

Landtechnische Forschung

HERAUSGEBER: KURATORIUM FÜR TECHNIK IN DER LANDWIRTSCHAFT
UND LANDMASCHINEN- UND ACKERSCHLEPPER-VEREINIGUNG IM VDMA

Heft 6/1962

MÜNCHEN

12. JAHRGANG

Hans Helmut Coenenberg:

Das „äußere“ Schwingungsverhalten von Ackerschleppern, insbesondere ihre dynamischen Achslasten

Institut für Schlepperforschung, Braunschweig-Völkenrode

Dieser Beitrag schließt an Untersuchungen an, über die kürzlich in dieser Zeitschrift berichtet wurde („Dynamische Beanspruchungen bei Ackerschleppern“ [1]). Die dort verwendeten Formelzeichen und Symbole wurden beibehalten und so ergänzt, daß die Bezeichnungsweise und mathematische Schreibweise sich in den Grundzügen auch mit der bei neueren Untersuchungen des Fahr- und Schwingungsverhaltens von Kraftfahrzeugen benutzten deckt.

Für die hier nun im ersten Teil behandelte Analyse des Schwingungsverhaltens waren einige mathematische Ableitungen (auch als Basis für eine „Schlepper-Dynamik“) nicht zu umgehen. Im zweiten Teil folgen dann die Besprechung der Versuche und die Diskussion der Ergebnisse.

Die von den einzelnen Rädern der Ackerschlepper aufzunehmenden Belastungen sind beim Arbeiten oder Fahren bekanntlich von den „Ruhe-Radlasten“ des auf ebener Bahn abgestellten Schleppers sehr verschieden.

Die statischen und quasi-statischen Änderungen, beispielsweise durch Anbauen oder Aufsatteln von Geräten oder Maschinen, Ballastgewichte oder Nutzlasten, durch die Frontlader-Arbeit, durch Fahr- und Zugwiderstände, Beschleunigungen, Steigung, Seitenneigung, Zentrifugalkräfte bei Kurvenfahrt, sind bekannt. Sie können mit den Mitteln der ebenen oder räumlichen Statik erfaßt und in ihren Auswirkungen sowie gegebenenfalls in ihren Grenzen (z. B. völlige Entlastung eines Rades) relativ leicht übersehen werden [2...13]. Die Größenordnung der hierdurch bewirkten Änderungen bleibt im allgemeinen zwischen Null und dem etwa doppelten der „Ruhe-Radlast“ [4; 5].

Den quasi-statischen Fahrzuständen sind außerdem — wie aus Messungen immer wieder hervorgeht — fast ständig Schwingungen überlagert. Dadurch pendeln die Achs- oder Radlasten um die jeweiligen quasi-statischen Werte, unter Umständen mit großen Amplituden zwischen null und — nach bisherigen Erfahrungswerten — mehr als dem drei- bis vierfachen der statischen Last. Für eine beanspruchungsgerechte Gestaltung und Bemessung der betreffenden Bauteile sollten diese Werte nach Zahl und Höhe beziehungsweise prozentualer Häufigkeit eigentlich bekannt sein. Bislang fehlen jedoch noch entsprechende Untersuchungen, so daß der Konstrukteur auf Einzelergebnisse [1; 11...24] sowie Erfahrungswerte oder spezielle Messungen der Hersteller angewiesen ist.

Damit bestand die Aufgabe, das Bewegungs- und Schwingungsverhalten von Ackerschleppern zu analysieren, vor allem bei Betriebs- und Fahrzuständen mit heftigen Schwingungen, die auf hohe dynamische Rad- beziehungsweise Achslasten schließen lassen, sowie unter Berücksichtigung angebaute Arbeitsgeräte oder angehängter beziehungsweise aufgesattelter Maschinen oder Wagen. In entsprechenden Versuchsreihen waren die auftretenden Kräfte, Beschleunigungen und dergleichen zu messen. Aus Rechnung und Versuch war auf die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf

andere Schlepper beziehungsweise Einsatzbedingungen zu schließen.

Ferner war festzustellen, ob sich die Vielseitigkeit und Vielfalt der landwirtschaftlichen Arbeitsbedingungen über das Schwingungsverhalten übersichtlich erfassen lassen und welche Kriterien und Merkmale hierfür anzuwenden sind. Daraus sollten sich auch als erster Schritt zu einer Synthese gewisse Anhalte über die Belastungen beziehungsweise Beanspruchungen während der Lebensdauer des Schleppers ableiten lassen.

1. Schwingungsverhalten von Ackerschleppern auf unebener Bahn

Die Bauarten der überwiegend als hinterradgetriebene Vierradschlepper ausgeführten Ackerschlepper, ihre Abwandlungen zu Tragschleppern und Geräteträgern sowie die übliche Fahrwerksanordnung mit starrer Hinterachse und pendelnder Vorderachse sind bekannt [15...17]. Ihr quasi-statisches Fahrverhalten kann der „Fahrmechanik“ entnommen werden [2...13; 16; 17].

Die zum Teil sehr heftigen Schwingbewegungen der Schlepper sind bislang aber nur im Hinblick auf das Verringern der Erschütterungen des Fahrers mittels zweckmäßiger Anlenkung, Federung und Dämpfung des Fahrersitzes und auch fast nur für Leerfahrt des Schleppers untersucht worden [25, mit Schrifttum]. Die Beanspruchungen der Baugruppen des Schleppers, vor allem des Fahrwerks, lassen sich daraus auch nur überschlägig für Leerfahrt des Schleppers ableiten.

Neuere Untersuchungen zeigten den außerordentlichen Einfluß des Schwingungsverhaltens des Schleppers und der mit ihm verbundenen Systeme auf die Belastungen, beziehungsweise Beanspruchungen der Baugruppen und -teile [1; 14; 18...24; 26...32]. Zur Abrundung des Allgemeinbildes sowie als Grundlage für die Klärung der dynamischen Rad- beziehungsweise Achslasten blieb jedoch noch eine Vertiefung der Analyse des Schwingungsverhaltens erforderlich. Hierzu konnte zwar von der in den letzten Jahren erfolgreich vorangetriebenen rechnerischen Behandlung des Schwingungsverhaltens der Straßenfahrzeuge ausgegangen werden [28...32]; wegen der sehr unterschiedlichen Eigenschaften der Schwingungssysteme sowie der anders gearteten Untersuchungsaufgaben kann die mathematische Behandlung jedoch nur in den Grundzügen übernommen werden. Auf diesen baut sich dann eine eigene „Schlepper-Dynamik“ auf, in die sich die Ergebnisse bereits durchgeführter Untersuchungen [1; 14; 19; 21...23; 26] organisch einfügen.

1.1 Bewegungen des Schleppers auf unebener Bahn

Bewegt sich ein Ackerschlepper auf einer „befahrbaren“ Bahn (Straße, Feldweg, Ackerboden oder dergleichen), so folgen die Räder bei sehr langsamem Fahren der jeweils überrollten Oberflächenkontur (Bild 1); in feste Fahrbahnen vermögen sie nicht

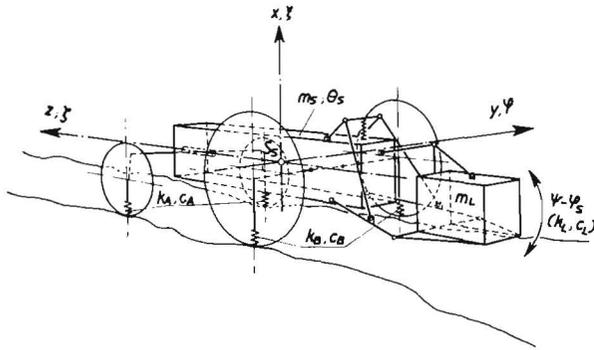


Bild 1: Vereinfachtes Ersatz-Schwingungssystem eines Schleppers mit hinten angelenkter Masse eines Anbaugeräts auf unebener Bahn

gekennzeichnet durch Masse und Massenverteilung des Schlepperrumpfes, Federung und Dämpfung (nicht gezeichnet) der Räder, pendelnde Vorderachse, hauptsächlich hydraulische Federung und Dämpfung (nur als Feder dargestellt) der Masse des Anbaugeräts (die Dreipunktanlenkung sei seitlich spielfrei und elastisch)

einzufragen, in weiche Böden dagegen mit teils elastischer, teils plastischer Verformung (Bildung von Fahrspuren). Die Weichheit der Luftreifen und ihre Profilierung vermögen im Verhältnis zur Aufstandsfläche kleine Unebenheiten zu schlucken. Die Aufstandspunkte des Fahrzeugs auf der Bahn liegen im allgemeinen Fall nicht in einer Ebene. Der deshalb erforderliche Höhenausgleich der Räder wird bei Ackerschleppern bekanntlich meistens über eine pendelnd aufgehängte Vorderachse erzielt; die Radlasten ändern sich daher nur proportional den durch die Unebenheiten bewirkten Verlagerungen des Schwerpunktes. Andere Fahrzeuge (z. B. Ackerwagen oder Straßenfahrzeuge) müssen die Höhenunterschiede der Räder dagegen durch Federwege der Reifen und Rad- beziehungsweise Achsaufhängung sowie gegebenenfalls Verwindungen des Rahmens oder Aufbaues ausgleichen; dementsprechend ändern sich auch die von den Rädern aufzunehmenden Belastungen.

Die Schwerpunkts-Verlagerungen und entsprechenden Radlast-Änderungen eines langsam fahrenden Ackerschleppers können bei den meist nur wenige Zentimeter betragenden Niveau-Unterschieden der Unebenheiten noch vernachlässigbar klein bleiben. Der Schlepper „kopiert“ jedoch mit seiner ungefederten Hinterachse die von dieser überrollte Quernigung, während davon unterschiedliche Quernigungen der Vorderachse entsprechend der Höhe ihres Pendelpunktes Relativ-Querbewegungen des Vorderteils des Schlepperrumpfes zur Folge haben.

Wird eine unebene feste Bahn mit bekannten und ausnahmsweise ziemlich regelmäßigen Unebenheiten zunächst langsam und dann immer schneller befahren, so wächst auch die „Schnelligkeit“ der Lageänderungen des Schleppers, das heißt, es treten an jedem Massenpunkt Beschleunigungen und damit entsprechende Trägheitskräfte auf. Diese haben in den Rad-Aufstandsflächen jeweils gewisse Änderungen der Radlasten gegen die quasi-statischen Werte sowie Querkkräfte zur Folge, an den Triebrädern auch nahezu ständige Änderungen der Umfangskräfte.

