangential Federkonstante dagegen weniger.
- Das Radmodell muß zur hinreichend genauen Ermittlung der Horizontalkräfte den Rollwiderstand berücksichtigen. Mit dem Modell muß auch der Geschwindigkeitsverlauf am Hindernis zu berechnen sein, da dieser einen wesentlichen Einfluß auf die Radkraft hat.
- Der Radaufstandspunkt muß aus der kürzesten Entfernung zwischen Radmittelpunkt und Fahrbahn bestimmt werden, da er die augenblickliche Fahrbahnhöhe und — über die Krümmung — die wirksame Federkonstante bestimmt.
- Die Glättungseigenschaften des Reifens müssen berücksichtigt werden, da sie die effektive Fahrbahnhöhe und die effektive Federkonstante bestimmen. Die Wirkung der Glättungseigenschaften auf die effektive Fahrbahnhöhe h_{eff} , auf die effektive radiale Federkonstante $c_{r,eff}$ sowie auf die Radialkraft F_r ist im Bild 2 dargestellt. Durch die Glättung wird das Hindernis teilweise „geschluckt“, die Einwirkungszeit des Hindernisses erhöht sich und die radiale Federkonstante ändert sich. Die Auswirkung der Glättungseigenschaften des Reifens auf die Radialkraft ist im oberen Bildteil erkennbar.
- Bei konstantem Maximalwert des Kraftschlußbeiwerts ist der Einfluß des Verlaufs der Schlupfkurve auf die Radialkräfte relativ klein. Ändert sich dagegen der Maximalwert des Kraftschlußbeiwerts, so wird die Horizontalgeschwindigkeit wesentlich verändert. Dies hat eine stärkere Veränderung der Radkräfte zur Folge. Ein typischer zeitlicher Verlauf des Schlupfes σ , der Tangentialkraft F_t und der Radialkraft F_r ist im Bild 3 dargestellt.

3. Erarbeitung des Fahrzeugmodells

3.1. Gesamtmodell des Fahrzeugs

Das Modell ist so zu bilden, daß mit möglichst geringem Aufwand das Schwingungsverhalten vieler landwirtschaftlicher Fahrzeuge ausreichend genau ermittelt werden kann. Eine derartige Lösung unter Beachtung dieser Aufgabenstellung ist das im Bild 4 gezeigte Fahrzeugmodell. Dieses Modell besteht aus einem Gestell 8, das im Pendelpunkt 6 die Pendelachse 7 trägt. An der Pendelachse befinden sich die Räder 3 und 4. Die Räder 1 und 2 werden von den Radwellen 14 getragen, die im Gestell 8 angeordnet sind. Die Abstützung der Räder erfolgt auf der rechten bzw. linken Fahrbahn 15, 16.

Das Fahrzeug wird durch den Motor 9 angetrieben. Über die Reibkupplung 12, das Getriebe 11, das Differential 13 sowie über die Radwellen 14 treibt er die Räder 1 und 2 an. Um das Gesamtmodell mathematisch einfacher beschreiben zu können, werden folgende Annahmen getroffen:

- Im Verhältnis zu den Hauptabmessungen sind kleine Schwingwinkel zu erwarten, so daß $\sin \alpha \approx \tan \alpha$, $\cos \alpha \approx 1$ und $\alpha \approx 0$ gesetzt werden können.

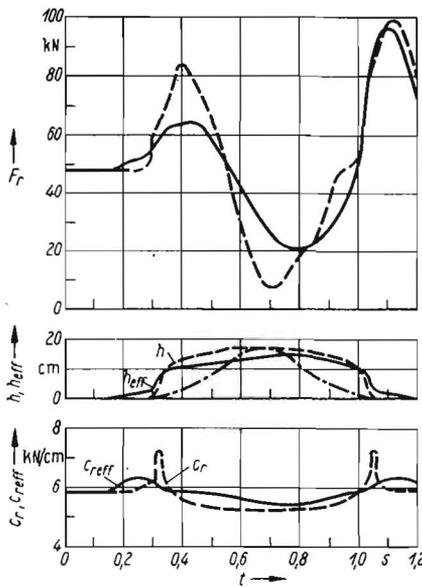


Bild 2. Einfluß der Glättungseigenschaften des Reifens auf effektive radiale Federkonstante $c_{r,eff}$, effektive Fahrbahnhöhe h_{eff} und Radialkraft F_r

