

Einwirkungen des Frontladers auf den Schlepper

Von H. H. Coenenberg, Braunschweig-Völkenrode

Im Rahmen der landwirtschaftlichen Arbeitsaufgaben hat in den letzten Jahren der Frontlader am Schlepper besondere Bedeutung erlangt, weil er sich als ein sehr vielseitiges und wirtschaftliches Arbeitsgerät erwiesen hat. Die zunächst empirische Entwicklung und Verwendung als Ladegerät für Schwergüter wie Hackfrüchte, Stallmist oder dergleichen führte zu eingehenden Untersuchungen der für den Frontlader funktionell zweckmäßigen Arbeitsweisen und Einrichtungen [1 bis 6]. Hierbei konnten zahlreiche weitere Anwendungsmöglichkeiten als Fördergerät für Leicht- und Schwergüter, zum Teil auch als Erntegerät, z. B. für Futterrüben oder Grünmais, sowie als Transportgerät über kürzere Strecken gefunden und in die landwirtschaftlichen Arbeitsketten eingefügt werden [7; 8].

Die durch den Frontlader auf den Schlepper ausgeübten Kräfte und Momente weichen aber in jeder Hinsicht erheblich von denen bei den übrigen Feld- und Transportarbeiten des Schleppers ab; diese bestimmten jedoch bisher die Konstruktion und das äußere Bild des Schleppers.

1. Abgrenzung der Aufgabe

Die Wechselwirkungen zwischen dem mit Frontlader ausgestatteten Schlepper und seinen Aufgaben lassen sich aus der heutigen Sicht in folgende Problemgruppen aufgliedern:

1. Funktion des Frontladers: Optimale Anpassung des Laders und seiner Werkzeuge an vorteilhafte Arbeitsweisen; Sichtverhältnisse; der Frontlader als Anbaugerät inner- und außerhalb der übrigen Freiräume am Schlepper; leichter An- und Abbau sowie kurze Rüstzeiten, insbesondere durch einen Mann allein; Normung, Unfallschutz bei Arbeit, Transport sowie abgestelltem Schlepper und Gerät.

2. Mechanische Wirkungen des Frontladers auf den Schlepper: Statische und dynamische Kräfte und Momente bzw. die durch sie bewirkten Beanspruchungen; Einflüsse auf Schwerpunktslage, Achslasten, Stabilität und Fahrsicherheit.

Die allgemeine Auslegung und konstruktive Gestaltung des Frontladers sowie die seines Anbaues und die damit erforderlichen Änderungen am Schlepper sind ein Kompromiß zwischen den vielfältigen Forderungen und den nur in beschränktem Umfang vorhandenen Möglichkeiten zu ihrer Erfüllung; Kosten- und Wirtschaftlichkeitsüberlegungen ziehen weitere, recht enge Grenzen [6].

Für eine zielsichere Weiterentwicklung fehlten jedoch vor allem noch Berechnungs- und Konstruktionsunterlagen zu der vorstehend umrissenen „Mechanik“ des Schleppers mit Frontlader. Hierzu wurde inzwischen von König die „stationäre Fahrmechanik“ sowie die Einleitung der durch den Lader auf den Schlepper ausgeübten Kräfte und Momente in den Schlepperumfang untersucht [9].

Aufgabe der vorliegenden Untersuchung war es dagegen, die Beanspruchungen, die üblicherweise beim Arbeiten mit dem Frontlader auftreten, zu messen und dabei typische Belastungsfälle mit Spitzenbeanspruchungen festzustellen und zu analysieren. Die letzteren sind auf Grund von Betriebserfahrungen und Vorversuchen dynamischer Natur und können die stationären Grenzwerte erheblich überschreiten. Deshalb war die Untersuchung aus der Sicht der „Schwingungsdynamik des Schleppers

mit Frontlader“ heraus anzulegen. Erst diese Methode ermöglicht eine allgemeine und übertragbare Übersicht über die Beanspruchungen und ihre Ursachen und damit eine Angabe von Kenn- bzw. Richtwerten der Beanspruchungen für die Konstruktion.

Durch diese Aufgabenstellung mußte jedoch die Untersuchung auf die heute vorwiegend verwendeten hinterradgetriebenen Vierradschlepper in Standard- und Tragschlepperbauweise mit den heute vorherrschenden zweiholmigen Frontladern beschränkt werden, wie sie in der Bundesrepublik meist durch Firma Baas GmbH, Hamburg, geliefert werden¹⁾.

2. Kennwerte von Schleppern mit Frontladern

Für Laderarbeiten im üblichen landwirtschaftlichen Betrieb scheinen Frontlader mit Tragfähigkeiten für etwa 400 bis 600 kg Gut in Verbindung mit Schleppern von 25 bis 35 PS Motorleistung günstiger und wirtschaftlicher als andere Kombinationen zu sein. Nach Abwägen der für die Ähnlichkeit untereinander maßgebenden allgemeinen Kriterien wurden die folgenden vier Schlepper ausgewählt.

Der für die überwiegende Mehrzahl der Versuche benutzte und mit einer besonderen Meßeinrichtung ausgestattete Schlepper I entspricht in Abmessungen, Masse, Leistung, Achslastverteilung und dergleichen etwa dem Durchschnitt der heute mit mittleren Ladergrößen (400 kg Nennttragfähigkeit) ausgestatteten Standardschlepper. Der Lader ist jedoch im Hubvermögen etwas stärker als die sonst üblichen Laderausrüstungen ausgelegt worden, um sicherzustellen, daß bei den Versuchen Spitzenbeanspruchungen erhalten werden können.

Als Vergleichsschlepper II wurde ein Tragschlepper mit serienmäßigem Anbau eines Frontladers gleicher Nennttragfähigkeit gewählt. Dieser ist jedoch mit einer „Taillenschwinge“ ausgestattet, d. h., die zweiholmige Laderschwinge ist vom hinteren Schwingenlager bis über die Vorderachse schmal gehalten und erst davor auf Schaufel- oder Gabelbreite erweitert. Hinsichtlich seiner Abmessungen, besonders aber der Massenverteilung (Motor über der Vorderachse) unterscheidet sich Schlepper II innerhalb des heutigen Spielraumes sehr vom Schlepper I, **Tafel 1**. In ähnlicher Weise wurden die Vergleichsschlepper III und IV nach typischen Merkmalen für Frontlader mit etwa 600 kg Nennttragfähigkeit ausgewählt. Sie unterscheiden sich untereinander auch besonders in den Abmessungen, der Laderanordnung und -kinematik sowie in der Vorderachsfederung. Zu den Vergleichsmessungen konnte später noch als Versuchsschlepper V ein Geräteträger hinzugezogen werden, der in Leistung, Masse und Ladergröße mit den Schleppern I und II etwa vergleichbar war.

Werden kennzeichnende Abmessungen der Schlepper auf den Radstand als Einheit bezogen, so zeigt sich, daß deren Ähnlichkeit heute (im Gegensatz zum Anfang der Frontladerentwicklung [3]) meist größer ist, als nach dem äußeren Bild zunächst angenommen werden kann. Nach **Bild 1** gilt das bei den Schleppern I bis IV besonders für die Lage der Schwerpunkte der Schlepper und des am Dreipunktanbau angebrachten Heckballastes. Trotz recht unterschiedlicher Lage der hinteren Schwingenlager und sehr verschiedener Schwingenlänge bleiben die Laderhubkurven nach dieser Darstellung noch innerhalb eines relativ engen Bereiches.

Dipl.-Ing. Hans-Helmut Coenenberg ist wissenschaftlicher Mitarbeiter des Institutes für Schlepperforschung (Direktor: Prof. Dipl.-Ing. Helmut Meyer) der Forschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode.

¹⁾ Eine englische Untersuchung über die Frontladerreaktionen auf den Schlepper ist erst kürzlich bekannt geworden [10]. Sie scheint von einer enger begrenzten Themenstellung auszugehen. Ihre Ergebnisse stimmen jedoch, soweit sie vergleichbar sind (z. B. Beschleunigungen der Laderschaufel, Maximalwerte der Vorderachslast), mit denen dieser Untersuchung im wesentlichen überein.

Zahlentafel 1. Daten der Versuchsschlepper und der Lader

Bauart		I	II	III	IV	V
		Standard- schlepper	Trag- schlepper	Standard- schlepper	Standard- schlepper	Geräte- träger
Motor-Höchstleistung (lt. Angaben der Hersteller)	PS	28	25	38	35	28
Masse E_0 des Schleppers (betriebsbereit für Versuche mit Fahrer, aber ohne Heckballast u. ohne Laderschwinge)	kg	1600	1765	2250	2075	2000
Schleppermasse ohne Heckballast und ohne vordere Ladermasse (Lader in Horizontalstellung neben der Waage abgestützt)	kg	1780	1955	2475	2295	2050
Vordere Ladermasse (vorderer Teil der Laderschwinge mit Schaufel oder Gabel ohne Nutzlast)	kg	130	140	170	160	130
Nenntragfähigkeit des Laders	kg	400	400	600	600	400
Heckballast, der für die Versuche angebracht wurde	kg	470	470	470	465	—
Radstand	mm	1900	2000	2100	1850	2760
Spurweite bei den Versuchen	mm	1250	1250	1250	1250	1250
Schwerpunkthöhe (Schlepper ohne Lader und Heckballast)	mm	750	800	830	750	750

Die sich aus der zugehörigen Laderkinematik ergebenden Änderungen der maximalen statischen Hubkraft mit der Hubhöhe weichen nach Bild 2 nur bei Schlepper I stärker von den anderen ab.