Die Federungseigenschaften der Luftreifen und gegebenenfalls der Vorderachse der Ackerschlepper können das erörterte Bewegungsverhalten des Fahrzeuges gegen ein mit starren Rädern ausgestattetes wesentlich beruhigen. Gleichzeitig wird das Fahrzeug selbst aber zu einem sehr schwingungsfähigen System. Bei schnellerem Fahren ist daher in irgendeinem Augenblick die Lage des Fahrzeuges von der bei ausschließlichem „Kopieren“ der Fahrbahn um einen „Schwigungsanteil“ verschieden. Dessen Größe und räumliche Lage hängt in erster Linie davon ab, ob die sich aus den im allgemeinen unregelmäßigen „Wellenlängen“ der Fahrbahn (längs und quer zur Fahrtrichtung) und der Geschwindigkeit ergebenden Frequenzen (zeitabhängig) langsamer, gleich oder schneller als die Eigenfrequenzen der Schwingungssysteme des Schleppers sind. Bei Frequenzgleichheit läge momentan Resonanz und damit die größtmögliche Schwingungsanregung vor. Hierdurch werden die Schwingwege oft soweit vergrößert, daß einzelne Räder beziehungsweise Achsen völlig von der Fahrbahn abspringen und in anderen Augenblicken über hohe Beschleunigungen und entsprechende Vielfache der statischen Lasten schnelle Lageänderungen des Fahrzeugrumpfes erzwingen.

Nach Art und Heftigkeit unterscheiden sich diese Schwingbewegungen der Ackerschlepper von denen der Straßenfahrzeuge besonders darin, daß

- eine weiche und gut gedämpfte Aufbau-Federung fehlt, die auch nicht von den Schlepper-Triebtradreifen trotz ihrer im Verhältnis zu Straßenfahrzeug-Reifen sehr viel größeren Weichheit ersetzt werden kann;
- die aus den Aufstandspunkten der Hinterräder und dem Pendelbolzen der Vorderachse bestehende dreieckige „Aufstandsbasis“ schon statisch relativ größere Lageänderungen des Schlepperrumpfes bedingt als die meist wesentlich längere und vor allem rechteckige von Straßenfahrzeugen;
- die Hauptmassen des Schlepperrumpfes im allgemeinen kompakt zusammengebaut sind;
- Anbaugeräte und gegebenenfalls Nutzlasten vom Schlepper (mittels Dreipunkt-Anlenkung und Kraftheber, Frontlader oder dergleichen) zum Teil weit außerhalb der Aufstandsbasis getragen werden müssen, wobei sich Federung und Dämpfung der Trage-Vorrichtung bislang beispielsweise nur nach dem Hubvermögen und nicht nach dynamischen Gesichtspunkten richteten [16; 33].

1.2 Erfassung und Analyse der Fahrbahn-Unebenheiten

Bislang sind die wirklichen Unebenheits-Verläufe der Bahnen, auf denen mit Schleppern gefahren und gearbeitet werden muß, noch weitgehend unbekannt. Man ist daher auf im wesentlichen gefühlsmäßige Beurteilungen sowie grobe Vergleiche des augenscheinlichen Zustandes mit irgendwelchen, allgemein verständlichen Kriterien hinsichtlich „Rauhigkeit“ oder „Welligkeit“ und Regelmäßigkeit oder Unregelmäßigkeit der Unebenheiten angewiesen.

Das liegt vor allem daran, daß die Anwendung naheliegender, direkter Meßverfahren (z. B. optisches Ausmessen mittels Nivelliergerät und Meßplatten oder mechanisches Abtasten und Aufzeichnen mittels Schreibwerk von einer ebenen Bezugschiene aus) umständlich und zeitraubend ist. Nachgiebige und im Laufe der Zeit veränderliche Fahrbahnen (Ackerböden und Feldwege) können so überhaupt nicht erfaßt werden. Bei Untersuchungen des Schwingungsverhaltens von Straßenfahrzeugen [27...30] hat es sich stattdessen als zweckmäßig erwiesen, die Vertikalbeschleunigungen eines mit konstanter Geschwindigkeit über die Bahn gezogenen Meßrades auf Magnetband zu registrieren. Durch zweifache Integration des Beschleunigungsverlaufs in einem Analogrechner kann daraus der Unebenheitsverlauf mit einer für die Untersuchungen durchaus befriedigenden Genauigkeit erhalten werden.

Die Unebenheitsverläufe wirklicher Fahrbahnen sind zwar im allgemeinen recht regellos und willkürlich, bleiben jedoch innerhalb gewisser Grenzen und weisen auch charakteristische, aber nicht einfach definierbare Merkmale auf. Als Beispiel hierzu zeigt Bild 2 die Profilaufnahme der Fahrspuren auf einem alten und stark verwitterten Knüppeldamm, der als Versuchsbahn für Schwingungsversuche besonders geeignet war [14].

Die mathematische Behandlung solcher mit gewissen Zufälligkeiten behafteter Verläufe, die sich auch in vielen anderen Gebieten der Fahrzeug-, Luftfahrt- und Raumfahrttechnik finden, ist gerade in den letzten Jahren bekanntlich sehr vorangetrieben worden [28...31; 34]. Dadurch kann eine von MITSCHKE entwickelte Betrachtungsweise [29; 30] in den Grundzügen unverändert für Untersuchungen des Schwingungsverhaltens von Ackerschleppern übernommen werden¹⁾.

Ein im Grunde beliebiger Verlauf eines Meßwertes kann bekanntlich für ein endliches Intervall über eine FOURIERSche Reihe und für ein unendliches über das FOURIERSche Integral (durch Zerlegen in Sinus- und Cosinusschwingungen mit unterschiedlichen Amplituden und Frequenzen) dargestellt werden:

$$f(t) = \int_0^{\infty} a(\omega) \sin(\omega t + \epsilon) d\omega$$

beziehungsweise in komplexer Schreibweise (s. auch [30])

$$f(t) = \int_0^{\infty} a(\omega) e^{i\omega t} d\omega. \quad (1)$$

¹⁾ Die Einzelheiten der Ableitung und Beweisführung sind bekannt und brauchen hier nur kurz gestreift zu werden; stattdessen sind Besonderheiten der landtechnischen Anwendung zu erörtern. Zum leichteren Einarbeiten wurde die übersichtliche Bezeichnungsweise von MITSCHKE [30] weitgehend beibehalten.

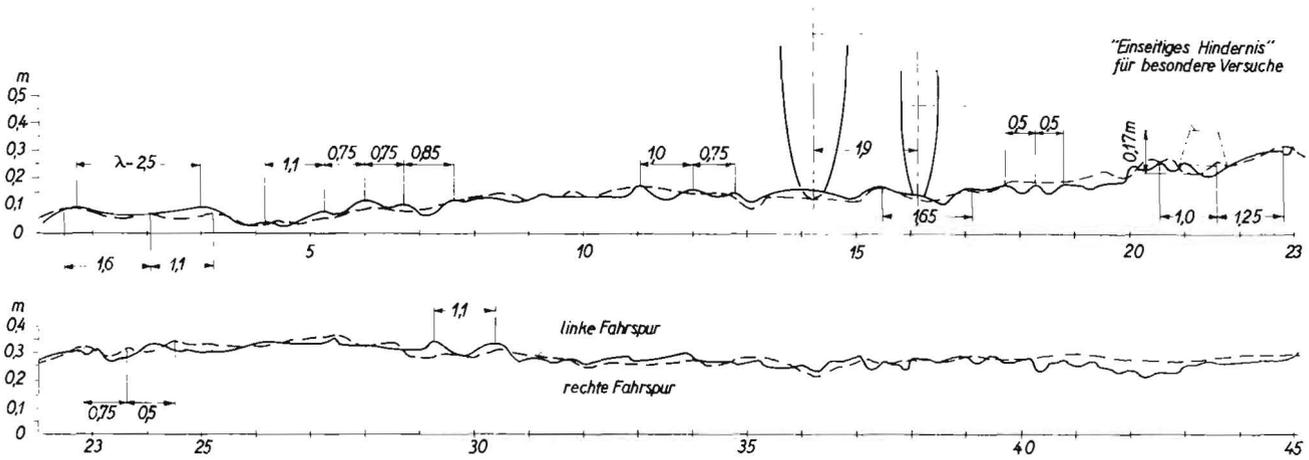


Bild 2: Profil der Fahrspuren einer Versuchs-Fahrbahn (alter Knüppeldamm)

Die Unebenheiten sind 5:1 überhöht; die angedeuteten Schlepper-Räder und das zeitweilig aufgelegte einseitige Hindernis veranschaulichen die Überhöhung der Unebenheiten sowie deren Wellenlänge im Verhältnis zum Radstand

In gleicher Weise läßt sich der Unebenheitsverlauf eines Fahrbahnprofils $h(z)$ als Summe unendlich vieler und unterschiedlicher Wellenlängen und Amplituden wegabhängig mit der „Weg-Kreisfrequenz“ darstellen:

$$h(z) = \int_{-\infty}^{+\infty} b(\Omega) e^{i\Omega z} d\Omega \quad (2a)$$

und mit $z = vt$ bei bekannter und konstanter Geschwindigkeit des Fahrzeugs auch als Funktion der Zeit:

$$h(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} b(\omega) e^{i\omega t} d\omega \quad (2b)$$

Hieraus entwickelte MITSCHKE die für die weiteren Überlegungen sehr wichtige Beziehung

$$a(\omega) = \frac{1}{v} \left| \frac{a(\omega)}{b(\omega)} \right| b(\Omega) \quad (3)$$

Diese besagt, daß das Amplitudenspektrum $a(\omega)$ des betrachteten Meßwertverlaufs (z. B. der Hinterachslast eines Ackerschleppers) durch die Geschwindigkeit v , das Amplitudenspektrum $b(\Omega)$ der Fahrbahnunebenheiten sowie durch den absoluten Betrag des Quotienten $|a(\omega)/b(\omega)|$, den sogenannten Vergrößerungsfaktor, bestimmt wird. Der letztere hängt von den Eigenschaften und Kenndaten der beteiligten Schwingungssysteme ab. Sind diese und ihre spektrale Verteilung sowie die der Fahrbahnunebenheiten bekannt, so kann auch die spektrale Verteilung der betrachteten Meßwert-Schwankungen $a(\omega)$ erhalten werden.