- mit Berücksichtigung des Glättungseinflusses
- ohne Berücksichtigung des Glättungseinflusses
- Form des Ausgangshindernisses

- Die Rotation von Gestell und Pendelachse um die fahrzeugfeste Hochachse sowie die Massenkkräfte und die Bewegung der Radaufstandspunkte in Seitenrichtung sind vernachlässigbar klein. Das Drehmomentgleichgewicht um die fahrzeugfeste Hochachse und das Kräftegleichgewicht in Seitenrichtung brauchen deshalb nicht untersucht zu werden.
- Das Gestell und die Pendelachse sind starr.
- Im ruhenden Zustand ist das Fahrzeug zu seiner x-y-Ebene symmetrisch.

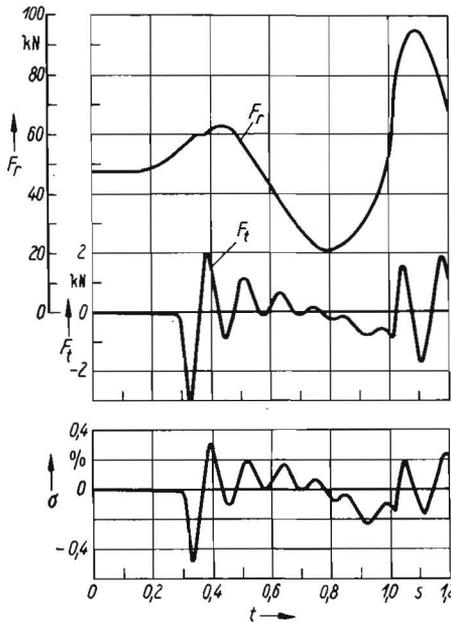
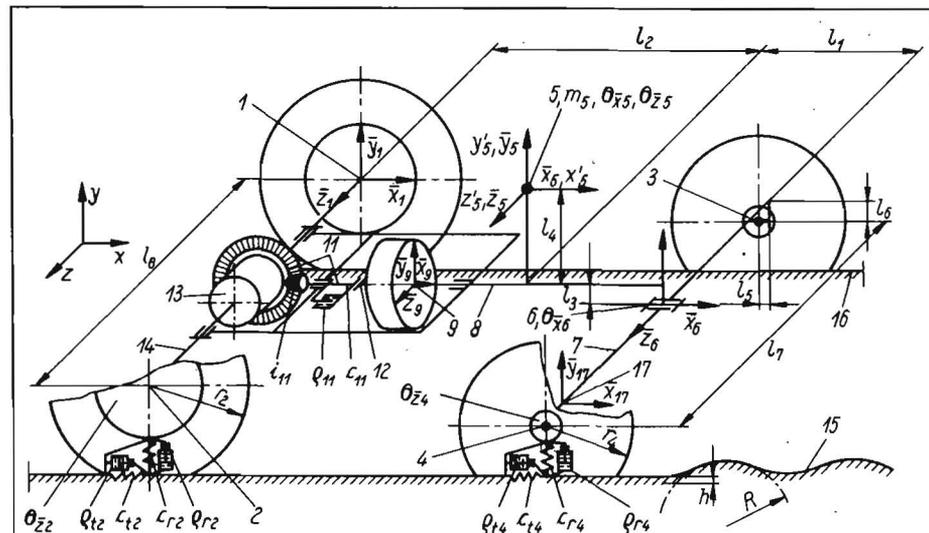


Bild 3. Schlupf σ , Radialkraft F_r und Tangentialkraft F_t eines Radmodells

3.2. Teilmodell von Gestell und Pendelachse
Die Elemente dieses Teilmodells sind starr und damit durch Längen, Massen und Trägheitsmomente charakterisierbar. Zur geometrischen Beschreibung des Modells dienen die Längen l_1 bis l_8 . Diese Größen reichen aus, um das Modell auf sehr verschiedenartige Fahrzeuge anzuwenden.