Allgemeine statische Ähnlichkeit besteht auch hinsichtlich der Lage des Gesamtschwerpunktes von Schlepper und Frontlader mit verschiedenen Lademassen sowie gegebenenfalls bei Ausstattung mit Heckballast und den daraus resultierenden Achslastverteilungen, Bild 3. Sie erklärt sich aus den etwa im Verhältnis mit der Schleppermasse zunehmenden Anteilen der Massen des Frontladers sowie der Nutzlast.

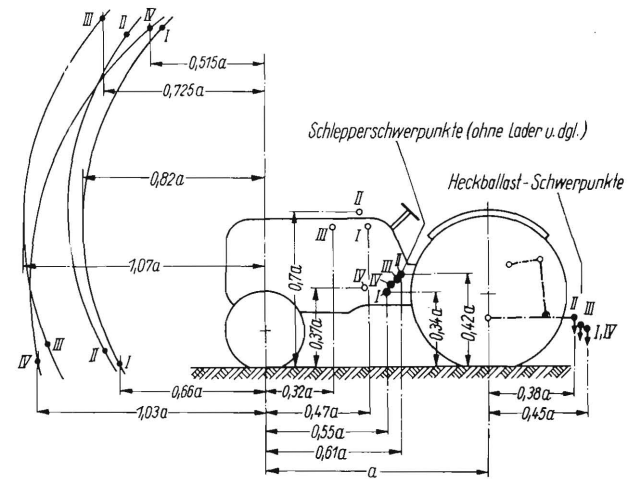


Bild 1. Auf den Radstand bezogene Lage der Schwerpunkte, der Hubkurven der Frontlader und kennzeichnende Abmessungen der Versuchsschlepper I bis IV.

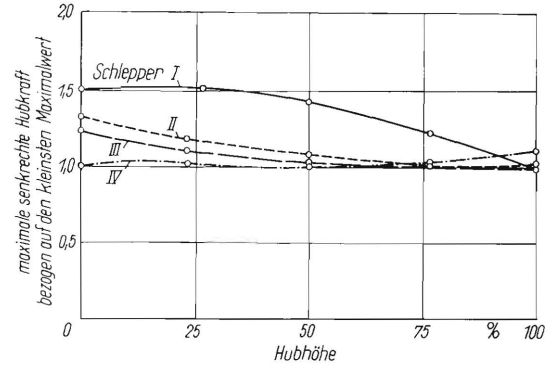


Bild 2. Maximale statische Hubkraft der Schlepperlader I bis IV in Abhängigkeit von der Hubhöhe, bezogen auf den jeweiligen Kleinstwert (= 1).

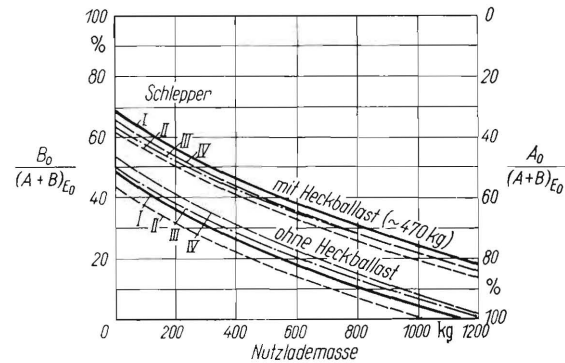


Bild 3. Änderung der statischen Hinterachslast B_0 und Vorderachslast A_0 der Versuchsschlepper I bis IV in Abhängigkeit von der Lademasse in der Schaufel; Lader horizontal; Heckballastanordnung nach Bild 1.

Aber auch hinsichtlich des dynamischen Verhaltens muß eine befriedigende Ähnlichkeit erwartet werden. Dieses bzw. das „Schwingungsverhalten“ wird, wie auch in der übrigen Fahrzeugtechnik, durch die vorliegenden Schwingungssysteme sowie die Art und Größe der Schwingungsanregungen bestimmt. Hierzu läßt sich das Gesamtschwingungssystem des Schleppers mit Frontlader auf ein Ersatzschwingungssystem zurückführen, das durch die räumliche Lage und Größe der als starr anzusehenden Einzelmassen, die gegenseitigen kinematischen Bindungen bzw. Freiheitsgrade, die vorhandenen Federungen und Dämpfungen gekennzeichnet ist. Nach den erwähnten statischen Merkmalen kann für die interessierende Bauart von Schleppern mit Frontladern hinsichtlich Größe und räumlicher Verteilung der Einzelmassen wie auch der kinematischen Bindungen oder Freiheitsgrade befriedigende Ähnlichkeit vorausgesetzt werden. Für eine überschlägige Beurteilung des Schwingungsverhaltens sind jedoch noch die Federkennungen aufzunehmen.

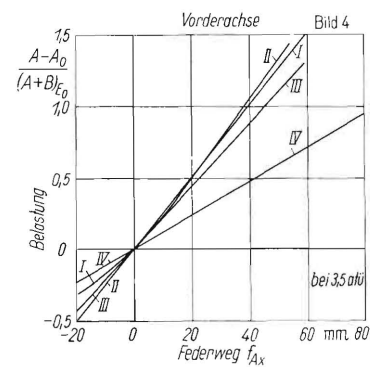


Bild 4 und 5. Federkennlinien der Vorderachsen (Bild 4) und Hinterachsen (Bild 5) der Versuchsschlepper I bis IV bei Vertikalbelastung, bezogen auf das Schleppergrundgewicht (statische Ruhelage = Nullage).

A momentane Vorderachslast (A_0 statischer Wert)
B momentane Hinterachslast (B_0 statischer Wert)

Bezieht man die Differenz zwischen der momentanen und der statischen Vorder- bzw. Hinterachslast auf das Schleppergrundgewicht (Gewicht des Schleppers in betriebsfertiger Grundausstattung, aber ohne Lader, Heckballast und dergleichen), so ergibt sich für die Vertikalfederkennlinien der Triebachse in dem hauptsächlich interessierenden Lastbereich eine weitgehende Ähnlichkeit bei den Schleppern I bis IV, **Bild 5**. Sie erklärt sich aus der Wahl der Reifengröße nach der erforderlichen Tragfähigkeit, die bei entsprechenden Laständerungen etwa gleiche Reifeneinsenkungen zur Folge hat. Bei den Vertikalfederhärten der Vorderachse ist die Ähnlichkeit geringer, weil die Reifenfederung durch zusätzliche Federungseigenschaften der Vorderachse ergänzt wird. Nach **Bild 4** fällt aber lediglich Schlepper IV (querliegende Blattfeder) aus der sonst relativ engen Streuung heraus.

Daneben wurden auch die Federkennlinien an den Vorder- und Hinterachsen der Versuchsschlepper bei Querbelastung festgestellt. Sie ergaben, wenn man die Belastung auf das Schleppergrundgewicht bezieht, eine kaum noch zu übertreffende Ähnlichkeit, **Bild 6 und 7**.

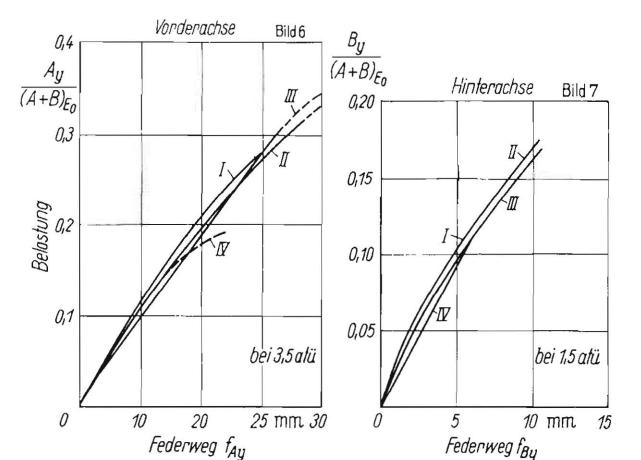


Bild 6 und 7. Kennlinien der Seitenfederung der Vorderachsen (links) und Hinterachsen (rechts) der Versuchsschlepper I bis IV, bezogen auf das Schleppergrundgewicht.

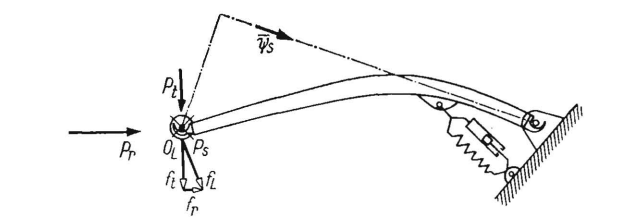


Bild 8. Federhärten der Frontlader der Versuchsschlepper I bis IV in tangentialer (t), radialer (r) und seitlicher (s) Richtung; Belastung und Federwege bezogen auf das vordere Schwingenlager O_L . Der Drehwinkelvektor ψ_s zeigt die ungefähre Lage der Verwindungsachse bei Seitenkräften an O_L .

P Kraft im Schwingenlager O_L
 c Federkonstante, für eine Belastung der Frontladerschwingen in O_L und den Federweg dieses Punktes

Versuchsschlepper	Federkonstante c in kp/cm			
	I	II	III	IV
c_t der Laderschwinge allein (ohne Zylinder)	630	≈ 480		
c_t bei horizontalem Lader am Schlepper (einschl. der Zylinder)	203	130	150	140
c_t bei hochgestelltem Lader am Schlepper	105	≈ 100	≈ 120	≈ 140
c_s	41 → 80	37 → 38	62 → 75	19 → 30
c_r aus Versuchen	6500	—	—	—
c_r rechnerisch	6100	≈ 8000	≈ 9000	≤ 6000

Die recht unterschiedliche Konstruktion und Kinematik der Frontlader der Schlepper I bis IV (**Bild 1 und 2**) ließ wesentliche Unterschiede des statischen Federungsverhaltens der Lader erwarten. Die Federhärten gehen aus **Bild 8** hervor. Die Tangentialfederung der am hinteren Schwingenlager und an den Zylinderanschlußpunkten festgehaltenen Laderschwingen (ohne Zylinder) ist beim Schlepper II (Taillenschwinge) merklich weicher als beim Schlepper I (gerade Holme). Die Tangentialfederung der vollständigen Lader (einschließlich der Zylinder) ist aber noch um ein Mehrfaches weicher. Versuchsschlepper I hatte trotz zwischengefügter Meßeinrichtung relativ und absolut bei horizontaler Schwingenlage den „steifsten“ Frontlader. In höchster Stellung des Laders sind die Federeigenschaften ähnlich. Die Querfederhärte ist bei sämtlichen Ladern überraschend niedrig; bei den Schleppern I und IV nimmt sie mit der Querbelastung progressiv zu, steigt aber bei den Schleppern II und III nur wenig an. Die Laderschwingen aller Versuchsschlepper haben gebogene Ovalrohrholme, die eine Kopplung der Federung in tangentialer, radialer und seitlicher Richtung bewirken. Die radiale Federung ist aber um ein Vielfaches härter als die tangentiale.