Die vorstehende Beziehung Gl. (3) enthält allerdings noch nicht den Einfluß weiterer und gerade bei Ackerschleppern sehr wichtiger Schwingungsanregungen, insbesondere durch stark wechselnde Umfangskräfte an den Triebbrädern sowie die unter Umständen sehr heftigen Längs-, Quer- und Stützkräfte in der Anhängerkupplung oder dergleichen. Hierauf ist noch einzugehen. Zur Kennzeichnung der Schwankungen eines Meßwertes kann die Streuung \bar{f} dienen, die über den quadratischen Mittelwert für das Zeitintervall t_i mit

$$\bar{f}^2 = \frac{1}{t_i} \int_{-t_i/2}^{+t_i/2} f^2(t) dt \quad (4)$$

der Schwingungsfunktion $f(t)$ errechnet werden könnte. Der grundsätzliche Zusammenhang wird jedoch erst durch Einführen der Gln. (1), (2a) und (3) ersichtlich:

$$\bar{f}^2 = \int_0^{\infty} \left| \frac{a(\omega)}{b(\omega)} \right|^2 \Phi_F(\omega) d\omega \quad (5)$$

In dieser wurde der Faktor $\Phi_F(\omega)$ als Symbol für die spektrale „Dichte“ der Unebenheiten eingeführt. Diese ist proportional $|b(\omega)|^2$, das heißt, dem Quadrat der Beträge der komplexen Amplituden des durch Gl. (2b) gekennzeichneten Unebenheitsverlaufs. Wegen der quadratischen Abhängigkeit wurde die „spektrale Unebenheitsdichte“ $\Phi_F(\omega)$ auch als Power-Spektrum oder Energiedichte-Spektrum bezeichnet [30, mit Schrifttum; 34]. Zwischen der spektralen Unebenheitsdichte einer Fahrbahn mit der Weg-Kreisfrequenz Ω und dem auf das Fahrzeug bei kon-

stanter Geschwindigkeit zeitabhängig einwirkenden Energiedichte-Spektrum besteht die Beziehung

$$\Phi_F(\omega) = \frac{1}{v} \Phi_F(\Omega) \quad (6)$$

Die spektrale Unebenheitsdichte wirklicher Fahrbahnen ist bislang nur in relativ wenigen Fällen untersucht und angegeben worden [30, mit Schrifttum; 34]. Dabei zeigte sich jedoch, daß ein schon früher von MITSCHKE angegebenes vereinfachtes „Fahrbahn-Modell“ hinsichtlich der für die Schwingungseinwirkungen auf Fahrzeuge wesentlichen spektralen Unebenheitsdichte dem Verhalten wirklicher Fahrbahnen sehr nahekommen kann:

Als Vereinfachung wird unterstellt, die „Ersatzbahn“ habe Löcher und Erhebungen gleicher Höhen $\pm h_0$ von rechteckiger Form, aber willkürlich verschiedener Länge (Bild 3, rechts oben). Die Länge l beziehungsweise Dauer T der einzelnen Stufen soll sich dabei nach einer Poissonschen Wahrscheinlichkeitsverteilung

$$w(t) = \frac{1}{\bar{T}} e^{-t/\bar{T}} \quad (7)$$

verhalten, wobei $\bar{T} = \bar{l}/v$ der mittleren Länge \bar{l} der Stufen bei konstanter Geschwindigkeit v proportional ist. Über die Ersatz-Kreisfrequenz $v_K = 2\pi v/\bar{l}$ kann das Unebenheitsdichte-Spektrum solcher Funktionen nach [29] mit

$$\Phi_F(\omega) = \frac{2}{v_K} \cdot \frac{h_0^2}{1 + \pi^2(\omega/v_K)^2} \quad (8)$$

erhalten werden. Einige Beispiele sind in Bild 3 in doppelt-logarithmischen Koordinaten aufgetragen. Nahezu gleiche Unebenheitsdichte-Spektren wurden für wirkliche Fahrbahnen festgestellt [30]. Nach einer überschlägigen Ermittlung entspricht auch das in Bild 2 wiedergegebene Profil einer Versuchsbahn (Knüppeldamm) etwa einem Wahrscheinlichkeitsverlauf mit einer mittleren Wellenlänge von etwa 1 m und $h_0 \approx 4$ cm.

Zwar sind bei wirklichen und insbesondere landwirtschaftlichen Fahrbahnen die längerwelligen Unebenheiten meist wesentlich höher als die kurzwelligen; aus Bild 3 wird dazu aber ersichtlich, daß dadurch in doppelt logarithmischen Koordinaten die Neigung des abfallenden Astes der Wahrscheinlichkeitsverteilung unter Umständen überhaupt nicht verändert wird. Ferner bleibt zu berücksichtigen, daß für das Fahrzeug nur ein sehr enger Frequenzbereich der gesamten spektralen Verteilung Bedeutung hat.

Aus dem Vergleich der mit dem Stufenmodell erhaltenen Verteilungen der spektralen Unebenheitsdichte mit einigen von wirklichen Fahrbahnen erhaltenen wird ersichtlich, daß die unendlich große Variationsbreite möglicher Fahrbahnunebenheitsverläufe durch eine begrenzte Zahl von Unebenheitsdichte-Spektren wiedergegeben werden kann. Für ein bestimmtes Fahrzeug und dessen jeweils übliche Fahrgeschwindigkeiten wird man daher, wenn die Spektren erst einmal bekannt sind, zur Einengung auf eine kleine Gruppe typischer „Modell-Bahnen“ gelangen können, auf denen bei Variation der Geschwindigkeit bereits die

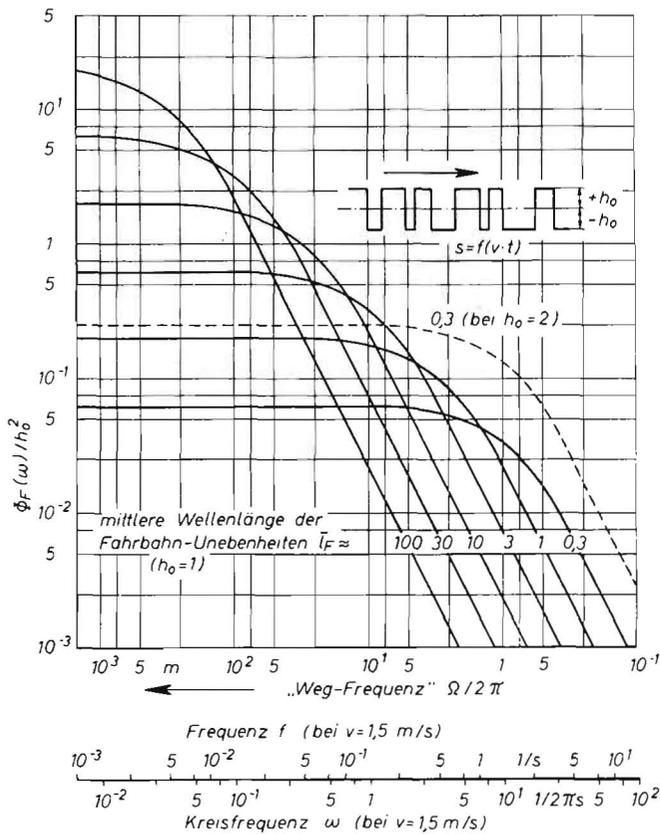


Bild 3: Spektrale Unebenheitsdichte-Verteilungen von Bahnen mit unregelmäßigen Stufenlängen (oben rechts angedeutet) nach Polssonschen Wahrscheinlichkeitsverteilungen verschiedener mittlerer Stufenlängen für $h_0 = 1$

„Wellenbahnen“ mit willkürlich veränderlichen Wellenlängen und wirkliche Fahrbahnen können gleichartige Verteilungen ergeben (Näheres siehe Text)

gesamte Variationsbreite der Schwingungsmöglichkeiten erhalten werden kann. Diese kann bei Untersuchungen hoher und höchster Beanspruchungen noch weiter eingeschränkt werden, weil während des dabei vorliegenden häufigeren und längeren Abspringens von Rädern oder Achsen die jeweils übersprungenen Strecken des Fahrbahnprofils (hauptsächlich die Gefälle-Anteile) völlig bedeutungslos sind.

1.3 Merkmale der wichtigsten Schwingungssysteme von Ackerschleppern

Nach der Analyse der Fahrbahn-Einflüsse auf das Schwingungsverhalten des Ackerschleppers ist nun dessen „Resonanz-Verhalten“ zu erörtern. Hierfür steht in Gl. (3) der Faktor $|a(\omega)/b(\omega)|$ als Symbol für die durch mehrere bis viele Freiheitsgrade der Schwingungssysteme gekennzeichneten Schwingungsfähigkeiten. Diese können auch für einen beliebigen Punkt des Systems und irgendeine Richtung als Wechselspiel von Bewegungen und Kräften hinsichtlich des zeitlichen Ablaufs und der spektralen Verteilung definiert werden, so beispielsweise vertikal an der Hinterachse des Schleppers. Werden nun in dieser Weise die vertikalen Schwingungsamplituden an ihr betrachtet, die spektrale Verteilung der komplexen Amplituden mit $a_{Bz}(\omega)$ bezeichnet und auf diejenige der Fahrbahnunebenheiten bezogen, so wird damit das spektrale Vergrößerungsverhältnis der Schwingungen an dieser Stelle wiedergegeben. Auf diese Weise kann mit der Beziehung

$$(I_{\text{dun}}^2)_{Bz} = \int_0^{\infty} \left| \frac{a_{Bz}(\omega)}{b_B(\omega)} \right|^2 (\Phi_F)_B(\omega) d\omega \quad (9)$$

der quadratische Mittelwert der Achslast-Schwankungen, das heißt, das Quadrat des Mittelwerts der Streuung, angegeben werden. Hierbei ist der Integrand das Produkt aus dem Unebenheitsdichte-Spektrum und dem Vergrößerungsfaktor; ihre Multiplikation ist, den spektralen Verteilungen entsprechend, über der unabhängig variablen Frequenz ω vorzunehmen. Durch die gewählte komplexe Schreibweise lassen sich — wie ebenfalls von MITSCHKE gezeigt — noch weitere für das Schwin-

gungsverhalten des Schleppers wichtige Beziehungen ableiten, insbesondere das Beschleunigungsverhalten der einzelnen Freiheitsgrade der beteiligten Schwingungssysteme, so beispielsweise mit

$$|\omega^2 a_{xz}(\omega)| = \frac{1}{v} \left| \frac{\omega^2 a_{xz}(\omega)}{b(\omega)} \right| |b(\Omega)| \quad (10)$$

für die Hubbeschleunigungen \ddot{x} des Schlepperrumpfes. Diese Beziehungen sind gegen Gl. (3) lediglich mit ω^2 erweitert (das durch das zweimalige Differenzieren der Veränderlichen anfällt). Für die übrigen Freiheitsgrade wie Nickbeschleunigungen, Beschleunigungen des Schwerpunktes des Anbaugerätes oder Beschleunigungen des Fahrers werden formal gleiche Beziehungen erhalten.

Bei Übertragen dieser für Straßenfahrzeuge entwickelten Betrachtungsweise auf das Schwingungsverhalten des Ackerschleppers und seiner Anbaugeräte sind einige in der Praxis übliche Variationen der Schwingungssysteme zu berücksichtigen.

1.31 Variationen durch Veränderungen der Abmessungen, der Masse und ihrer Verteilung und der Federung

Veränderungen der Abmessungen sind beispielsweise gegeben durch die Verstellmöglichkeit der Spurweiten, zum Teil auch des Radstandes bei Geräteträgern und durch die unterschiedlichen Reifendurchmesser. Veränderungen an der Masse ergeben sich beispielsweise durch festen Anbau von Zusatz-Aggregaten, Ballastgewichten, durch Befördern von Nutzlast und dergleichen. Bei der Federung ergibt sich die Veränderung beispielsweise aus den Variationen der Bereifung und ihres Luftdruckes, aus Wasserfüllung der Triebdrehreifen, durch Aufbringen von Gleitschutzketten oder Klappgreifern.

Durch diese Variationen ändern sich lediglich die Eigenfrequenzen (und deren Kopplung) des Ersatz-Schwingungssystems des allein fahrenden Schleppers. Hierfür wurden (bei Vernachlässigen relativ unbedeutender Teilsysteme) die Ansätze für die Bewegungsgleichungen bereits angeschrieben [1]. Das System hat sechs Freiheitsgrade, das heißt, der Schlepperrumpf kann translatorische Schwingbewegungen in den drei Koordinaten-Richtungen sowie Drehungen um die Koordinaten-Achsen ausführen. Der Einfluß der Masse des Fahrers auf diese Schwingbewegungen kann vernachlässigt werden, ebenso der von höherfrequenten Teilsystemen wie der Vorderachse.