Die Fahrzeug-Gesamtmasse ist m_5 . Sie entsteht aus der Summe aller Einzelmassen und wird im Fahrzeug-Gesamtschwerpunkt 5 angesetzt. Die Berücksichtigung der Masse der Pendelachse im Gesamtschwerpunkt ist gerechtfertigt, weil die Veränderung der Lage des Schwerpunkts der Pendelachse gegenüber dem Gestell vernachlässigt werden kann. Die Trägheitsmomente Θ_{x_5} , Θ_{z_5} und Θ_{x_6} beschreiben die Drehträgheit von Gestell und Pendelachse. Sie beziehen sich auf die durch einen Querstrich gekennzeichneten fahrzeugfesten Achsen. Θ_{x_6} gilt für die Drehachse x_6 und ist das Trägheitsmoment der Pendelachse 7 mit den Rädern 3 und 4. Die Größen Θ_{x_5} bzw. Θ_{z_5} stellen die Trägheitsmomente des übrigen bzw. des gesamten Fahrzeugs um die x_5 - bzw. z_5 -Achse dar.

Bild 4. Gesamtmodell des Fahrzeugs



3.3. Teilmodell des Antriebs

Das Teilmodell des Antriebs ist aus dem Motor 9, der Reibkupplung 12, dem Getriebe 11, dem Differential 13 und den Radwellen 14 (Bild 4) zu bilden.

Da sich die folgenden Untersuchungen auf die Überfahrt großer Fahrbahnebenheiten konzentrieren, sind für die Betrachtungen relativ kleine Fahrgeschwindigkeiten zu erwarten, d. h. Gänge mit großem Übersetzungsverhältnis sind eingeschaltet. Dadurch ergibt sich aber für die reduzierten Trägheitsmomente des Motors gegenüber den Trägheitsmomenten der übrigen Antriebsteile ein verhältnismäßig großer Wert. Der Motor kann deshalb als Drehkörper aufgefaßt werden, der eine konstante Drehgeschwindigkeit um seine Eigendrehachse besitzt. Ferner haben vergleichende Elastizitätsbetrachtungen ergeben, daß die reduzierte Drehelastizität der Antriebs Elemente wesentlich kleiner als die Drehelastizität der Reifen ist.

Deshalb können die Trägheitsmomente zwischen Motor und Radnaben auf diese beiden Elemente verteilt werden. Der Antrieb ist dadurch trägheitslos. Er besitzt nur die reduzierte Elastizität c_{11} , den reduzierten Dämpfungswiderstand q_{11} sowie das Gesamtübersetzungsverhältnis i_{11} .

Das Getriebe wird vom Motor über die Kupplung angetrieben. Durch das Reibmoment der Kupplung wird das maximale Getriebe-Eingangsdrehmoment M_{X12} begrenzt.

3.4. Teilmodell Rad-Fahrbahn

Die Bildung eines Rad-Fahrbahn-Modells wurde bereits von den Verfassern behandelt [19]. Es ergab sich das im Bild 5 gezeigte Modell. Dieses Modell berücksichtigt folgende Annahmen:

— Das Rad wird durch seine Masse, sein Trägheitsmoment Θ_{zi} , seine radiale sowie tangentielle Elastizität c_{ri} , c_{ti} und seine Dämpfungswiderstände q_{ri} , q_{ti} dargestellt. Die Dämpfungskräfte sind geschwindigkeitsproportional, die Elastizitäten abschnittsweise konstant.