Es waren keine tangentialen Federwege von 100 bis 150 mm und mehr erwartet worden, sondern eine viel größere Steifheit der Frontladerausführungen. Aus dieser Sicht dürfen die Federungseigenschaften der untersuchten Frontlader als weitgehend ähnlich angesehen werden. Dagegen liegt ein starker Sprung der Tangentialfederhärte bei Erreichen eines der Hubenden der Laderzylinder vor. Dieser erklärt auch das bei den Versuchen öfter gefundene Auftreten heftiger Verzögerungen beim Anprallen an die obere Hubbegrenzung.

Die Dämpfung der Schwingungssysteme wurde nicht ermittelt, da das Ausschwingen nach plötzlicher Wegnahme der jeweiligen Belastung bzw. Vorspannung bei allen Versuchsschleppern sehr gleichartig war. Eine Besonderheit scheint darin zu bestehen, daß kleine Rüttel- und Schüttelbewegungen des Frontladers und seiner Arbeitswerkzeuge schwächer als große Schwingbewegungen (z. B. mit beladener Schaufel) gedämpft werden. Dieser Eindruck wird allerdings zum Teil auch durch die ständigen Vibrationsanregungen während der Fahrt, vor allem durch die Laufunruhe des Motors, vorgetäuscht.

3. Entwicklung der Meßeinrichtungen

Erfahrungsgemäß ist beim Arbeiten und Fahren von Schleppern mit Frontladern ein recht vielgestaltiges Schwingverhalten zu erwarten, das erhebliche und stark wechselnde Kräfte des Laders auf den Schlepper in Richtung der Längs-, Quer- und Hochachse bzw. Momente um diese Achsen zur Folge haben muß. Um einen Einblick in diese wechselnden Beanspruchungen und ihre Ursachen zu bekommen, ist es notwendig, sie in ihre sechs Komponenten aufzugliedern und diese getrennt zu messen.

Durch den erheblichen Aufwand, der sich durch die Meßeinrichtungen sowie bei der Versuchsdurchführung ergibt, mußte die Aufgabe auf Untersuchungen von statisch und dynamisch notwendigen, zugleich aber hinreichenden Bedingungen beschränkt werden:

- Bei Gleichartigkeit des Schwingverhaltens von Schleppern mit Frontladern muß die qualitative Analyse der Beanspruchungen und ihrer Zusammenhänge schon aus Sechskomponentenmessungen an nur einem Schlepper abgeleitet werden können.
- Die Gleichartigkeit des Schwingverhaltens von Schleppern mit Frontladern muß experimentell, z. B. in Vergleichsversuchen unter reproduzierbaren Bedingungen, nachgewiesen werden. Hierfür genügen aber bereits Messungen kennzeichnender Werte, insbesondere die der Beschleunigungen.
- Ferner muß festgestellt werden, ob und welche mit weniger Aufwand erfaßbaren Meßgrößen allgemein (bzw. unter welchen Bedingungen) als Maß für die direkt gemessenen Beanspruchungen angesehen werden können.

Nach diesen und weiteren Erwägungen hinsichtlich des Versuchsprogramms und eines eventuell erforderlichen Wechsels der Versuchsschlepper und dergl. wurde die Sechskomponenten-Meßeinrichtung in folgender Weise ausgeführt:

Nach der schematischen Darstellung in **Bild 9** wird der Frontlader ausschließlich von einem Hilfsrahmen, dem „Traggestell“, gehalten, das zwischen Lader und Schlepper zwischengeschaltet wurde. Dieses Traggestell ist nur über die Meßkörper, die in einer Horizontalebene liegen, mit dem Schlepper verbunden. Die an den Meßkörpern angreifenden Kräfte werden in den drei Koordinatenrichtungen für sich getrennt erfaßt. Das ermöglicht eine Sechskomponentenmessung nach folgendem Prinzip:

Nach **Bild 9** werde das System vorn an der Laderschwinge durch eine räumliche Kraft, dargestellt durch ihren Vektor

$$\mathbf{F}_L = \mathbf{F} + \mathbf{S} + \mathbf{L} = V\mathbf{i} + S\mathbf{j} + L\mathbf{k}$$

wobei $\mathbf{i}$, $\mathbf{j}$, $\mathbf{k}$ Einheitsvektoren in den Koordinatenrichtungen sind, sowie durch ein irgendwie gerichtetes Moment

$$\mathbf{M}_L = M_{Lx}\mathbf{i} + M_{Ly}\mathbf{j} + M_{Lz}\mathbf{k}$$

belastet. Diese Belastungen werden über das Traggestell von den Meßkörpern abgefangen, wobei sich die Kraftkomponenten aus der Summe der jeweiligen Reaktionskräfte in den Meßkörpern

$$\mathbf{F}_L = \sum_{i=1}^n \mathbf{F}_i + \sum_{j=1}^p \mathbf{S}_j + \sum_{k=1}^q \mathbf{L}_k \quad \text{mit} \quad \mathbf{F}_i = i(V_1 + V_2 + \dots + V_n) \text{ usw.}$$

angeben lassen. Die auf den Koordinatenursprung 0 bezogenen Reaktionsmomente

$$\mathbf{M}_O = \mathbf{M}_L + \mathbf{F}_L \mathbf{r} = M_{Ox} + M_{Oy} + M_{Oz}$$

haben dagegen Kräfte-Differenzen in den verschiedenen Meßkörpern zur Folge:

$$M_{Ox} = i \{ (z_v - z_h) [\Sigma(S_v) - \Sigma(S_h)] + (y_l - y_r) [\Sigma(L_l) - \Sigma(L_r)] \}$$

$$M_{Oy} = j \{ (z_v - z_h) [\Sigma(V_v)_{1+r} - \Sigma(V_h)_{1+r}] \}$$

$$M_{Oz} = k \{ (y_l - y_r) [\Sigma(V_l)_{v+h} - \Sigma(V_r)_{v+h}] \}$$

An dieser Aufgliederung in Kräftesummen für die Kräfte in den drei Koordinatenrichtungen sowie in Kräftedifferenzen für die Momente um die Koordinatenachsen (bezogen auf 0) ändert sich auch nichts, wenn anstelle einer einzelnen räumlichen Kraft beliebig viele räumlich verteilte Kräfte in beliebigen Richtungen sowie weitere Momente um willkürliche Achsen an dem Lader wirken. Völlige Linearität aller Meßstellen vorausgesetzt, ändert sich an dem Ergebnis auch nichts durch das Auftreten innerer Kräfte, z. B. Verspannungen zwischen den Meßkörpern.

Die konstruktive Ausbildung dieser theoretisch befriedigenden Meßanordnung muß jedoch einige Schwierigkeiten hinreichend berücksichtigen. Die Komponenten werden jeweils erst durch Addition bzw. Subtraktion von vier Kräften erhalten. Das ist bei Brückenschaltungen mit Dehnungsmeßstreifen möglich, sofern je zwei der Meßglieder (Brückenzweige) positive und je zwei negative Dehnungen aufweisen. Die Widerstandsänderungen der Zweige müssen allerdings den Kräften stets genau proportional sein (oder in geeigneter Weise gegeneinander abgeglichen werden), damit die Meßfehler in erträglichen Grenzen bleiben. Das gilt in dem System nach **Bild 9** besonders für die drei Kraftkomponenten, die aus relativ kleinen Differenzen erhalten werden, deren Fehler sich daher in Bezug auf das Ergebnis vervielfachen. Aus solchen Überlegungen und entsprechenden Berechnungen ergab sich die gewählte Gestalt der Meßkörper, ihre Halterung am Schlepper und die des Traggestells zwischen ihnen und den Anschlußpunkten der Laderschwinge und -zylinder.

In den Meßkörpern, **Bild 10**, werden die Vertikal- und Längskräfte von Meßgliedern aufgenommen, die aus nur wenig veränderten Teilen handelsüblicher Langglieder-Rollenketten mit 50,8 mm Teilung bestehen. Diese Meßglieder wurden so stark vorgespannt, daß auch die höchsten zu erwartenden äußeren Kräfte noch keinen Übergang von Zug- auf Druckspannungen bewirken können. Die Seitenkraft wird über ein gesondertes Meßglied übertragen, das in Verlängerung des Tragbolzens angeordnet ist, der vom Traggestell her in den Meßkörper hineinragt. Bei den Seitenkraft-Meßgliedern bereitete jedoch das Aufbringen einer definierten Vorspannung Schwierigkeiten, so daß darauf verzichtet werden mußte.