1.32 Variationen durch schwingungsfähig mit dem Schlepper verbundene und von ihm getragene Anbaugeräte

Diese Variationen können beispielsweise durch den Frontlader und (beziehungsweise oder) das Heck-Anbaugerät oder durch Ballastgewichte in der Dreipunkt-Gerätekupplung des Krafthebers hervorgerufen werden. Die hier erörterte Erweiterung der Schwingungssysteme des Schleppers ergibt zusätzliche Freiheitsgrade. Hierzu wurde bereits in [1] die Ergänzung durch eine punktförmig angenommene Masse behandelt, die in den drei Koordinatenrichtungen gefedert und gedämpft mit dem Schlepper verbunden ist. In diesem Fall kommen zu den sechs Freiheitsgraden des Schleppers drei translatorische der Gerätemasse hinzu. Daneben kann häufig eine winkelmögliche Anlenkung einer Zusatzmasse am Schlepper vorliegen, auf die wegen ihrer besonderen Bedeutung noch eingegangen wird.

1.33 Variationen durch Einflüsse äußerer Kräfte am Schlepper

Bei diesen Einflüssen handelt es sich um nach Größe und Richtung schwankende Deichselkräfte angehängter oder aufgesattelter Geräte oder Wagen und um Zugwiderstände angebaubarer Arbeitsgeräte. Hierzu gehören auch Einwirkungen durch teilweises Tragen der angebauten Arbeitsgeräte während der Arbeit unter dem Einfluß von Regelsystemen (z. B. des Krafthebers). In diesen Fällen wirken auf die Schwingungssysteme des Schleppers äußere Kräfte ein, die zwar auf einer losen Kopplung mit weiteren Schwingungssystemen beruhen, aber statistisch veränderliche Amplituden als Folge der unregelmäßigen Fahrbahnunebenheiten aufweisen. Diese Fälle lassen sich überschlägig in der Form betrachten, daß zum Beispiel in Gl. (5) beziehungsweise (9) anstelle des Unebenheitsdichte-Spektrums $\Phi_F(\omega)$ ein erweitertes „Anregungsdichte-

Spektrum“ eingeführt wird. Eine solche Summierung der Schwingungsanregungen dürfte in manchen Fällen möglich sein, wenn — wie auch beim Unebenheitsdichte-Spektrum — jeweils vom Betrag der komplexen Amplituden ausgegangen wird, weil dieser von den Phasenverschiebungen unabhängig ist [29; 30]. Die zunächst nur gedankliche Erweiterung zu einem Anregungsdichte-Spektrum hätte besonders für die überschlägige Beurteilung des Schwingungsverhaltens des Schleppers unter Einfluß der hier zu 1.33 genannten Systeme Bedeutung, weil es dadurch ohne gleichzeitige vollständige Untersuchung des Verhaltens dieser „außerhalb“ befindlichen Systeme abgeschätzt werden könnte. Diese Betrachtungsweise erleichtert vor allem das Planen und Durchführen von Meßaufgaben.

1.4 Ersatz-Schwingungssystem eines Schleppers mit angelenktem Anbaugerät

Vor einer umfassenden Diskussion des Schwingungsverhaltens des Schleppers ist noch das in Bild 4 wiedergegebene Ersatz-Schwingungssystem zu analysieren. Die wirklichen Schwingungseigenschaften der vom Schlepper getragenen Anbaugeräte dürften teils mehr dem seinerzeit in [1] betrachteten, teils mehr dem hier in Bild 4 wiedergegebenen entsprechen. Bei diesem wurde vereinfachend davon ausgegangen, daß die Anlenkung im Schlepperschwerpunkt erfolgt, der in diesem Beispiel auch mit dem „Massenmittelpunkt“ identisch sein soll. Für den Gleichungsansatz und die Gleichgewichtsbedingungen ist es gleichgültig, ob die Anbaumasse sich vor, über oder hinter dem Schlepperrumpf befindet. In den Gleichungen ändern sich dadurch lediglich Abmessungen, Winkel oder gegebenenfalls Vorzeichen.

In dem „ebenen“ Ersatzsystem nach Bild 4 hat die Masse der vom Schlepper getragenen Last (z. B. des Geräts) bei den angegebenen Koordinaten und Bezeichnungen sowie bei Vernachlässigen von Größen zweiter oder höherer Ordnung²⁾ die momentane Lage

$$\left. \begin{aligned} x_L &= x_s + r_L(\sin \alpha + \psi \cos \alpha), \text{ sowie} \\ z_L &= z_s + r_L(\cos \alpha - \psi \sin \alpha) \end{aligned} \right\} (11a)$$

und, wie aus zweimaligem Differenzieren nach der Zeit ersichtlich wird, den momentanen Beschleunigungszustand

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_L &= \ddot{x}_s + \ddot{\psi} r_L \cos \alpha, \text{ sowie} \\ \ddot{z}_L &= \ddot{z}_s - \ddot{\psi} r_L \sin \alpha. \end{aligned} \right\} (11b)$$

Durch Multiplizieren mit der punktförmig angenommenen Masse m_L der Last erhält man die zum Erzielen dieses Beschleunigungszustandes erforderlichen Kräfte; bei deren Reduktion auf den Anlenkungspunkt des Tragarmes (Schlepper-Schwerpunkt) ergibt sich noch ein Moment, das über die Federung und Dämpfung der Hubzylinder oder dergleichen (hier als linear bzw. geschwindigkeitsabhängig vorausgesetzt) aufgenommen werden muß:

$$X_L = m_L(\ddot{x}_s + \ddot{\psi} r_L \cos \alpha) \quad (12a)$$

$$Z_L = m_L(\ddot{z}_s - \ddot{\psi} r_L \sin \alpha) \quad (12b)$$

$$\begin{aligned} M_L &= m_L r_L (\ddot{x}_s \cos \alpha - \ddot{z}_s \sin \alpha + r_L \ddot{\psi}) \\ &= -k_L(\psi - \varphi_s) - c_L(\dot{\psi} - \dot{\varphi}_s). \end{aligned} \quad (12c)$$

Damit können nun die Gleichgewichtsbedingungen des Systems angeschrieben werden:

$$\begin{aligned} m_s \ddot{x}_s &= A_x + B_x - X_L \\ m_s \ddot{z}_s &= T - Z_L \\ \Theta_s \ddot{\varphi}_s &= A_x l_A - B_x l_B + Th_s - M_L \\ \Theta_L \ddot{\psi} &= m_L r_L^2 \ddot{\psi} = M_L - m_L r_L (\dot{x}_s \cos \alpha - \dot{z}_s \sin \alpha). \end{aligned} \quad (13)$$

Das ebene System hat somit vier Freiheitsgrade, die miteinander gekoppelt sind. Dabei sind die Reaktionen der Last m_L auf den Schlepper in diesem System anschaulicher und leichter zu übersehen als in dem bei anderen Betriebszuständen wohl wirklichkeitsgetreueren System, das in [1] erörtert wurde. Insbesondere ist aus den Gln. (12) und (13) ersichtlich, wie das momentan im Drehpunkt des Tragarmes oder über Hubzylinder auf diesen wirkende Moment rotatorisch und translatorisch die Schlepperbewegungen beeinflussen kann und umgekehrt. Darauf ist noch einzugehen. (Werden die Gleichgewichtsbedingungen für einen vom Schlepper-Schwerpunkt verschiedenen Drehpunkt des

Tragarmes angesetzt, kommen in der Gleichungs-Gruppe drei neue Faktoren für die Reduktion auf den Schwerpunkt hinzu, die den Rechnungsgang unübersichtlicher machen).

Zum Erhalten der Bewegungsgleichungen sind nun in dem Ansatz Gl. (13) in bekannter Weise (siehe zum Beispiel [1]) die Kräfte und Momente als momentane Feder-Auslenkungen aus der statischen Ruhelage und geschwindigkeitsproportionale Dämpferkräfte einzusetzen, vor allem aber die nicht dem jeweiligen Freiheitsgrad entsprechenden Beschleunigungen durch Substitutionen aus Gleichungen anderer Freiheitsgrade zu eliminieren. Nach einigen Umrechnungen erhält man zunächst:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_s &= (A_x + B_x) \underbrace{\frac{1}{m_s + m_L} \left(1 + \frac{m_L}{m_s} \cos^2 \alpha\right)}_{(1)} - \\ &\quad - T \underbrace{\frac{m_L \sin \alpha \cos \alpha}{m_s (m_s + m_L)}}_{(2)} - M_L \underbrace{\frac{\cos \alpha}{r_L m_s}}_{(3)} \end{aligned} \quad (14a)$$

$$\begin{aligned} \ddot{z}_s &= T \underbrace{\frac{1}{m_s + m_L} \left(1 + \frac{m_L}{m_s} \sin^2 \alpha\right)}_{(4)} - \\ &\quad - (A_x + B_x) \underbrace{\frac{m_L \sin \alpha \cos \alpha}{m_s (m_s + m_L)}}_{(2)} + M_L \underbrace{\frac{\sin \alpha}{r_L m_s}}_{(5)} \end{aligned} \quad (14b)$$

$$\ddot{\varphi}_s = \frac{1}{\Theta_s} (A_x l_A - B_x l_B + Th_s - M_L) \quad (14c)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\psi} &= M_L \underbrace{\left(1 + \frac{m_L}{m_s}\right)}_{(6)} \underbrace{\frac{\cos \alpha}{r_L (m_s + m_L)}}_{(7)} - (A_x + B_x) \underbrace{\left(1 + \frac{m_L}{m_s}\right)}_{(6)} \underbrace{\frac{\sin \alpha}{r_L (m_s + m_L)}}_{(7)} + \\ &\quad + T \underbrace{\left(1 + \frac{m_L}{m_s}\right)}_{(6)} \underbrace{\frac{\sin \alpha}{r_L (m_s + m_L)}}_{(7)}. \end{aligned} \quad (14d)$$