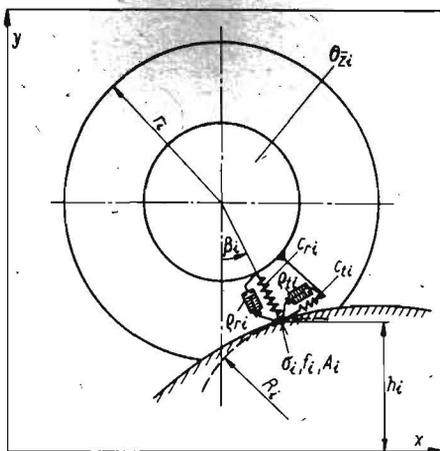


Bild 5. Radmodell

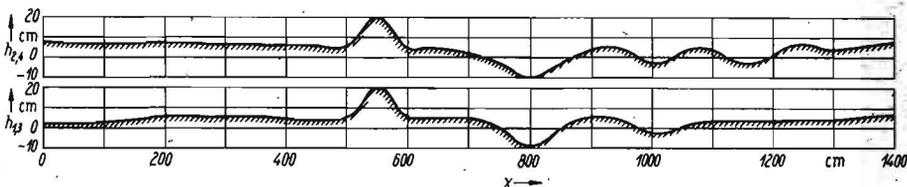


Bild 6. Verlauf der Fahrbahn

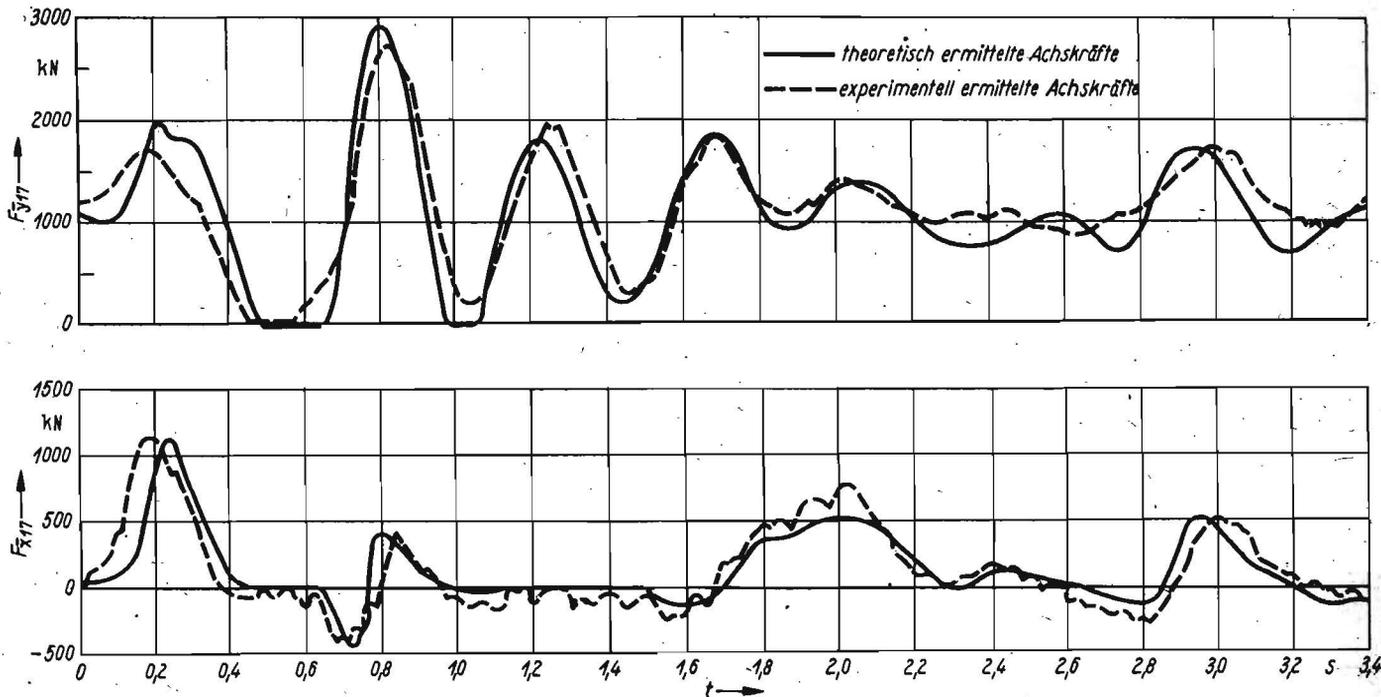
- Das Rad stützt sich im Punkt A_i auf der Fahrbahn ab. Der Aufstandspunkt ergibt sich aus der kürzesten Entfernung zwischen Radmitte und Fahrbahn.
- Die Fahrbahn wird durch ihre Höhe h_i , ihren Steigungswinkel β_i und ihre Krümmung R_i beschrieben.
- Die Horizontalgeschwindigkeit des Radmittelpunkts ist nicht konstant.
- Am Rad entsteht durch den Rollwiderstandsbeiwert f_i ein Rollwiderstand.
- Das radial unbelastete Rad besitzt den Radius r_i .