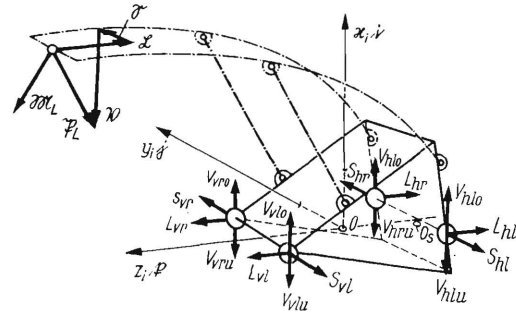


Bild 9. Aufgliederung der äußeren Kräfte und Momente in ihre Komponenten in den Meßkörpern der Frontlader-Meßeinrichtung (Erläuterungen siehe im Text)

$\mathbf{M}_L$	Momentenvektor am vorderen Schwingenlager
$\mathbf{F}_L$	Kraftvektor am vorderen Schwingenlager
$\mathbf{V}$	Vertikalkraft
$\mathbf{S}$	Seitenkraft
$\mathbf{L}$	Längskraft
$\mathbf{i}, \mathbf{j}, \mathbf{k}$	Einheitsvektoren in den Koordinatenrichtungen
M_x	Moment um die Hochachse
M_y	Moment um die Querachse
M_z	Moment um die Längsachse
M_O	Moment bezogen auf den Koordinatenursprung
O	Koordinatenursprung
O_s	Reduktionspunkt für die Momente bei der Auswertung (nahe am Gesamtschwerpunkt)

Indizes:	
v, h	vorn, hinten
r, l	rechts, links
o, u	oben, unten
t, r, s	tangential, radial, seitlich
L	Lader

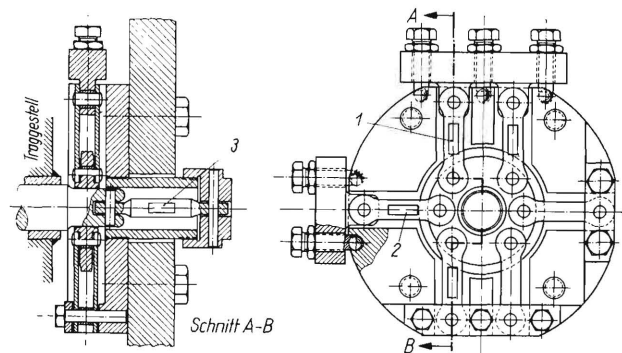


Bild 10. Aufbau eines Meßkörpers der Frontlader-Meßeinrichtung. Haltebolzen des Traggestells (s. Schnitt A—B) leiten die äußeren Kräfte in die Nabenteile der Meßkörper ein; die Vertikal- und Längskräfte werden über jeweils gegeneinander vorgespannte Kettenglieder aufgenommen, die Seitenkräfte über den Meßstab in Verlängerung des Haltebolzens (s. Schnitt A—B).

- 1 Dehnungsmeßstreifen zum Messen der Vertikalkraft
- 2 Dehnungsmeßstreifen zum Messen der Längskraft
- 3 Dehnungsmeßstreifen zum Messen der Seitenkraft

Der die Meßkörper am Schlepper haltende Rahmen sowie das Traggestell zwischen Frontlader und Meßkörpern wurden so gestaltet, daß sie bei Bedarf auch an anderen Schleppern etwa gleicher Leistung montiert werden können. Im Hinblick auf die geforderte Festigkeit und Steifheit wurde das Traggestell in Ovalrohr-Schweißkonstruktion mit angeschraubtem unterem Quergurt ausgeführt, **Bild 11 und 12**²⁾. Es wiegt nur 105 kg.

Für das „Verschalten“ der sechs Komponenten wurden 24 Dehnungsmeßstreifen in geeigneter Verteilung auf die Meßglieder aufgebracht und über Abschirmleitungen in einem Verteilerkasten als „Brücken“ für die verschiedenen Komponenten an die Kabel zu den Meßverstärkern angeschlossen, **Bild 13**.

²⁾ Das Traggestell (nach Institutszeichnungen) sowie die Frontladerteile wurden freundlicherweise von der Firma Baas GmbH, Hamburg, zur Verfügung gestellt.



Bild 11. Versuchsschlepper I mit Frontlader-Meßeinrichtung. Der Frontlader wird von dem um den Schlepper herumgebauten Traggestell gehalten, das sich über vier Meßkörper nach Bild 10 am Schlepperrumpf abstützt.



Bild 12. Versuchsschlepper I mit der Frontlader-Meßeinrichtung, den Schleifringen zur Übertragung für Drehmomentmessungen der Triebachse, der Anbauladekiste (mit Schlepperrumpf fest verspannt) und dem darin verschraubten Heckballast.

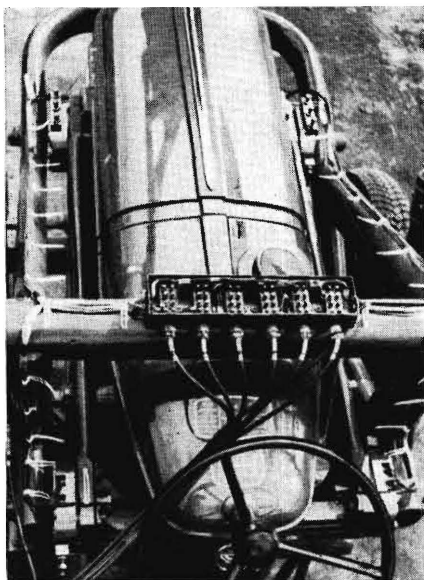


Bild 13. Frontlader-Meßeinrichtung am Versuchsschlepper I (von oben gesehen). Die Meßkörper befinden sich zwischen Haltegestell am Schlepper und Traggestell; die Verteilerkasten für die Brückenschaltungen der Reaktionskräfte und -momente auf dem oberen Querrohr des Traggestells (geöffnet).

Für die Untersuchungen wurde der Versuchsschlepper I noch mit einigen weiteren Meßstellen ausgestattet. Mittels Dehnungsmeßstreifen können die Vorderachslast sowie die Triebachsendrehmomente ermittelt werden, letztere über die außen an den Triebachsen angeordneten Schleifringübertrager, Bild 12. Ferner

können die Öldrücke in den Laderzylindern und ihren Anschlußleitungen über Druckaufnehmer, Bild 14, und die Beschleunigungen an der Frontladerschwinge in der Nähe der Schaufel mittels Beschleunigungsmesser aufgenommen werden, Bild 15. Der letztere kann an seinem Haltewinkel so umgesteckt werden, daß wahlweise die Tangential-, Radial- oder Seitenbeschleunigung erfaßt wird. Bei den Schleppern II bis V waren Anordnung und Umsteckbarkeit des Beschleunigungsmessers gleich.

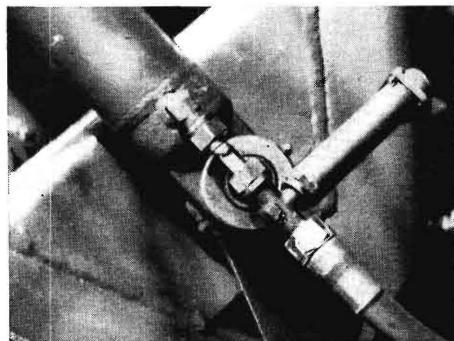


Bild 14. Messung der Öldrücke mittels Druckaufnehmer am Zylinderanschluß (Meßkabel abgenommen).

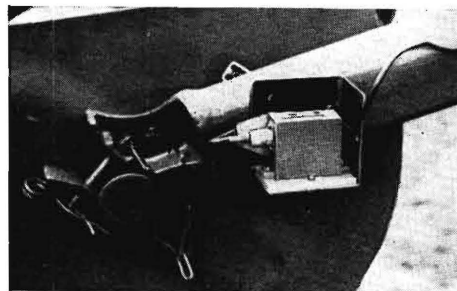


Bild 15. Beschleunigungsmessung am vorderen Schwingenlager. Beschleunigungsmesser für Tangentialbeschleunigung eingestellt; Messung von Seiten- und Radialbeschleunigung durch Umstecken des Gerätes im Haltewinkel.

Als Meßapparatur wurden ein Hathaway-Sechskanal-Meßverstärker sowie ein Hottinger-Transistor-Meßverstärker, jeweils mit Trägerfrequenz-Generatoren, und ein Siemens-Spulenschwinger-Oszillograph (Typ Oszillograph 16) für maximal 16 Meßstellen verwendet. Die Schreibamplitude der einzelnen Meßwerte konnte durch einen Anpassungsvorsatz vor dem Oszillographen zweckentsprechend gewählt werden. Zur sofortigen Entwicklung der Meßschriebe nach jedem Versuch diente ein Siemens-Entwicklungsautomat. Bei den Außenversuchen wurde die gesamte Meßapparatur in einem VW-Kombiwagen untergebracht. Die Stromversorgung aller Geräte erfolgte durch Batterien, zumeist Bleiakкумуляtoren, und gegebenenfalls durch Umformer.

Bei den Vorversuchen zur Eichung der Meßeinrichtung war die Anzeige der verschiedenen Komponenten mit Schwingungen höherer Frequenzen durchsetzt, die durch die Laufunruhe des Motors ausgelöst waren. Sie mußten an den Meßverstärkern durch Siebglieder eliminiert werden, Bild 16. Die Anzeige der im wesentlichen mit Frequenzen unter 15 Hz verbundenen Kräfte des Laders auf den Schlepper wurde durch die Siebglieder, wie sich bei der Eichung und später nachweisen ließ, nicht beeinträchtigt.

Für die Eichung wurde der Schlepperrumpf auf einer Prüfstandsbettung aufgespannt und die Meßeinrichtung bzw. die Laderschwinge in den Koordinatenrichtungen über Zugkraftmesser belastet. Dabei war die Anzeige des Moments um die Hochachse leider nicht linear und von anderen Komponenten zu stark beeinflusst. Auf die Registrierung dieses Momentes konnte jedoch verzichtet werden, weil es sich auch angenähert aus der Seitenkraft oder der Querschleunigung ermitteln ließ, wie über entsprechende Relationen der übrigen Komponenten bzw. Beschleunigungsrichtungen nachgewiesen werden konnte.