Es empfiehlt sich, wie vorstehend angedeutet, die nur aus Relationen der beteiligten Massen und des statischen Hubwinkels bestehenden konstanten Faktoren so zusammengefaßt beizubehalten und in der Form (1); (2) usw. zu bezeichnen, sonst werden die weiteren Gleichungen zu unübersichtlich. Durch Einsetzen der in [1] aufgestellten Gl. (12) und hier von Gl. (12c) in Gl. (13) beziehungsweise (14) können nun die Bewegungsgleichungen als Funktion der Variablen angeschrieben werden:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_s &= -(\dot{x}_s - \dot{x}_F)(k_A + k_B)(1) - (x_s - x_F)(c_A + c_B)(1) - \\ &\quad - \varphi_s [(k_A l_A - k_B l_B)(1) + k_L(3) - k_T h_s(2)] - \\ &\quad - \varphi_s [(c_A l_A - c_B l_B)(1) + c_L(3) - c_T h_s(2)] + \\ &\quad + \varphi_F (k_A l_A - k_B l_B)(1) + \varphi_F (c_A l_A - c_B l_B)(2) + \\ &\quad + (\dot{z}_s - \dot{z}_T) k_T(2) + (z_s - z_T) c_T(2) + \dot{\psi} k_L(3) + \psi c_L(3) \end{aligned} \quad (15a)$$

$$\begin{aligned} \ddot{z}_s &= -(\dot{z}_s - \dot{z}_F) k_T(4) - (z_s - z_T) c_T(4) - \\ &\quad - \varphi_s [k_T h_s(4) - k_L(5) - (k_A l_A - k_B l_B)(2)] + \\ &\quad + \varphi_F (k_A l_A - k_B l_B)(2) - \varphi_s [c_T h_s(4) - c_L(5) - \\ &\quad - (c_A l_A - c_B l_B)(2)] + \varphi_F (c_A l_A - c_B l_B)(2) - \\ &\quad - (\dot{x}_s - \dot{x}_F)(k_A + k_B)(2) - (x_s - x_F)(c_A + c_B)(2) - \\ &\quad - \dot{\psi} k_L(5) - \psi c_L(5) \end{aligned} \quad (15b)$$

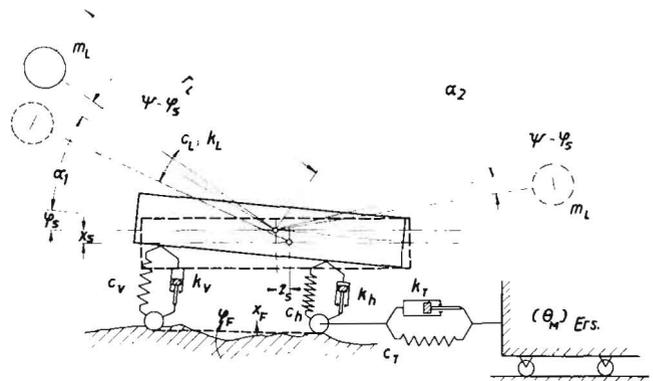


Bild 4: „Ebenes“ Ersatz-Schwingungssystem eines Schleppers mit gefedert und gedämpft am Schlepper-Schwerpunkt angelenktem Anbaugerät $\alpha < 90^\circ$ entspricht angenähert einem Schlepper mit Frontlader, $\alpha > 90^\circ$ einem Schlepper mit hinten (z. B. in der Dreipunktanlenkung) angebauntem Gerät; die Motorschwungmasse Θ_M ist über Federung c_T und Dämpfung k_T von Triebwerk und -rädern translatorisch mit der Schleppermasse gekoppelt

²⁾ Es erleichtert den Ansatz, die Bewegungen von m_L um die statische Ruhelage bei einem konstanten Tragwinkel α zu betrachten; der momentane Winkel des Tragarmes gegen die mittlere Fahrbahn-Ebene beträgt dann $\alpha + \psi$, die relative Auslenkung gegen den Schlepperrumpf $\psi - \varphi_s$.

$$\begin{aligned}
\ddot{\varphi}_s = & -\dot{\varphi}_s \frac{1}{\Theta_s} (k_A l_A^2 - k_B l_B^2 + k_T h_s^2 + k_L) + \\
& + \dot{\varphi}_F \frac{1}{\Theta_s} (k_A l_A^2 - k_B l_B^2) - \\
& - \varphi_s \frac{1}{\Theta_s} (c_A l_A^2 - c_B l_B^2 + c_T h_s^2 + c_L) + \\
& + \varphi_F \frac{1}{\Theta_s} (c_A l_A^2 - c_B l_B^2) - \\
& - (\dot{x}_s - \dot{x}_F) \frac{1}{\Theta_s} (k_A l_A - k_B l_B) - \\
& - (x_s - x_F) \frac{1}{\Theta_s} (c_A l_A - c_B l_B) - \\
& - (\dot{z}_s - \dot{z}_F) h_s k_T / \Theta_s - (z_s - z_T) h_s c_T / \Theta_s + \\
& + \dot{\psi} k_L / \Theta_s + \psi c_L / \Theta_s
\end{aligned} \tag{15c}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{\psi} = & -\dot{\psi} k_L (6) + \dot{\varphi}_s [(k_A l_A - k_B l_B) (7) - k_T h_s (8)] - \\
& - \psi c_L (6) + \varphi_s [(c_A l_A - c_B l_B) (7) - c_T h_s (8)] - \\
& - \dot{\varphi}_F (k_A l_A - k_B l_B) (7) - \varphi_F (c_A l_A - c_B l_B) (7) + \\
& + (\dot{x}_s - \dot{x}_F) (k_A l_A - k_B l_B) (7) - \\
& - (x_s - x_F) (c_A l_A - c_B l_B) (7) - \\
& - (\dot{z}_s - \dot{z}_T) k_T h_s (8) - (z_s - z_T) c_T h_s (8) .
\end{aligned} \tag{15d}$$

In dieser Form kann das vorstehende Gleichungssystem direkt, zum Beispiel in einem Analogrechner mittlerer Größe, als Bewegungsmodell des ebenen Ersatzsystems für Untersuchungen verwendet werden. Würden beispielsweise über x_F , \dot{x}_F und φ_F , $\dot{\varphi}_F$ konstante Amplituden einer „harmonischen Längswelligkeit“ mit variabler Frequenz eingegeben, so erhielte man das Resonanzverhalten des ebenen Systems, insbesondere die Amplitudenvergrößerung bei Erreichen der jeweiligen Eigenfrequenzen. Auf die vielen weiteren Möglichkeiten sowie die Grenzen einer solchen rechnerischen Behandlung wurde bereits hingewiesen [1; 14; 24; 28 . . . 31; 34].

Bei Betrachten der räumlichen Bewegungen kommen vier weitere Freiheitsgrade hinzu, deren Gleichgewichtsbedingungen bei Vernachlässigen von Größen zweiter und höherer Ordnung wieder denen des in [1] aufgestellten Ersatzsystems entsprechen; lediglich die Größen h_L und s_L sind durch r_L und Funktionen von α zu ersetzen. Auf das Ableiten der vollständigen Gleichungen kann hier jedoch verzichtet werden, weil bei der Erörterung der räumlichen Bewegungen zur besseren Anschaulichkeit zunächst von einem noch weiter vereinfachten Ersatzsystem auszugehen ist:

Wird unterstellt, die Masse des Anbaugerätes sei mit dem Schlepper s_{arr} verbunden, so kann für das System leicht eine Haupt-Trägheitsachse angegeben werden. Bei einem relativ großen Verhältnis von m_L/m_s kann diese beispielsweise angenähert durch die Teilschwerpunkte verlaufen. Dieses Ersatzsystem ist gegen translatorische Bewegungen in den Koordinatenrichtungen jeweils gleich „träge“. Um seine Haupt-Trägheitsachse ist sein Massen-Trägheitsmoment aber viel kleiner als um andere, insbesondere senkrecht zur Haupt-Trägheitsachse verlaufende Drehachsen. Wechselnde Querneigungen des Schleppers sind demnach mit relativ viel kleineren Radlaständerungen verbunden, als zum Beispiel Nickbewegungen um die Querachse. (Aus ähnlichen Überlegungen erklärte sich die „dynamische Seitenstabilität“ des Schleppers mit hochgehobenem Frontlader und Nutzlast in der Schaufel beim Überrollen einseitiger Hindernisse [14].)

Eine genauere Analyse dieses räumlichen Bewegungsverhaltens muß aber, insbesondere für wirklichkeitsgetreuer, das heißt weniger vereinfachte Ersatzsysteme, besonderen Untersuchungen vorbehalten bleiben. Hierbei sind das Zusammenwirken vertikaler und seitlicher Kräfte an den Rädern, die daraus resultierenden Reifenverformungen, Gleitbewegungen und dergleichen in ihrem zunächst recht unübersichtlichen Wechselspiel näher zu ergründen. Aus der vorstehenden kurzen Betrachtung wurde aber bereits ersichtlich, daß das räumliche Bewegungsverhalten zwar mehr oder weniger ständig dem des ebenen Systems überlagert ist; für die dynamischen Rad- beziehungsweise Achslast-Schwankungen sind aber hauptsächlich die Bewegungen des ebenen Systems maßgebend.

1.5 Rückschlüsse aus dem Schwingungsverhalten auf die dynamischen Achslasten

Eine vollständige Analyse des sich aus den Ersatz-Schwingungssystemen ergebenden Schwingungsverhaltens der Ackerschlepper

(ggf. mit Anbaugerät, Anhängern und dergleichen) setzt eine hinreichende Kenntnis der in den Gleichungen enthaltenen Konstanten (Massen, Feder- und Dämpferkonstanten usw.), typischer Unebenheitsdichte-Spektren von Fahrbahnen sowie der jeweils zu berücksichtigenden Relationen und der vorkommenden Variationsbreiten voraus. Bislang muß man sich aber mit gewissen Überblickswerten und Abschätzungen nach Art des folgenden Überblicks begnügen. In diesem werden deshalb auch nur einige Tendenzen der Einflüsse des zuvor untersuchten Schwingungsverhaltens auf die dynamischen Achslasten umrissen, soweit sie für die Planung, Durchführung und Auswertung von Messungen wesentlich sind.

1.51 Schwingungen bei Fahrt des Schleppers allein

Bei Fahrt des Schleppers können vor allem Hub-, Nick- und Zuckerschwingungen auftreten. Diese sind meistens miteinander gekoppelt. Durch geeignete Abstimmung von Vorder- und Hinterachsfederung sowie entsprechende Massenverteilung des Schlepperrumpfes wäre eine weitgehende Entkopplung der Hub- und Nickschwingungen möglich (die Teilmassen über Vorder- und Hinterachse können dann vertikal fast unabhängig voneinander schwingen [30]).

Die mit der Federung der Luftreifen verbundene Dämpfung ist bekanntlich mit $0,1 \leq D \leq 0,2$ [1; 14; 28 . . . 30] relativ gering, so daß ein einmal eingeleiteter Schwingungszustand meistens erst nach einigen Perioden abklingt. Beim Fahren auf gleichmäßig-welliger Bahn ergeben sich andererseits im Resonanzfall etwa drei- bis vierfache Vergrößerungen der Amplituden der Schwingungen gegen die der Unebenheiten.

Dementsprechend ergibt sich zum Beispiel für die Hinterachse des Schleppers je ein Resonanzfall für Hub- und Nickschwingungen. Für diese kann überschlägig nach Gl. (9) und (15) unter Berücksichtigung der Dämpfung eine zweigipflige spektrale Verteilung des Amplituden-Vergrößerungsfaktors angesetzt werden. In Bild 5a sowie den folgenden wurden stattdessen jeweils im Hinblick auf Gl. (9) für die unterstellten Beispiele die Quadrate der Vergrößerungsfaktoren aufgetragen. Wegen der üblichen Massenverteilung von Schleppern konnte für Bild 5a dabei angenommen werden, daß die Amplitudenvergrößerung der Nickschwingungen bei der näher am Schwerpunkt befindlichen Hinterachse kleiner bleibt als die Amplitudenvergrößerung der Hubschwingungen.