Zwischenzeitlich erfolgten an diesem Modell Verbesserungen. So wurde mit Hilfe von Testrechnungen erkannt, daß durch die Berücksichtigung des Schlupfes σ_i an Triebrädern sowohl die Bewegungs- als auch die Kräfteverhältnisse besser wiedergespiegelt werden. Das trifft jedoch für Laufräder weit weniger zu, so daß im folgenden der Schlupf nur bei Triebrädern einbezogen wird.

Weiterhin konnte die scheinbare Fahrbahnglättung durch das „Schluckvermögen“ des Reifens angenähert berücksichtigt werden. Nachdem der Radaufstandspunkt und die Radialkraft bekannt waren, konnte die Latschlänge näherungsweise bestimmt werden. Danach erfolgte an sieben gleichmäßig über der Latschlänge verteilten Punkten die Bestimmung der dort vorhandenen Höhen und Krümmungen. Der Glättungseffekt wurde dadurch erreicht, indem nicht Höhe und Krümmung am Aufstands-

punkt, sondern die entsprechenden arithmetischen Mittelwerte der genannten sieben Punkte als Störgrößen aufgewendet wurden. Probeweise wurde diese Methode auch auf die Festlegung des Steigungswinkels β_i der Fahrbahn übertragen. Die mit dem Steigungswinkel errechneten Radialkräfte zeigten jedoch gegenüber vergleichbaren experimentellen Ergebnissen eine wesentlich andere Tendenz. Deshalb wurde für die Schwingberechnungen der aus Radmittelpunkt und Aufstandspunkt berechnete Fahrbahn-Steigungswinkel β_i verwendet.

Bild 7. Theoretisch und experimentell ermittelte Achskräfte



4. Differentialgleichungen des Schwingungsmodells

Die Bewegungen des Modells werden durch gewöhnliche Differentialgleichungen beschrieben. Sie wurden nach d'Alembert über Gleichgewichtsbetrachtungen erstellt. Auf das entstandene System von gekoppelten Differentialgleichungen wirkt die Fahrbahn als Störung. Folgende generalisierte Koordinaten wurden verwendet:

- Vertikalbewegungen der vier Radmittelpunkte
- Horizontalbewegung des Gesamtschwerpunkts
- Drehbewegungen der vier Radnaben
- Drehbewegung des Antriebsmotors
- Drehbewegung der getriebeseitigen Kupplungshälfte (ist nur bei rutschender Kupplung von der Drehbewegung des Antriebsmotors verschieden).

Vor der rechnerischen Untersuchung mußten die schwingungstechnischen Parameter festgelegt werden. Die Ermittlung der Elastizität, der Drehträge und des Übersetzungsverhältnisses des Antriebs erfolgten rechnerisch nach Zeichnungsunterlagen, die Festlegung des Getriebedämpfungswiderstands, des Rollwiderstandsbeiwerts und der Schlupfcharakteristik nach Angaben aus der Fachliteratur. Die weiteren Werte wurden experimentell bestimmt, außerdem der Verlauf der linken und rechten Fahrbahn. Aus dem aufgezeichneten Höhenverlauf wurden manuell die Fahrbahnkrümmungsradien ermittelt.

Bei der Bestimmung der abschnittsweise geltenden Federkonstanten der Reifen wurde festgestellt, daß sie vom Reifennendruck, von der Fahrbahnkrümmung, von der Schwingfrequenz und von der Rollgeschwindigkeit abhängen. Die tangentialen Federkonstanten werden ebenfalls durch Reifennendruck, Fahrbahnkrümmung, Schwingfrequenz sowie Normalkraft des Rades beeinflusst. Die Dämpfungswiderstände des Reifens zeigten eine starke Frequenzabhängigkeit.

Die Lösung des Systems von Differentialgleichungen erfolgte für einige Varianten mit einem digitalen Simulationsprogramm [20].