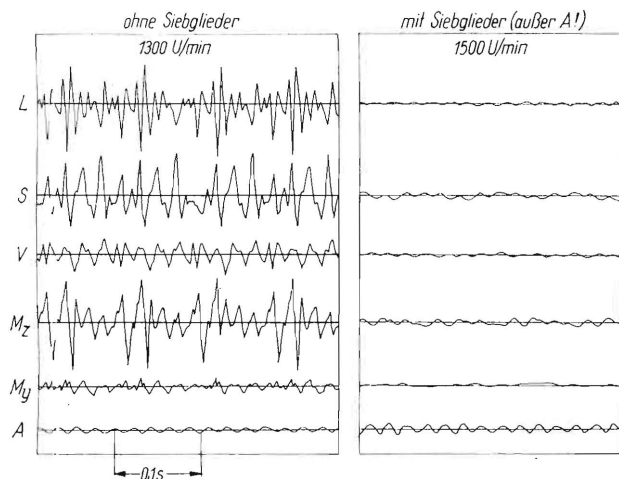


Bild 16. Vibrationen in den Komponenten der Meßeinrichtung durch die Laufunruhe des Motors (links) und deren Unterdrückung durch Siebglieder (rechts).

Bild 17 und 18 zeigen die Mittelwerte der Eichkurven sowie die auf deren Maßstab bezogenen Meßfehler durch die übrigen Komponenten. Die Größenordnung der dadurch möglichen Meßunsicherheiten ist für das Moment M_y um die Querachse und das Moment M_z um die Längsachse noch relativ gering, so daß bei der Auswertung im allgemeinen auf eine Fehlerkorrektur verzichtet werden konnte. Die Beeinflussung der Kräfte durch die übrigen Komponenten war erwartungsgemäß etwas größer, aber nicht bedenklich. Es genügt, den Fehlereinfluß der Seitenkraft (bzw. bei hochgehobenem Lader denjenigen des Moments um die Längsachse) zu berücksichtigen. Bei Auswertungs-Stichproben sowie bei Kontrollversuchen wurde festgestellt, daß bei den hauptsächlich interessierenden mittleren und hohen Betriebsbeanspruchungen durch Vernachlässigung dieser Einflüsse die Anzeige nur um wenige Prozent, teils positiv, teils negativ verfälscht wurde. Das Durchrechnen der vollständigen Korrektur konnte daher auf einige besonders auffällige Meßwerte beschränkt werden.

Die übrigen Meßstellen bei Versuchsschlepper I (Vorder- und Hinterachswellen) sowie die Druck- und Beschleunigungsaufnehmer wurden in üblicher und bekannter Weise geeicht. Bei ihnen konnte auf das Ausbleiben störender Vibrationen verzichtet werden. Aus diesen Meßschrieben ließ sich ständig entnehmen, daß die erwähnte Siebung bei den Laderkomponenten bei Schwingungen unter ca. 15 Hz keine erkennbare Verfälschung bewirkte. Die Eichung sämtlicher Meßstellen erforderte die Aufzeichnung von insgesamt rund 6500 einzelnen Meßpunkten.

Die mit elektronischen Meßeinrichtungen verbundenen Meßunsicherheiten lassen sich im allgemeinen nur schwer unter $\pm 3\%$ halten. Bei der vorliegenden komplizierten Meßeinrichtung mußte zwangsläufig eine größere Toleranz zugelassen werden. Aus den Eichungen, einigen Kontrollversuchen sowie Auswertungen dafür geeigneter Stellen der Meßschriebe waren jedoch keine Fehler von mehr als $\pm 5\%$ zu erkennen. Diesen Fehlern können bei schnelleren Schwankungen der Kräfte und Momente z. B. noch solche durch die Massenträgheit des Traggestells überlagert gewesen sein. Die gesamte Meßunsicherheit ist aber bei mittleren und hohen Beanspruchungen sehr wahrscheinlich stets unter $\pm 10\%$ geblieben³⁾.

4. Gewählte Versuchsbedingungen

Die Untersuchung sollte die gesamte Variationsbreite des vor kommenden Arbeits- und Fahrgeschehens von Schleppern mit Frontladern erfassen. Dieses setzt sich aus einer geringen Zahl von Fördervorgängen des Laders (Heben, Halten und Senken) sowie einer etwas größeren Zahl von Fahrzuständen des Schleppers

(Beschleunigen und Bremsen, vor- und rückwärts, stationäres Fahren, geradeaus und in Kurven bei verschiedenster Fahrbahnbeschaffenheit) zusammen. Daraus lassen sich einige besonders häufig vorliegende funktionelle Betriebszustände gruppieren, die bereits alle wesentlichen Merkmale des Schlepperbetriebs mit Frontlader umfassen, sofern jedem dieser Zustände eine hinreichende Variationsbreite der Bedingungen zugeordnet wird:

1. Einstoßen in das Ladegut (u. U. auch Aufprallen des Laders auf ein Hindernis);
2. „Losreißen“ und Heben des Ladeguts bzw. Heben des leeren Laders, u. U. bis zum Anprallen an die obere Hubbegrenzung;
3. Senken des Laders (gegebenenfalls mit Ladegut) bis zum Ablegen (auch Abwerfen) oder „Abfangen“ des Senkorganes;
4. Beschleunigen oder Bremsen des Fahrzeuges vor- oder rückwärts bei verschiedenster Fahrbahnbeschaffenheit, geradeaus oder in Kurven, bei verschiedenen Hubhöhen des Laders und unterschiedlicher Nutzlast;
5. stationäres Fahren auf Fahrbahnen verschiedenster Beschaffenheit, geradeaus und in Kurven, bei verschiedenen Hubhöhen des Laders und unterschiedlicher Nutzlast, u. U. auch mit gleichzeitigem Heben, Senken oder Abfangen des Laders.

Diese Aufteilung in Einzelaufgaben erleichtert das Einhalten reproduzierbarer Versuchsbedingungen sowie das Beurteilen ihrer „Härte“ im Vergleich zu den Arbeitsbedingungen eines Schleppers ohne Frontlader. Zum Vergleich wurden verschiedentlich auch vollständige „Ladespiele“ gemessen.

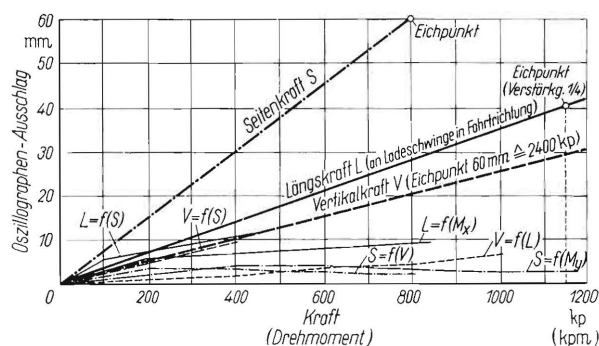


Bild 17. Mittelwerte der Eichungen der Vertikal-, Längs- und Seitenkräfte an der Frontlader-Meßeinrichtung sowie die auf sie bezogenen Anzeigefehler durch Einflüsse anderer Komponenten (störende Beeinflussung fast nur durch Seitenkräfte S bzw. das Moment M_x um die Hochachse).

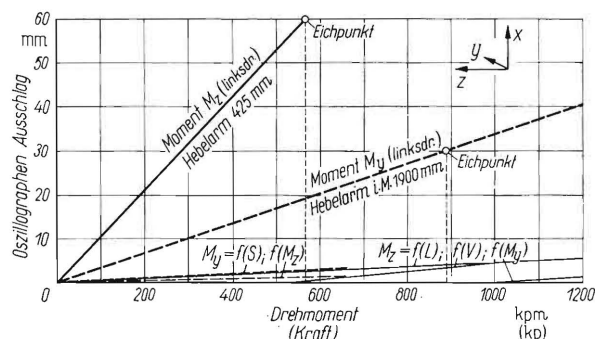


Bild 18. Mittelwerte der Eichungen der Momente um Querachse (M_y) und Längsachse (M_z) an der Frontlader-Meßeinrichtung (Beeinflussung durch andere Komponenten gering).

Die Mehrzahl der Versuche wurde nur mit dem Versuchsschlepper I durchgeführt. Dabei wurden von den meist vorhandenen 10 Meßstellen die jeweils 7 wichtigsten Werte registriert. Bei Versuchen mit ausgeprägten Schwingungen von Schlepper und Lader waren Wiederholungen erforderlich, um neben der Tangential- auch die Quer- und Radialbeschleunigung

³⁾ Dank der Sorgfalt und Erfahrung der beteiligten Institutsmitarbeiter, insbesondere von Herrn Krzywaniak als Meßtechniker, konnten der Bau der umfangreichen Meßeinrichtung und die Messungen planmäßig ohne jegliche Störung durchgeführt werden.