In Anlehnung an die zu 1.2 diskutierten Merkmale der Fahrbahnunebenheiten wurde in Bild 5a sowie den folgenden ferner ein Ausschnitt eines Unebenheitsdichte-Spektrums nach Art einer Poissonischen Wahrscheinlichkeitsverteilung gestrichelt aufgetragen. Die Multiplikation beider Verteilungen liefert nun die spektrale Verteilung der Amplituden der dynamischen Achslasten für die in diesem Beispiel getroffenen Annahmen. — In einem entsprechenden Amplituden-Spektrum der dynamischen Vorderachslast würden im allgemeinen die Nickschwingungs-Amplituden stärker als die der Hubschwingungen betont. Man kann sich das auch sehr leicht am Extremfall des ausschließlichen Hervortretens der Nickschwingungs-Amplituden bei einer statisch fast völlig entlasteten Vorderachse veranschaulichen.

Das so für ein Beispiel erhaltene Amplitudenspektrum der dynamischen Achslast-Schwankungen gilt definitionsgemäß nur für den Fall ständiger Bodenhaftung aller Räder. Mäßig unebene Straßen und Feldwege haben aber oft schon Unebenheits-Amplituden von ± 2 bis ± 5 cm, so daß die Höhe der Unebenheiten größer als die statische Einfederung der Reifen sein kann. Das führt im Resonanzfall unvermeidbar zu einem Mehrfachen der statischen Einfederung und zwischenzeitlichem Abspringen des betreffenden Rades oder der betreffenden Achse. Der Grenzfall bestünde darin, daß der Schlepper während des größten Teils der Zeit „über der Fahrbahn schwebt“ und unregelmäßig abwechselnd, unter Umständen auch gleichzeitig, mit den Vorder- oder Hinterrädern auf die Bahn aufprallt und wieder hochgeworfen wird. Bei „überkritischer“ Folge der von der Bahn her einwirkenden Impulse kann der „Schwebezustand“ wieder etwas ruhiger werden, weil mit der Häufigkeit der Impulse deren Größe im Mittel abnehmen muß.

Bei zufällig gleichzeitigem Abspringen von Vorder- und Hinterachse folgt der Schwerpunkt etwa einer Wurfparabel bis zum nächsten Aufsetzen. Bei geringen Wurfhöhen wird die Gesamtbewegung von der bei einer harmonischen Schwingung noch nicht wesentlich abweichen, so daß die zuvor erörterte rechnerische Behandlung des Problems noch angenähert gültig bleibt. Bei größeren Wurfhöhen wird jedoch der Einfluß der Unstetigkeiten und Nichtlinearitäten stärker, so daß zumindest vom Ansatz pseudoharmonischer Schwingungen [26; 35] oder besser von einer Form der rechnerischen Behandlung ausgegangen werden müßte, welche das Wechselspiel zwischen der intermittierenden Energiezufuhr an den Rädern bei deren Aufprallen und der ständigen Einwirkung der Erdbeschleunigung (nach Art eines konstanten Potential-Abfalls) berücksichtigt. Eine solche Betrachtungsweise bliebe auch bei ständigem Kontakt mit der Fahrbahn gültig, wäre hierfür jedoch unnötig umständlich. Auf eine Vertiefung dieser Überlegungen kann aber verzichtet werden, weil ein stärkeres Hochwerfen von Rädern oder Achsen des Schleppers meistens doch erst dem vorherigen Durchfahren des Resonanzfalles folgt; außerdem liegt das durch die Bewegungsgleichungen definierte lineare Schwingungsverhalten auch wieder im „überkritischen“ Bereich angenähert vor.

1.52 Schwingungen bei vorn oder hinten am Schlepper angebaute Geräten

Durch vorn oder hinten am Schlepper angebaute Geräte ergeben sich Abwandlungen des zuvor umrissenen Bildes: Wird zunächst unterstellt, das Anbaugerät sei nahezu starr mit dem Schlepperrumpf verbunden, so ändert es nur Größe und Verteilung der Hauptmasse. Die Nickfrequenz wird mit zunehmender Ausdehnung der Massenverteilung langsamer, während sich die Hubfrequenz meist nur wenig ändert. Durch schwere Heck-Anbaugeräte kann sich die statische Hinterachslast gegen die bei Leerfahrt des Schleppers um 50 bis 80% (und mehr) vergrößern [4; 5; 13]. Die statische Einfederung der Reifen wächst angenähert proportional an [1]. Wird nun wieder von dem zu Bild 5a unterstellten Amplituden-Spektrum der Unebenheitsdichte ausgegangen, so verringert sich wegen der größeren statischen Einfederung der Hinterachse an dieser die hierauf bezogene Amplitudenvergrößerung. Für den überschlägigen Ansatz in Bild 5b war andererseits zu berücksichtigen, daß eine gegen Leerfahrt erheblich ausgedehnte Massenverteilung bei unverändertem Radstand zu einer wesentlichen Vergrößerung der Nickschwingungen führt, so daß diese auch an der stärker belasteten Achse mehr als die Hub-schwingungen ausgeprägt sein können (strichpunktiert in Bild 5b).

Der zuletzt erörterte Zusammenhang läßt sich in der Form verallgemeinern, daß bei einem bekannten und vorgegebenen Unebenheitsdichte-Spektrum mit zunehmender statischer Einfederung einer Achse für einen gewissen Schwingungszustand (z. B. Hubschwingung) die Amplituden-Vergrößerung relativ kleiner wird. Die Lastschwankungen an dieser Achse wachsen daher, absolut betrachtet, mit der statischen Einfederung weniger als proportional an.

Wird im Gegensatz zu dem für Bild 5b unterstellten starren Geräteanbau angenommen, eine relativ große und hinten weit hinausragende Masse eines Anbaugerätes sei gegen den Schlepper außerordentlich weich abgefedert und gedämpft, dann ändert sich das Schwingungsverhalten gegen das zuvor beschriebene wie folgt (Bild 5c):

Wie man sich am Beispiel des momentan festgehaltenen Anbaugerätes veranschaulichen kann, werden die Eigenfrequenzen der Hubschwingungen des Schleppers etwas und die seiner Nickschwingungen merklich schneller als bei Leerfahrt. Andererseits kommt die bei weicher Federung niedrige Eigenfrequenz von Schwingungen der Gerätemasse hinzu. Deren unterstellte kräftige Dämpfung verbessert zugleich die Dämpfung der Nickschwingungen des Schleppers, so daß für die Hinterachslast-Schwankungen etwa der in Bild 5c strichpunktiert unterstellte Verlauf der Amplitudenvergrößerung angenommen werden kann. Dieser hat zur Folge, daß zwar die Maximal-Amplituden wesentlich kleiner als in den zuvor besprochenen Beispielen bleiben können, dafür jedoch mittlere Amplituden von einem größeren Frequenzbereich der Fahrbahnebenheiten und damit häufiger angeregt werden.

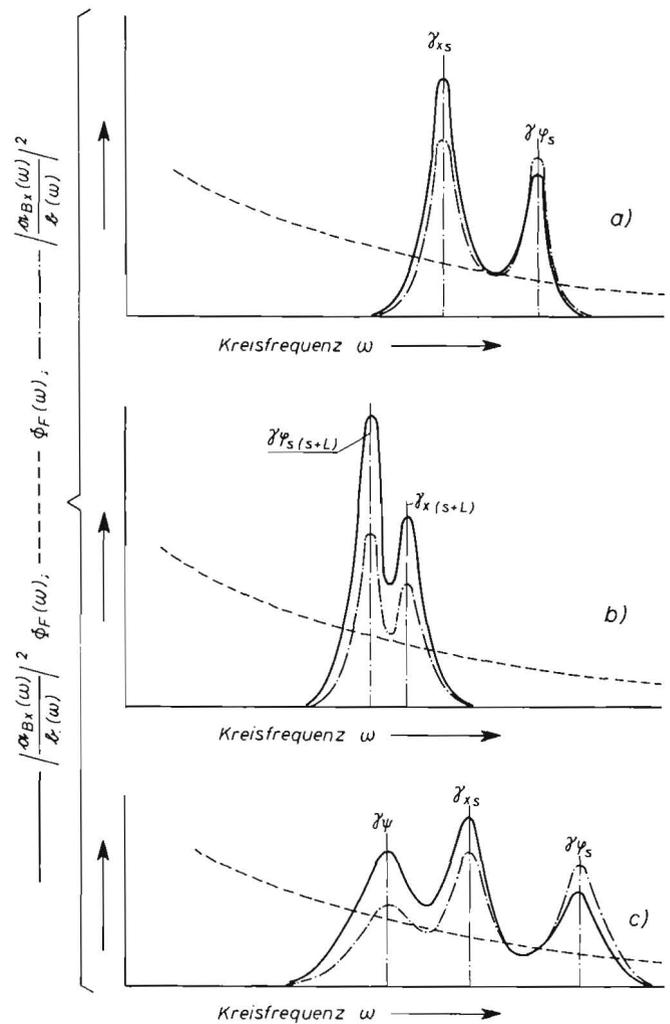


Bild 5: Geschätzte Amplituden-Spektren der Vertikalkräfte an der Hinterachse von Schleppern (ausgezogen) beim Fahren auf statistisch unregelmäßiger Bahn als Produkt aus deren spektraler Unebenheitsdichte-Verteilung (gestrichelt) und dem Frequenz-Spektrum des „Resonanzverhaltens“ an der Hinterachse (strichpunktiert)

- a) Schlepper allein (ohne Anbaugerät oder dgl.);
- b) mit „starr“ hinten angebaute schwerem Gerät;
- c) mit hinten weich gefedert und gedämpft angebaute Gerät

Die heute bei Schleppern praktisch ausgeführten Geräte-Anbauten (Kraftheber mit „Dreipunktanbau“ und Frontlader) haben bei durchschnittlicher Ausnutzung des Hubvermögens durch Gerät oder Nutzlast statische Federwege ihrer Schwerpunkte von mehreren Zentimetern [1; 14; 36]. Damit stellen sie, auch hinsichtlich der Dämpfung, einen Mittelwert zwischen den erörterten Beispielen starrer und sehr weicher, elastischer und stark gedämpfter Anlenkung dar. Es wäre denkbar, die „hydraulische“ Federung noch weicher und die Dämpfung stärker zu halten, zum Beispiel durch Einschalten hydraulischer Speicher und Drosseln, um die damit verbundenen schwingungstechnischen Vorteile wirksamer als bisher zu nutzen (s. auch [37]).

1.53 Schwingungen bei Vierrad-Anhängern

Ein Vierrad-Anhänger übt auf den Schlepper vor allem schwan-kende und schwingende Längskräfte aus, durch die außer ver-stärkten Zuckschwingungen auch Nickschwingungen des Schlep-pers stärker angeregt werden können. Zur Veranschaulichung dieses Einflusses geht man zweckmäßig von dem bisher unter-stellten Unebenheitsdichte-Spektrum nach 1.3 auf die Vorstellung eines „Anregungsdichte-Spektrums“ über. Dieses wird sich im allgemeinen Verlauf, weil beide Fahrzeuge von den gleichen Fahr-bahn-Unebenheiten beeinflusst werden, von dem zuvor erörterten Unebenheitsdichte-Spektrum nur in den Frequenzbereichen der Eigenschwingungen des Anhängers sowie der hinzugekommenen Koppelschwingungen zwischen Schlepper und Anhänger wesent-lich unterscheiden können, wie in Bild 6 gestrichelt angedeutet.