5. Vergleich zwischen Rechnung und Messung

Um die Güte des abgeleiteten Fahrzeug-Fahrbahn-Modells nach Bild 4 beurteilen zu können, erfolgte eine experimentelle Überprüfung der Rechenergebnisse. Für das beschriebene Gesamtmodell wurde dabei im Bild 6 gezeigte Fahrbahn zugrunde gelegt. Die theoretisch und experimentell ermittelten Vertikal- und Horizontalkräfte F_{y17} und F_{x17} (Bild 4) an der Achse eines landwirtschaftlichen Fahrzeugs sind im Bild 7 dargestellt. Man kann erkennen, daß die theoretischen Ergebnisse mit den experimentellen Werten genügend genau übereinstimmen.

Das bedeutet, daß das abgeleitete Fahrzeug-Fahrbahn-Modell zur Bestimmung der Kräfte und Bewegungen eines landwirtschaftlichen Fahrzeugs beim Überfahren von großen Fahrbahnebenen geeignet ist. Somit können die Endwerte von Lastkollektiven theoretisch bestimmt und quasistatische Berechnungen an Tragwerken vorgenommen werden. Bei dieser Berechnung kann man den zeitlichen Zusammenhang einzelner Belastungskomponenten berücksichtigen.

Außerdem ist es auch möglich, den errechneten Belastungsverlauf zu klassieren. Das Klassierergebnis kann ein eigenes Kollektiv bilden und in das Lebensdauer-Lastkollektiv eingehen.

6. Zusammenfassung

Erarbeitet wurde ein Fahrzeug-Fahrbahn-Modell mit dem viele landwirtschaftliche Fahrzeuge bei der Überfahrt großer Fahrbahnebenen nachgebildet werden. Mit dem Modell können die Bewegungs- und Belastungsgrößen dieser Fahrzeuge hinreichend genau bestimmt werden.

Literatur

- [1] Mitschke, M.: Dynamik der Straßenfahrzeuge Verlag Springer 1972.
- [2] Gauß, F.; Isermann, H.: Wanken und Kippen von Sattelfahrzeugen. ATZ 76 (1974) S. 73—78.
- [3] Gnadler, R.: Das Fahrverhalten von Kraftfahrzeugen bei instationärer Kurvenfahrt mit verschiedener Anordnung der Hauptträgheitsachsen und der Rollachse. TH Karlsruhe, Dissertation 1971.
- [4] Hlawitschka, E.: Beitrag zur Berechnung und Messung vertikaler und horizontaler Radkräfte an

Traktoren beim Überrollen von Einzelhindernissen. Universität Rostock, Dissertation 1969.

- [5] Laszabny, N. A.: Osnovnye konstruktivnye parametry, vlijajuschie na plavnostchoda zernogo kombajna. Traktory i sel'chozmasiny (1971) H. 4, S. 25—27.
- [6] Mitschke; Beermann; Helms: Fahrsicherheit und Straßenschonung von ungefederten Fahrzeugen. Dt. Kraftfahrtforschung, H. 208.
- [7] Rehkugler, G. E.: Dynamic Analysis of Automatic Control of Combine Header Height. Transactions of the ASAE (1970) S. 225—231.
- [8] Dromasko, V. N.: Rascet pokazetelej plavnosti choda kolesnych traktorov s po dressorenyim ostovom. Traktory i sel'chozmasiny 38 (1968) H. 9, S. 16—18.
- [9] Hudson; Diener; Dubbe: Development of Simplified Equations for Simulation of Traktor Response to Dynamic Trailing Loads. Transactions of the ASAE 16 (1973), S. 862—868.
- [10] Jacenko, Schupljahov: Peremennaja nagruzenost transmissi avtomobilja. Avtomobilnaja promyslennost (1969) H. 5, S. 15—18.
- [11] Koch; Burhele; Marley: Verification of a Mathematical Model to Predict Tractor Tipping Behavior. Transactions of the ASAE 13 (1970) S. 67—72, 76.
- [12] Kraus: Entwicklungstendenzen heutiger Kraftfahrzeugkupplungen. ATZ 71 (1969) S. 321—328.
- [13] Kühlborn, H.: Ein Beitrag zum Drehschwingungsverhalten des Systems Ackerschlepper-Landmaschinen. TU Berlin, Dissertation 1970.
- [14] Smith; Liljedahl: Simulation of Rearward Overturning of Farms Tractors. Transactions of the ASAE 15 (1972) S. 818—821.
- [15] Coenenberg, H. H.: Zum Verhalten der Kupplung im Schleppertriebwerk. TH Braunschweig, Dissertation 1962.
- [16] Glaubitz, H.: Das Kraftfahrzeugtriebwerk als Drehschwingungssystem. Konstruktion 10 (1958) S. 233—243.
- [17] Pershing; Yoerger: Simulation of Tractors for Transient Response. Transactions of the ASAE 12 (1969) S. 715—719.
- [18] Soucek, R.: Modellierung der Fahrt selbstfahrender Landmaschinen. Vortrag, gehalten auf dem 2. Kolloquium Zuverlässigkeit und ökonomischer Materialeinsatz bei Landmaschinen vom 10. bis zum 14. September 1973 in Brielow.
- [19] Hofmann, K.; Müller, H.: Vertikal- und Horizontalkräfte an luftbereiften Rädern beim Überfahren von Hindernissen. agrartechnik 24 (1974) H. 3, S. 148—151.
- [20] Arndt; Langer: DIGSIM — ein Programm zur digitalen Simulation und Optimierung verfahrenstechnischer Systeme. Chem. Techn. 14 (1972) S. 199—201.