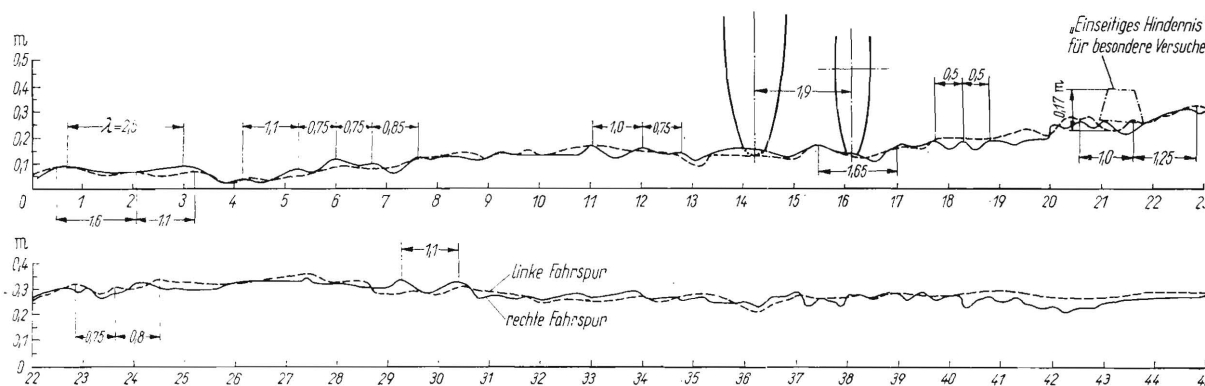


Bild 19. Profil der rechten und linken Fahrspur der Versuchsbahn (Knüppeldamm). Die Unebenheiten sind 5:1 überhöht; Vorder- und Hinterradkontur sowie das zeitweilig aufgelegte einseitige Hindernis sind im Maßstab dieser Überhöhung angedeutet.

an der Laderschwinge erfassen zu können. Zum optischen Vergleich und zur Beobachtung der Schwingungsvorgänge wurde der Versuchsaufbau bei einer Reihe von Messungen gefilmt.

Die Versuchsschlepper I bis IV waren bei den Messungen, von besonders bezeichneten Ausnahmen abgesehen, mit Ballast am Dreipunktanbau ausgestattet. Diese Ballastanordnung hat sich bekanntlich in der Praxis als sehr vorteilhaft erwiesen, weil sie die durch den Lader und seine Nutzlast verringerte Triebachslast wirksamer als Zusatzgewichte an den Triebrädern erhöht und zugleich die Längs- und Querstabilität des Schleppers wesentlich verbessert. Der häufig erforderliche An- und Abbau der Gewichte kann jedoch u. U. umständlich und zeitraubend sein.

Für Messungen bei Fördervorgängen des Laders wurden in dem Bestreben, mittlere bis hohe Laderbeanspruchungen zu erzielen, folgende Schwergüter ausgewählt: Lehmiger Sand, fester, abgesetzter schwerer Tonboden, stark verfilzte und verdichtete Erbsenkrautsilage (Häcksellänge ca. 20 cm, Raumgewicht 800 kg/m³) und mit Resten von Moniereisen durchsetzter Betonbauschutt (Größe der Einzelbrocken bis zu Würfeln von 30 cm Kantenlänge und herausragendem Moniereisen). Die Ladegüter befanden sich auf Betonplatten, auf der Erde oder Grasnarbe.

Messungen von Fahrvorgängen wurden auf verschiedenen Fahrbahnen durchgeführt, insbesondere auf Beton-, Teer- und Kleinpflasterstraßen, auf Wegen mit grober Pflasterung, auf Feldwegen verschiedener Beschaffenheit und Unebenheit, sowie auf festen und weichen Böden mit oder ohne Grasnarbe. Für eine eingehendere Untersuchung des Schwingungsverhaltens von Schlepper und Lader beim Fahren wurde nach Vorversuchen ein Teil eines Knüppeldammes ausgewählt, der besonders starke und vielgestaltige Unebenheiten aufweist, **Bild 19**. Bei Versuchen über die „dynamische“ Stabilität um die Längsachse wurde an einer hierzu geeigneten Stelle ein einseitiges Hindernis mit Auf- und Ablauframpe aufgelegt.

5. Ergebnisse der Messungen

Im folgenden werden, sofern nicht anders vermerkt, Ergebnisse von Messungen mit dem Versuchsschlepper I besprochen. Die dazu angemerkten Beobachtungen und Tendenzen können jedoch in dem jeweils angegebenen Umfang verallgemeinert werden.

Einstoßen in das Ladegut

Wird in einem langsamen Getriebeangang des Schleppers relativ sanft in das Ladegut eingefahren, so kann sich ein Gleichgewichtszustand zwischen dem Eindringwiderstand und den Triebkräften der Schleppertriebräder einstellen, der nur wenig durch Trägheitskräfte beeinflusst ist. Die Triebkräfte der Räder lassen sich durch das auf Senken gestellte Steuergerät des Laders erhöhen, weil dadurch, besonders bei hochangelenkter Laderschwinge, die Vorderachse bis zum Aufbäumen entlastet werden kann. Dabei bleiben aber die Triebachswellenmomente immer noch wesentlich unter denen, die auf fester Fahrbahn beim Anfahren mit schnellem Einkuppeln (z. B. seitlichem Abrutschen vom Kupplungspedal, dem sogenannten „Schnappenlassen“) möglich sind.

Zum Erzielen guter Schaufel- oder Gabelfüllungen wird jedoch vielfach mit einer etwas höheren Geschwindigkeit in das Ladegut eingefahren. Die Fahrgeschwindigkeit wurde deshalb bei den Versuchen bis auf 15 km/h gesteigert. Dabei ergeben sich maximale Längskräfte beim Einstoßen in hoch aufgeschütteten, lehmigen Sand und Betonbauschutt, die Werte bis zu 3800 kp, **Bild 20**, erreichen. Diese sind überwiegend auf Trägheitskräfte des Schleppers zurückzuführen (die Umfangskräfte an den Triebrädern blieben zusammen unter etwa 800 kp). Die damit verbundenen Verzögerungen von etwa 1,5 g sind für den Fahrer bereits recht unangenehm.

Die dabei vorliegende Relation zwischen Vorderachsentlastung $A-A_0$, Moment M_y um die Querachse sowie einer nach oben gerichteten Vertikalkraft $V-V_0$ am Schlepper läßt erkennen, daß das Einstoßen mit zunehmender Federhärte des Laders dem Wesen eines „Stabhochsprunges“ näherkommt: Der abgesenkte Lader erzwingt mit der Horizontalverzögerung des Schleppers dessen Ausweichen nach oben, im Extremfall bis zum völligen Abspringen.

Eine derartige Steigerung läge beim Anprallen des Laders gegen ein massives oder verankertes Hindernis vor, was praktisch durchaus einmal vorkommen kann. Dieser Fall durfte aber im Versuch nicht bewußt herbeigeführt werden, um die Meßeinrichtungen nicht zu gefährden. Dieser Vorgang läßt sich jedoch über die folgenden groben Abschätzungen angenähert übersehen und rechnerisch verfolgen:

1. Fall: Die Laderschwinge sei am Schlepper tief und nahe an dessen Schwerpunkt angelenkt. Beim Anprallen gegen ein Hin-

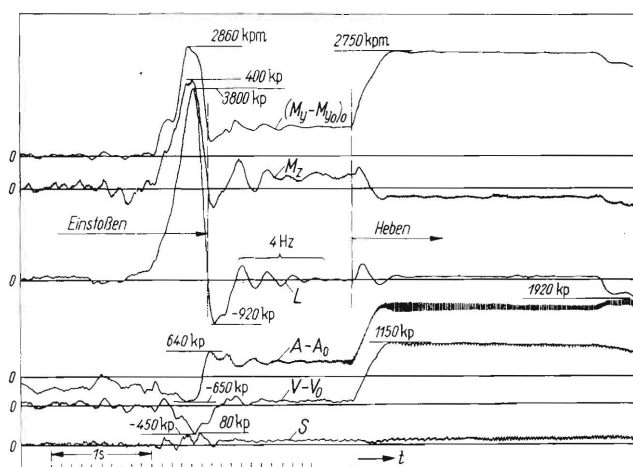


Bild 20. Verlauf der Kräfte und Momente an der Laderschwinge beim Einstoßen der Schaufel in hoch aufgeschütteten, lehmigen Sand als Ladegut mit anschließendem Heben der Schaufel.

- M_y = Moment um die Querachse
- M_z = Moment um die Längsachse
- A = Vorderachslast (A_0 statische Vorderachslast)
- L = Längskraft
- S = Seitenkraft
- V = Vertikalkraft (V_0 statische Vertikalkraft)

dernis in Höhe der Fahrbahn sind nur die Radialfederung der Laderschwinge und ähnliche kleine Federwege vorhanden. Die Horizontalverzögerung wächst sehr schnell an und müßte Werte von 4 bis 5 g erreichen, wenn die Vertikalkomponente zum Hochwerfen des Schleppers ausreichen soll. Inzwischen dürften jedoch plastische Deformationen eingetreten sein und die Stoßspitze abgefangen haben.

2. Fall: Die Laderschwinge sei am Schlepper hoch und etwas vor dem Schwerpunkt angelenkt. Bei einem Anprall des Laders kann dann außer seiner geringen Radialfederung die Tangentialfederung wirksam werden, so daß bis zum Anwachsen der Horizontalverzögerung auf z. B. 2,5 g der Schlepper sich noch etwa 10 bis 15 cm nach vorn bewegen kann und dabei etwas aufbäumt (sofern die untere Hubbegrenzung der Laderzylinder noch nicht erreicht ist). Sollte der Anprall damit noch nicht abgefangen sein, so würde bei etwa 3 g Horizontalverzögerung ein weiteres Hochwerfen des Schlepperschwerpunktes einsetzen, bei dem die Hinterachse entlastet wird. Der Anprall würde somit wesentlich weicher abgefangen als im Fall 1 und die maximal möglichen Beanspruchungen blieben erheblich niedriger, so daß plastische Verformungen des Laders vermeidbar wären. Das Anprallen gegen Hindernisse oberhalb des Fahrbahnniveaus bliebe auch noch wesentlich weicher als im Fall 1.

Die bei den Versuchen festgestellten Durchschnittswerte der beim Einstoßen in das Ladegut auftretenden Kräfte und Momente bleiben jedoch sehr weit unter den eben diskutierten Extremwerten. Beim Einstoßen, das für das jeweilige Ladegut üblich und zweckentsprechend gewählt ist, bleiben die Längskräfte noch unter 2000 — 2500 kp und damit die Horizontalverzögerung unter 1 g. Bei „Vorhalte“-stellung des Laders (mit horizontal angehobener Schwinge) gehen bei Silage diese Kräfte noch bis zu 1800 kp.