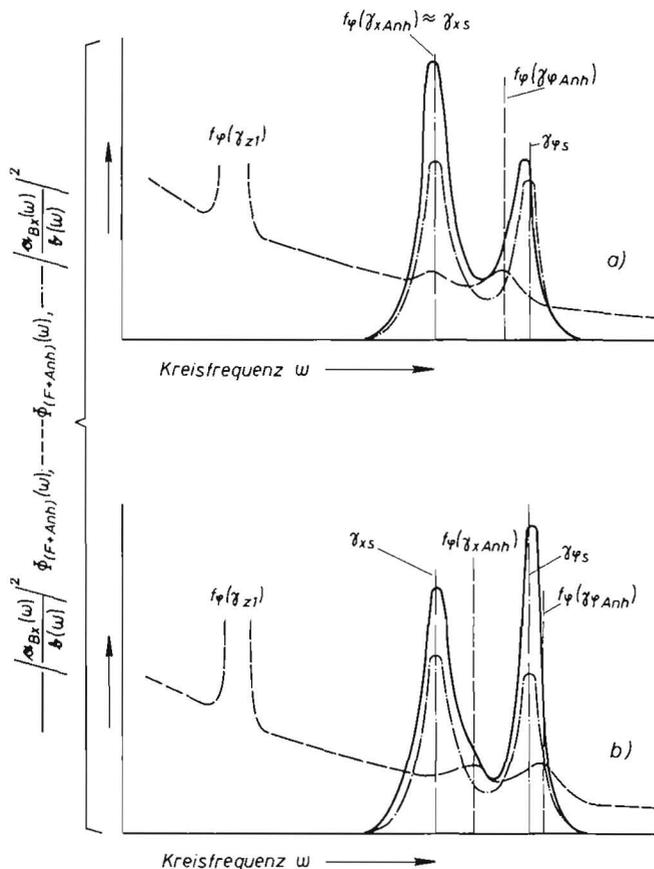


Bild 6: Geschätzte Amplituden-Spektren der Vertikalkräfte an der Hinterachse von Schleppern (ausgezogen) auf statistisch unregelmäßiger Bahn als Produkt aus spektraler „Anregungsdichte“-Verteilung (gestrichelt) und „Resonanzverhalten“ an der Hinterachse des Schleppers (strichpunktiert)

a) beim Ziehen eines vollbeladenen Vierrad-Anhängers;
 b) beim Ziehen eines leeren Vierrad-Anhängers
 (Veränderungen des Anregungsdichte-Spektrums gegen das Unebenheitsdichte-Spektrum siehe im Text)

Dazu wurde in Bild 6a volle Beladung und durchschnittliche Federung eines zum Schleppergewicht passenden Anhängers unterstellt. Dabei können sich die Eigenfrequenzen der Hub- und Nickschwingungen des Anhängers um die der Hubschwingungen des Schleppers gruppieren und auch diese etwas vergrößern. Bei dem bekanntlich relativ „ruhigen Lauf“ eines vollbeladenen Anhängers kann die Anfachung der Schlepperschwingungen im Gegensatz zu der in Bild 6a festgestellten jedoch vernachlässigbar klein bleiben: Wegen der bei den meisten Vierrad-Anhängern vorhandenen Auflaufbremse hat die Zugöse eine Rücklaufmöglichkeit, so daß die Verbindungskräfte nicht stetig schwanken oder schwingen, sondern bei heftigen Schwingbewegungen zu einer unregelmäßigen Folge relativ hochfrequenter „Zuckstöße“ werden, denen keine wesentliche Amplitudenvergrößerung der Hub- oder Nickschwingungen des Schleppers mehr gegenübersteht.

Anders beim Fahren mit leerem Vierrad-Anhänger: Die Reifen- und Achsfederung ist bei diesen im allgemeinen, bezogen auf durchschnittliche Fahrbahn-Unebenheiten, noch etwas härter als die des Schleppers. Das ergibt einen sehr „unruhigen Lauf“ des Wagens, durch den (ähnlich Bild 6b) außer den Zuckschwingungen vor allem die Nickschwingungen des Schleppers kräftig angeregt werden können. Dieses Verhalten war bereits aus Deichselkraftmessungen bekannt [1, mit Schrifttum].

Daraus ergibt sich die allgemeine Tendenz, daß beim Zug beladener Vierrad-Anhänger die durchschnittlichen Amplituden der dynamischen Achslasten möglicherweise etwas größer als bei Leerfahrt werden, die Maximal-Amplituden aber nur unter gewissen Bedingungen größer werden. Beim Fahren mit leerem Anhänger kann dagegen auch eine fühlbare Vergrößerung der Maximal-Amplituden erhalten werden.

1.54 Schwingungen bei aufgesatteltem Einachsanhängern

Beim Fahren mit aufgesatteltem Einachsanhänger sind die Schwingungssysteme von Schlepper und Anhänger noch enger

als beim Fahren mit Vierrad-Anhängern gekoppelt. Für das Schwingungsverhalten ergeben sich aber ähnliche, allgemeine Tendenzen: Beim Fahren mit vollbeladenem Einachsanhänger sind bei diesem und durch die statische Stützlast auch bei der Hinterachse des Schleppers die statischen Einfederungen wesentlich größer als bei Leerfahrt. Das führt zu einem allgemein recht ruhigen Lauf des beladenen Zuges. Dieser wurde bereits aus relativ geringen Schwingungsamplituden der Deichselkraft-Komponenten ersichtlich [1].

Bei leerem Einachsanhänger ist dagegen auf schlechter Bahn wieder mit heftigen Schwingbewegungen zu rechnen, so daß trotz verringert Stützlast die Absolutwerte der Vertikalkräfte in der Anhängerkupplung fast gleich hoch bleiben können. Hierdurch ist eine gewisse Anfachung der dynamischen Achslasten gegen die bei Leerfahrt des Schleppers möglich, sofern die Nickfrequenz des Anhängers im Bereich der Amplitudenvergrößerung der Hub- und Nickschwingungen des Schleppers liegt.

1.55 Schwingungen bei Feldarbeiten mit dem Schlepper

Bei den meisten Feldarbeiten mit dem Schlepper bleiben dessen Schwingbewegungen und damit auch die dynamischen Rad- beziehungsweise Achslast-Schwankungen geringfügig. Stattdessen dominieren die quasi-statischen und stationären Achslast-Änderungen durch die Vertikal-Komponenten der Verbindungskräfte zwischen Schlepper und Gerät oder Maschine. Diese und die ihnen überlagerten Schwingungsamplituden bleiben aber, von einigen eventuell möglichen Sonderfällen abgesehen, stets relativ und absolut wesentlich kleiner als die bei schnellerem Fahren auf schlechter Bahn auftretenden entsprechenden Schwingkräfte. Auf weichen Böden kommt ferner deren dämpfender Einfluß (z. B. plastische Fahrbahnverformung) hinzu.

Vereinzelte können, wenn beispielsweise quer zu Reihen oder Dämmen gearbeitet wird, ferner auf relativ harten Böden bei schnellerem Arbeiten oder bei Verwendung von Klappgreifern, auch heftigere Schwingbewegungen des Schleppers mit entsprechenden Achslast-Schwankungen vorliegen. Im Rahmen des Jahres-Ablaufs spielen diese Arbeitszeit-Anteile jedoch keine nennenswerte Rolle.

Der Eingriff von Regelsystemen (z. B. von regelnden Krafthebern) in den Bewegungs- und Kräfteablauf wäre in funktioneller Hinsicht unbrauchbar, wenn dadurch Schwingbewegungen von Schlepper und Gerät angefacht würden. Die Regler bezwecken vielmehr unter anderem eine Nivellierung der Schwankungen der Radlasten des Schleppers zu Gunsten eines höheren quasi-statischen Mittelwertes. Das jeweilige Eingreifen des Reglers verändert den Kräfteablauf aber unstetig, so daß schnell abklingende Schwingungen höheren Grades auftreten können. Die mittlere Streuung der dynamischen Achslast-Schwankungen kann durch solche Regelvorgänge vielleicht ein wenig verringert werden.

1.56 Zusammenfassende Betrachtung

Die vorstehende Diskussion des Schwingungsverhaltens von Ackerschleppern bei den wichtigsten Betriebs- und Fahrzuständen mußte sich zwangsläufig auf recht grobe Abschätzungen beschränken. Mit diesen kann man aber schon, wie ersichtlich wurde, zu einer hinreichenden qualitativen Übereinstimmung der am Ersatz-Schwingungssystem diskutierten Vorgänge mit den sich in Wirklichkeit abspielenden gelangen. Der wesentliche Vorteil besteht aber darin, daß der Einfluß von Variationen der Konstanten der Systeme leicht überblickt werden kann.

In diese Betrachtungsweise kann auch eine relativ lose Kopplung mit weiteren Schwingungssystemen (z. B. Vierradanhängern) leicht einbezogen werden. Bei einer sehr engen Kopplung mit weiteren Schwingungssystemen (z. B. aufgesatteltem Einachsanhänger) wird zwar die vereinfachte Vorstellung der Beeinflussung des Schleppers durch ein „Anregungsdichte-Spektrum“ schwieriger und unsicher; sie genügt aber für die Abschätzung der durchzuführenden Meßaufgaben, so daß auf die empfehlenswerte Vertiefung der entsprechenden Schwingungsbetrachtungen vorerst verzichtet werden konnte.

So ließ sich durch die Schwingungsbetrachtungen der Umfang der durchzuführenden Meßaufgaben etwa wie folgt abgrenzen: Die

zuvor erörterten, für das Schwingungsverhalten wesentlichen Betriebs- und Fahrzustände waren auf Straßen und Wegen verschiedener Beschaffenheit und unter Wechsel der Fahrgeschwindigkeit so herbeizuführen, daß dabei auch die jeweils möglichen Resonanzfälle durchfahren wurden. Diese können jeweils mit einer Steigerung der Schwingungsheftigkeit bis zur Unerträglichkeit für den Fahrer verbunden sein.

Die Diskussion der Amplituden-Spektren (Bilder 5 und 6) zeigte hierzu, daß es für das zunächst erforderliche Erlangen eines allgemeinen Überblicks über die dynamischen Achslasten nicht auf irgendwelche Feinheiten bestimmter Größen, wie der Massen oder der Federhärten, ankommt. Vielmehr galt es, bei der bereits früher festgestellten allgemeinen schwingungstechnischen Ähnlichkeit der hinterradgetriebenen Vierradschlepper [1; 14; 25] die Variationsbreite der Schwingungsmöglichkeiten, insbesondere durch Variationen der Anbaugeräte und Anhänger, zu erfassen. Ein wesentlicher Teil der Meßaufgaben erübrigte sich, weil auf Ergebnisse früherer Untersuchungen der Einwirkungen des Frontladers auf den Schlepper [1; 14], der Verbindungskräfte zwischen Schlepper und Anhänger [1, mit Schrifttum] sowie der Triebwerksbeanspruchungen [1; 26] zurückgegriffen werden konnte.