A 1474

Hydrostatische Lenkung von Fahrzeugen

Dipl.-Ing. F. Seidel, KDT, VEB IRZ Karl-Marx-Stadt, Betrieb des VEB Kombinat ORSTA-Hydraulik

1. Aufbau und Wirkungsprinzip hydrostatischer Lenksysteme

In den letzten Jahren setzten sich aufgrund ihrer Vorzüge zunehmend die gestängelten hydrostatischen Lenksysteme durch. So werden gegenwärtig selbstfahrende Landmaschinen, wie die Mährescher E 512 und E 516, der Schwadmäher E 301, der Feldhäcksler E 280, aber auch Traktoren, Bau- und Straßenbaumaschinen, Lader, Stapler und Mobilkrane mit hydrostatischen Lenksystemen ausgerüstet.

Der prinzipielle Aufbau eines hydrostatischen Lenksystems ist im Bild 1 dargestellt. Die für den Lenkvorgang benötigte Servoenergie wird von einer motorgetriebenen Hydraulikpumpe als Druckölstrom bereitgestellt und einem

Lenkaggregat zugeführt. Das Lenkaggregat, mit dem das Lenkrad mechanisch verbunden ist, bildet das Kernstück eines derartigen Lenksystems. In ihm wird der zugeführte Ölstrom während der Lenkpausen drucklos in den Ölbehälter zurückgeführt, beim Lenkvorgang aber als Stellvolumen in Abhängigkeit von der Lenkraddrehrichtung und -drehgeschwindigkeit über Steuerrollleitungen auf einen Lenkzylinder geleitet. Dieser führt unter der Wirkung des von der Hydraulikpumpe erzeugten Stelldrucks eine Hubbewegung aus, die auf die Spurstangenhebel der zu lenkenden Räder wirkt und deren Lenkausschlag hervorruft.

Die Proportionalität von Lenkraddrehwinkel und Lenkzylinderhub wird erreicht, indem das Stellvolumen ein im Lenkaggregat enthaltene

Verdrängersystem durchströmt, das als Meßmotor arbeitet und eine dem durchfließenden Volumen proportionale Drehung ausführt. Diese Drehung wird mit der eingeleiteten Lenkraddrehung im Steuerventil des Lenkaggregats verglichen, das letztlich den Stellstrom solange zum Lenkzylinder steuert, bis Übereinstimmung von Lenkrad- und Meßmotordrehung herrscht.

Bei fehlender Servoenergie, z. B. bei Motorstillstand während des Anschleppens, ist manuelle Lenkung möglich. Dabei arbeitet das im Lenkaggregat enthaltene Verdrängersystem als Pumpe, die über das Lenkrad manuell vom Fahrer angetrieben wird. Die Pumpe erzeugt einen Stelldruck und fördert ein dem Lenkraddrehwinkel proportionales Stellvolumen vom