Die maximalen Vertikal- und Seitenkräfte sowie Momente um die Längsachse bleiben beim Einstoßen in das Ladegut kleiner als die Durchschnittswerte bei den anderen Versuchen. Die Momente um die Querachse können zwar den der maximalen statischen Hubkraft entsprechenden Wert übersteigen, bleiben aber auch noch kleiner als bei den anderen Versuchen.

Dem Einstoßen folgt, sofern nicht gleich vom Fahrer eingegriffen wurde, ein Ausschwingvorgang, dessen Amplituden jedoch unerheblich bleiben, Bild 20.

Losreißen des Ladegutes und Heben des Laders

Beim Heben des Laders werden die Laderzylinder vom Steuergerät über Zuleitungen mit der Druckseite der Kraftheberpumpe verbunden, deren Förderstrom und -druck begrenzt sind. Dem Auftreten von Schwingungen wirken die Leitungswiderstände und die Drosselung entgegen.

Dementsprechend ist der Verlauf der gemessenen Kräfte und Momente bei auf „Heben“ gestelltem Steuergerät stets ruhig und stetig, besonders beim Losreißen und Heben des Ladegutes im Stand. Das beim Losreißen zu beobachtende „Anspannen“ und „Würgen“ von Schlepper und Frontlader ist aus dem nahezu stationären Verlauf der Kräfte und Momente kaum ersichtlich (Bild 20): Nach dem Losreißen mit maximaler statischer Hubkraft sowie dem Beschleunigen bei Hubbeginn gehen die Kräfte und Momente stetig auf die für das weitere Heben ausreichenden geringeren Beträge zurück. Die Art des Ladegutes ist hierbei praktisch gleichgültig; lediglich das Poltern oder Herabfallen großer Bauschuttbrocken verursacht kleine Schwingungen. Vor- und Zurücksetzen des Schleppers zum Unterstützen des Losreißen oder zum Vergrößern der Schaufelfüllung hat, sofern das Steuergerät auf „Heben“ steht, ebenfalls keine nennenswerten Auswirkungen auf die Kräfte und Momente, von Schwingungen der Längskräfte (und entsprechender Werte) abgesehen.

Einen Sonderfall stellt das einseitige Heben mit nur einem Holm der Laderschwinge (an Stelle eines zwischen den Holmen angebrachten Lasthakens) dar, wie es in der Praxis häufiger vorgenommen wird. Dann kommt ein Moment um die Längsachse hinzu (im Versuch stationär bis 500 kpm).

Wird das Heben bis zum Anprallen des Laders an die obere Hubbegrenzung der Zylinder fortgesetzt, so ergibt sich ein leichter Stoß mit nachfolgendem Ausschwingen, der kräftemäßig aber unbedeutend ist.

Senken des Laders und Abfangen des Senkvorganges

Zum Senken wird über das Steuergerät Drucköl aus den Laderzylindern abgelassen. Es ergeben sich dabei stets ruhige Übergänge auf die kurzzeitige Senkbeschleunigung und gegebenenfalls auf ein stationäres, weiteres Senken ohne nennenswerte Schwingungsanregung. Bereits vorhandene äußere Schwingungen, z. B. beim Fahren auf schlechter Fahrbahn, werden merklich gedämpft. Fallenlassen des Laders mit hartem Aufprall der Schaufel oder Gabel auf den Boden führt nur zu einem kurzen Einschwingen der Kräfte und Momente auf Null bzw. auf neue stationäre Werte. Ein fast gleichartiges Bild ergibt sich beim Abwerfen des Ladegutes. Damit sind — ähnlich den Hubvorgängen — das Senken und Ablegen des Laders sowie das Abwerfen des Ladegutes nahezu stationäre Vorgänge, denen nur bei schneller Zustandsänderung ein kurzes Einschwingen auf die neuen Mittelwerte folgen kann.

Statt dessen ist plötzliches Abstoppen des Senkvorganges, das sogenannte Abfangen des Laders, besonders mit hoher Nutzlast, die praktisch stärkste Schwingungsanregung, Bild 21. Das Schließen des Rücklaufs erfolgt bei den verwendeten Steuergeräten in weniger als $1/10$ s, so daß die vor dem Steuergerät befindliche Ölsäule fast ohne dämpfenden Übergang abgesperrt wird. Die momentane Laderstellung wird zur neuen statischen Ruhelage, und die noch vorhandene kinetische Energie muß von den beteiligten Federsystemen (von der Tangentialfederung des Laders, teilweise auch von der Achsfederung des Schleppers) aufgefangen werden. Damit wird ein Schwingungsvorgang um die neue statische Ruhelage eingeleitet, dessen Intensität mit der Anfangsgeschwindigkeit und der Ladermasse sowie mit der Tangentialfederhärte des Laders zunimmt.

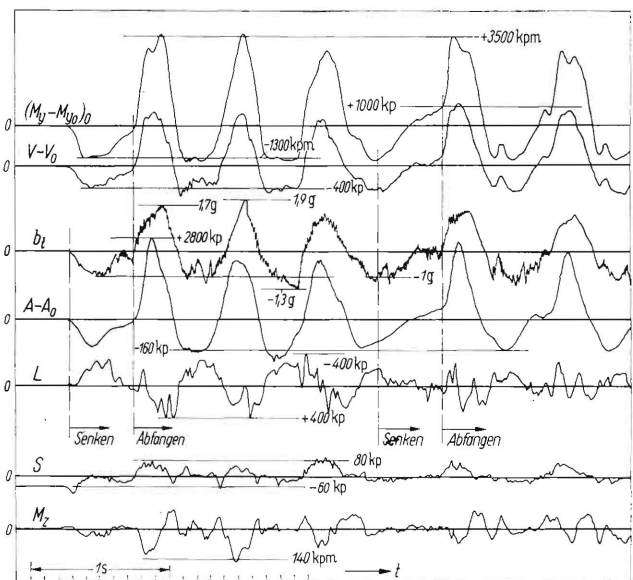


Bild 21. Abfangen des Laders im Stand. b_t Tangentialbeschleunigung der Laderschwinge am vorderen Schwingenlager (sonstige Bezeichnungen siehe Bild 20).

Bei den Messungen stieg die Vertikalkraft von statisch rd. 530 kp (bei 400 kg Nutzlast in der Schaufel) bei dem etwa in Vorhaltstellung des Laders ausgeführten Abfangen aus voller Senkgeschwindigkeit auf 1530 bis 1880 kp bei stehendem Schlepper und auf bis zu 2030 kp während der Fahrt auf dem Knüppeldamm. Beim Abfangen einer Nutzlast von 575 kg kann die Vertikalkraft sogar Spitzenwerte von rd. 2400 kp erreichen. Dabei ergeben sich auch die höchsten registrierten Momente um die Querachse, die, bezogen auf den Reduktionspunkt 0, auf 5000 bis 6000 kpm (bei 575 kg Nutzlast) angestiegen sind.

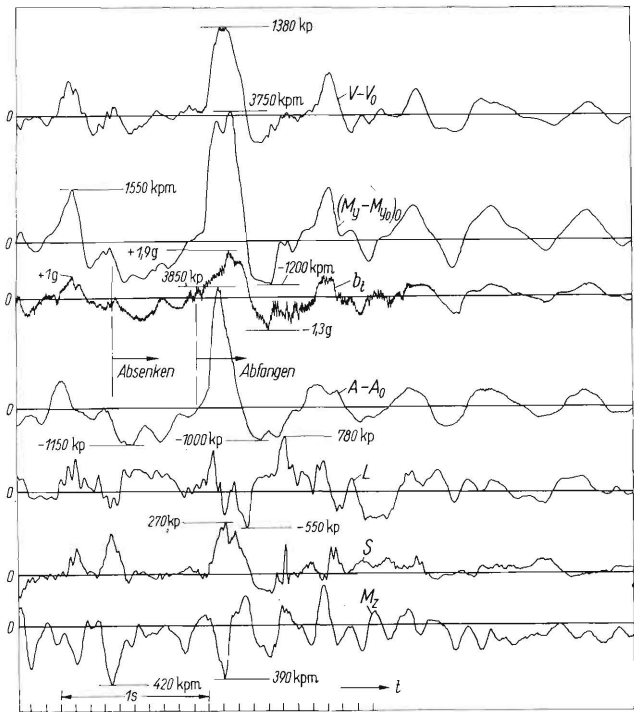


Bild 22. Abfangen von 400 kg Nutzlast in der Schaufel beim Fahren auf einem Knüppeldamm. Bezeichnungen siehe Bild 20 und 21.

Mit diesem Belastungsfall sind auch die maximal gemessenen Vorderachslasten verbunden, die beim Abfangen während der Fahrt auf dem Knüppeldamm bei 400 kg Nutzlast bis zu 5250 kp, **Bild 22**, und bei 575 kg Nutzlast sogar bis 6200 kp betragen. In beiden Fällen entsprechen diese Werte dem rd. 3,5fachen der statischen Achslast. Die daneben registrierten Längs- und Seitenkräfte sowie Momente um die Längsachse blieben meist relativ gering und im Rahmen der Durchschnittswerte anderer Versuche.