Schrifttum

- [1] COENENBERG, H. H.: Dynamische Beanspruchungen bei Ackerschleppern I. Landtechnische Forschung 11 (1961), S. 145—150 und 12 (1962), S. 7—12; Teil II in 12 (1962), S. 33—39
- [2] HEYDE, H.: Mechanik des Schleppers. Deutsche Agrartechnik 7 (1957), S. 99—104
- [3] LWOV, E. D.: Theorie des Schleppers. Verlag Technik, Berlin 1954
- [4] SKALWEIT, H.: Reifenbelastung bei Schleppern durch Heckanbaugeräte und Sattelwagen. Landtechnik 14 (1959), S. 154—57
- [5] SONNEN, F. J.: Einfluß einiger Bauvorschriften der Verkehrsgesetzgebung auf Ackerschlepper und Landmaschinen. Landtechnik 17 (1962), S. 404—410
- [6] SCHEFFTER, H.: Schlepperrachslasten unter der gleichzeitigen Wirkung von Zugkräften und Aufsattelast. Landtechnische Forschung 9 (1959), S. 149—152 und 10 (1960), S. 88
- [7] FELDMANN, F.: Zahlenmäßige Festlegung von Schleppergrößenklassen. Landtechnische Forschung 11 (1961), S. 122—126
- [8] SONNEN, F. J.: Zahlenmäßige Festlegung von Schleppergrößen. (Eine Erweiterung zum gleichnamigen Beitrag in Heft 5/1961 der „Landtechnischen Forschung“) Landtechnische Forschung 12 (1962), S. 26
- [9] SCHEFFTER, H.: Transport mit Zweiachsackerwagen und dafür erforderliches Schleppergewicht. Landtechnische Forschung 12 (1962), S. 23—25
- [10] ZEHRTNER, J.: Bestimmung der Höhe des Schwerpunktes von Ackerschleppern. Landtechnische Forschung 8 (1958), S. 135—136
- [11] SKALWEIT, H.: Über die gegenseitige Abhängigkeit von Schleppergewicht und Pflugfurchen. Landtechnische Forschung 10 (1960), S. 10—15
- [12] KOESIG, W.: Statische Beanspruchung des Ackerschleppers durch Frontlader. In: 19. Konstrukteurheft 1. Teil, VDI-Verlag, Düsseldorf 1962. (Grundlagen der Landtechnik, Heft 14), S. 51—58
- [13] SACK, H. W.: Analyse der Längsstabilität von Radschleppern. Agricultural Engineering 37 (1956), S. 328—333
- [14] COENENBERG, H. H.: Einwirkungen des Frontladers auf den Schlepper. In: 19. Konstrukteurheft 1. Teil, VDI-Verlag, Düsseldorf 1962. (Grundlagen der Landtechnik, Heft 14), S. 36—50
- [15] MEYER, H.: Verbrennungsmotor und Schlepper. In: Handbuch der Landtechnik, Verlag Parey, Hamburg/Berlin 1961, S. 51—172
- [16] SEIFERT, A.: Ackerschlepper. In: „Hülfe — Des Ingenieurs Taschenbuch“, Bd. II, 28. Aufl., Verlag Ernst & Sohn, Berlin 1960, S. 77—156
- [17] SCHILLING, E.: Landmaschinen, 1. Bd. Ackerschlepper, 2. Aufl., Verlag Schilling Köln 1960
- [18] ESSERS, E.: Fahrzeuggewichte — Bahnkräfte — Straßenschädigung. ATZ 58 (1956), S. 1—7 und 47—52 (98 Schrifttums-Hinweise)
- [19] KLOTH, W. und TH. STROPPEL: Kräfte, Beanspruchungen und Sicherheiten in den Landmaschinen. VDI-Z. 80 (1936), S. 85—92
- [20] MARQUARD, E.: Schwingungsdynamik des schnellen Straßenfahrzeugs. Verlag Girardet, Essen 1952
- [21] JENKINS, A. I.: Power and Life Investigation of the Farm Tractor Drive Components. Vortrag bei SAE National Farm Construction and Industrial Meeting in Milwaukee (Wisc.) vom 12. bis 15. Sept. 1960. (SAE-Preprint Nr. 219 B)
- [22] GRAHAM, J. A., D. K. BURNS und D. R. OLBERTS: Use of Cumulative Damage to Analyze Tractor Final Drives. Vortrag bei Winter-Meeting 1961 der ASAE in Chicago vom 12. bis 15. Dez. 1961. (Paper No. 61—642)
- [23] BAKER, CH. L. und W. F. HAYES: Laboratory and Field Test Correlation. Vortrag bei Winter-Meeting 1961 der ASAE in Chicago vom 12. bis 15. Dez. 1961. (Paper No. 61—611)
- [24] KOESSLER, P.: Kraftfahrzeug und Straße. ATZ 63 (1961), S. 347—355
- [25] DUPUIS, H. und H.-A. BROICHER: Schwingungsuntersuchungen mit elektronischer Klassierung bei praktischen Fahrversuchen. Landtechnische Forschung 12 (1962), S. 40—44 (24 Schrifttums-Hinweise)
- [26] COENENBERG, H. H.: Zum Verhalten der Kupplung im Schleppertriebwerk. Dissertation TH Braunschweig 1962
- [27] Vergleich verschiedener Verfahren zur Feststellung dynamischer Radlasten. (Deutsche Kraftfahrzeugforschung und Straßenverkehrstechnik, Heft 131) VDI-Verlag, Düsseldorf 1959
- [28] CHIESA, A.: Anwendung der analogen elektronischen Rechnung bei Untersuchungen an Kraftfahrzeugen. ATZ 62 (1960), S. 126—133
- [29] MITSCHKE, M.: Schwingungsverhalten und Sicherheit eines Kraftfahrzeuges. ATZ 60 (1958), S. 168—174
- [30] MITSCHKE, M.: Einfluß von Straße und Fahrzeugabmessungen auf die Aufbauabmessungen und die dynamischen Radlasten. VDI-Z 104 (1962), S. 361—372 und S. 445—448
- [31] CLARK, D. C.: Preliminary Investigation into the Dynamic Behaviour of Vehicles and Highways. SAE-Transactions 70 (1962), S. 447—455 und 469
- [32] HELLING, I.: Beitrag zur Abstimmung schwingungsfähiger Systeme in Lastkraftwagen. ATZ 64 (1962), S. 14—18
- [33] SKALWEIT, H.: Anbauschlepper für Ackerschlepper. In: Das Gelbe Schlepperbuch. Verlag technic, Wiesbaden 1957/58, S. 795—819

- [34] BOGDANOFF, J. L. and F. KOZIN: On the Statistical Analysis of Linear Vehicle Dynamics. KOZIN, F. and J. L. BOGDANOFF: On the Statistical Properties of the Ground Contour and its Relation to the Study of Land Locomotion. Beide Aufsätze erscheinen demnächst in: Atti della 1^a Conferenza Internazionale dei Movimenti fuori Strada, Edizioni Minerva Tecnica, Torino 1962
- [35] LEHR, E.: Schwingungstechnik, Bd. 2. Springer, Berlin 1934
- [36] RODGERS, O. I. I. and I. C. HAWKINS: Loads on a tractor lift carrying a three furrow mounted plough. (Technical Memorandum des NIAE, No. 112) Silsoe 1953
- [37] KÜRZHALS, H.: Druckölspeicher. Oelhydraulik und Pneumatik 6 (1962), S. 59—62

(Wird fortgesetzt)

Résumé

Hans Helmut Coenenberg: "The external vibration behaviour of farm tractors, especially their dynamic axle loads."

As is well-known, farm tractors in operation vibrate almost constantly. Owing to this fact the wheels may temporarily drive off the track or may momentarily have to carry a multiple of the static loads. These dynamic wheel respectively axle loads are to be examined.

Roadway irregularities and also the variations of resistance are in most cases statistically different. As has been shown, recent methods of calculation can also be applied to problems in agricultural engineering. Thus the effect of irregularities on the vibration systems can be calculated. The vibration behaviour of farm tractors can be reproduced with a sufficient similarity by simplified and mathematically definable equivalent vibration systems. Motion equations of a tractor with mounted equipment are developed as an example.

A discussion about the vibration behaviour under the most important operating and driving conditions shows that very great variations of the axle load can occur by the mere driving of the tractor as well as by transporting implements or trailers. (Continued)

Hans Helmut Coenenberg: «A propos des vibrations 'extérieures' des tracteurs agricoles, et en particulier des charges dynamiques sur essieux.»

On sait qu'apparaissent presque toujours des vibrations pendant le travail et la marche des tracteurs agricoles. Ces vibrations peuvent provoquer une déviation des roues de la ligne de conduite ou multiplier momentanément la charge statique supportée par celles-ci. On s'est donc proposé d'examiner ces charges dynamiques supportées par les roues respectivement par les essieux.

Les dénivellements du sol et les mouvements pendulaires de résistance montrent généralement une statistique irrégulière. L'auteur montre que les méthodes de calcul élaborées récemment peuvent être appliquées également aux problèmes de la technique agricole. On peut ainsi déterminer par calcul l'influence des dénivellements sur le système vibratoire. Les vibrations des tracteurs agricoles peuvent être reproduites par des systèmes vibratoires de remplacement simplifiés et définis mathématiquement dont l'analogie est suffisante. On a étudié comme exemple des équations de mouvement d'un tracteur à outil porté.

Il résulte d'une discussion des vibrations apparaissant pendant les états de fonctionnement et de déplacement les plus courants que les charges sur essieux peuvent varier dans des limites très importantes et extrêmes pendant la marche du tracteur sans ou avec transport d'outils et de véhicules. (à suivre)

Hans Helmut Coenenberg: «Las oscilaciones 'externas' de tractores agrícolas, especialmente las cargas dinámicas sobre los ejes.»

En la marcha de tractores y en el trabajo con ellos se producen casi siempre oscilaciones que pueden dar lugar a que las ruedas salgan de manera pasajera de la pista, o que por momentos las cargas estáticas sobre los ejes suban a valores múltiples.

Las desigualdades de la pista como también las variaciones de la resistencia a la marcha que oponen, suelen ser estáticamente irregulares. Existen ahora procedimientos modernos que permiten el cálculo de estas fuerzas que, como se demuestra a continuación, tienen aplicación a los problemas de la técnica agrícola. Con estos procedimientos se puede calcular la influencia que ejercen las desigualdades en los sistemas de oscilaciones. También pueden reproducirse de forma bastante parecida las oscilaciones que se presentan en estos tractores, con sistemas auxiliares oscilatorios simplificados, matemáticamente definibles. Como ejemplo se desarrollan ecuaciones de los movimientos de un tractor con apero montado.

De la discusión sobre el comportamiento oscilatorio en las condiciones de servicio y de marcha más importantes se desprende que oscilaciones fuertes y aun máximas de la carga sobre los ejes pueden producirse tanto en la marcha del tractor solo, como también en el transporte de aperos o de carros. (Se continuará)