Die bei Nutzlasten von 400 und 575 kg vorn an der Laderschwinge registrierten Abfangbeschleunigungen erreichten Werte von 1,9 bis rd. 2,1 g (denen zum Erhalten der Absolutbeträge die Erdbeschleunigung noch zuzuschlagen ist). Diese Beschleunigungen hätten, auf die Massen der Nutzlast, der Schaufel und des vorderen Teiles der Laderschwinge allein bezogen, etwas geringere, als die gemessenen Vertikalkräfte und Momente um die

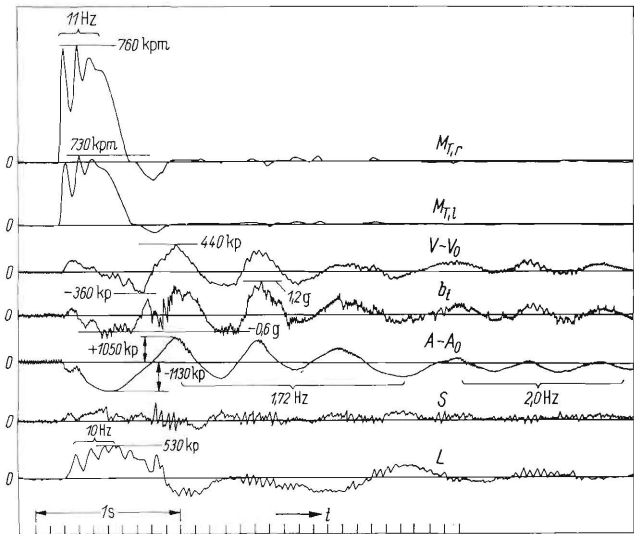


Bild 23. Scharfes Anfahren infolge Schnappenlassens des Kupplungspedals in einem Gang mit etwa 9 km/h Höchstgeschwindigkeit. Bezeichnungen siehe Bild 20 und 21, ferner

($M_{Tr,r}$) = Drehmoment der rechten Triebradwelle,
($M_{Tr,l}$) = Drehmoment der linken Triebradwelle.

Querachse ergeben. Nach der bei Erreichen der Maximalwerte anzunehmenden Lage des Momentanpols ist aber auch der hintere Teil der Laderschwinge mit dem Traggestell mit Trägheitskräften beteiligt, die der fraglichen Differenz durchaus entsprechen.

Mit den Kräften und Momenten wachsen auch die Schwingungsweiten an, so daß bei hoher Nutzlast äußerst heftige Nickbewegungen des Schleppers auftreten. Diese sind für den Fahrer durch das Hochreißen des Schlepperhecks (einschließlich des Heckballastes) sehr unangenehm und zweifellos gesundheitschädigend. Außerdem kann noch eine sehr fühlbare Seitenneigung des Schleppers (um die Längsachse) hinzukommen, vermutlich durch seitliches Ausweichen des Laders, und das Empfinden akuter Kentergefahr des Schleppers hervorrufen. Nach den Filmaufnahmen besteht diese aber meist noch nicht.

Das Abfangen hoher, einseitig an die Laderschwinge angehängter Lasten ist bisher wegen der damit verbundenen Gefährdung der Meßeinrichtungen sowie akuter Kentergefahr nicht in die Versuche einbezogen worden. Ein solcher Vorgang ist zweifellos vermeidbar und widerspricht zudem dem natürlichen technischen Empfinden.

Beschleunigen und Bremsen des Schleppers

Sehr hohe Beanspruchungen des Schleppertriebwerkes können, wie aus früheren Untersuchungen bereits bekannt ist, beim Anfahren mit schnellem Einkuppeln (unbeabsichtigtes „Schnappenlassen“ des Kupplungspedals) durch die damit verbundenen Schwingungsvorgänge ausgelöst werden [11; 12]. Scharfes Bremsen kann unter Umständen ähnlich wirken. Bei Frontladerarbeiten liegen diese Fahrzustände besonders häufig vor. Die schnelle Folge der Anfahrvorgänge bewirkt auch eine hohe thermische Belastung der Kupplung.

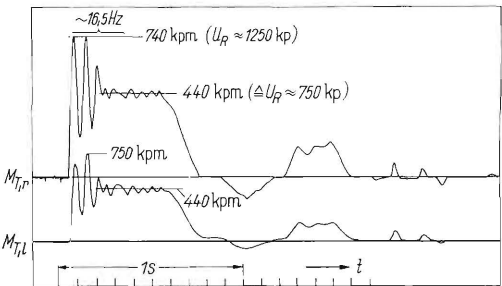


Bild 24. Drehmomentverlauf in Triebadwellen beim Anfahren durch Schnappenlassen des Kupplungspedals in einem Gang mit rd. 14 km/h Höchstgeschwindigkeit. Erläuterung des Schwingungsvorganges im Text; Bezeichnungen wie in Bild 23.

Bei den hierzu durchgeführten Messungen zeigt es sich, daß beim Anfahren dem Schnappenlassen des Kupplungspedals ein aus dem Schwingungsverhalten des Triebwerkes resultierender steiler Drehmomentanstieg in den Triebadwellen folgt. Der weitere Drehmomentverlauf hängt von der gewählten Getriebeübersetzung und dem Kraftschluß der Triebäder ab. Wird die Grenze des Kraftschlusses der Räder überschritten, so ergeben sich Schwingungen zwischen Triebad- und Motorschwingmassen mit 11 Hz, **Bild 23**. In schnelleren Gängen mit genügender Bodenhaftung der Triebäder schwingt dagegen anfänglich die Hauptmasse der Triebäder gegen die Motorschwingmasse und die Fahrbahn mit 16,5 Hz, **Bild 24**. Diese Schwingungen klingen im allgemeinen nach mehreren Perioden auf stetigen Verlauf der Drehmomente (dem Betrage nach dem Kupplungsrutschmoment entsprechend) ab. Nach endgültigem Haften der Kupplung fallen sie auf wesentlich niedrigere Werte entsprechend dem Vollstdrehmoment des Motors oder noch weiter ab; in Bild 23 und 24 pendeln sie sogar zu negativen Werten durch.

Inzwischen werden vom Schlepper — durch die Anfahrbeschleunigung und unter Umständen das Aufbäumen des Schleppers ausgelöst — Zuck- und Nickschwingungen ausgeführt, die langsamer als die Drehschwingungen der Triebadwellen abklingen und durch Fahrbahnunebenheiten neu angeregt werden

können. Trotz der hierbei erhaltenen maximalen Drehmomente in den Triebbradwellen bleiben aber die Kräfte und Momente des Laders auf den Schlepper stets wesentlich kleiner als bei anderen Fahrzuständen.

Beim Bremsen in Vorwärtsfahrt ergeben sich auch meist Schwingbewegungen von Schlepper und Lader sowie im Zusammenhang mit der Triebachsentslastung auch Drehschwingungen der Triebbräder. (Diese konnten jedoch infolge der Anordnung der Bremsen in den Triebbrädern nicht gemessen werden.) Die dabei vom Lader auf den Schlepper ausgeübten Kräfte und Momente bleiben jedoch, verglichen mit denen bei anderen Fahrzuständen, gering.

Beim Rückwärtsbeschleunigen sowie Bremsen bei Rückwärtsfahrt sind die mit der Änderung des Fahrzustandes verbundenen Kräfte, Momente und Schwingbewegungen im allgemeinen noch kleiner als die bei Vorwärtsfahrt.

Aus früheren Untersuchungen der Triebwerksbeanspruchungen ist bekannt, daß die Summe der Umfangskräfte beider Triebbräder beim Arbeiten und Fahren nur selten den Betrag der Summe der Achslasten erreichen oder übersteigen kann. Bei guter Bodenhaftung oder einem durch die Reifen- oder Greiferprofile bewirkten teilweisen Formscluß der Räder mit der Fahrbahn können die Umfangskräfte allerdings maximal auf das 1,4- bis 1,5fache der Achslasten ansteigen. Bei den Messungen am Schlepper mit Frontlader wurden jedoch nur rd. 800 kpm je Rad, oder — bezogen auf die Gesamtlast von Schlepper und Lader — auf Beton, Teerstraße und festen, steinigen Böden damit nur Werte von $(\Sigma U)/G \leq 1,0$ erreicht. Auf weitergehende Untersuchungen konnte daher verzichtet werden.

Fahren auf verschiedenen Fahrbahnen

Bekanntlich treten beim Fahren von Schleppern mit starrer Hinterachse bereits auf guten Fahrbahnen (z. B. Straßen) Fahrzeugschwingungen auf. Diese werden mit der Unebenheit der Fahrbahn stärker und können sich auf schlechten Wegen bis zur Unerträglichkeit für den Fahrer steigern. Diese Schwingungen und Fahrstöße können dabei durch Einzelhindernisse oder durch eine zur Fahrgeschwindigkeit und Eigenfrequenzen des Schleppers passende Wellenlänge der Unebenheiten angeregt werden. Sie lassen sich meist nur durch hinreichendes Verringern der Geschwindigkeit mildern, vereinzelt (bei typisch kurzweiliger Bahn) auch durch Fahren oberhalb der sogenannten kritischen Geschwindigkeit. Bei dem allgemein üblichen Ausnutzen der Geschwindigkeit bis zu der für den Fahrer noch erträglichen Grenze sind jedoch vereinzelte heftige Stöße kaum zu vermeiden.

Bei den Meßfahrten wurde deshalb auf den in Frage kommenden Fahrbahnen die Geschwindigkeit in Vorversuchen jeweils so gewählt, daß möglichst heftige Schwingungen zustande kamen (auf dem Knüppeldamm z. B. zwischen 6 und 12 km/h). Bei den Versuchen wurde der Schlepper I bei leerem Lader mit und ohne Heckballast, mit Heckballast und unterschiedlicher Nutzlast des Laders (bis 575 kg), mit verschiedenen Höheneinstellungen (Hubhöhen) des Laders sowie teilweise mit Abfangen des Laders gefahren. Neben den Vorwärtsfahrten wurden häufiger auch die Rückwärtsfahrten gemessen, bei denen jedoch, von den durch einen „Schlängelkurs“ verursachten Wankbewegungen abgesehen, die Schwingungen und Beanspruchungen kleiner blieben.

Auf dem Knüppeldamm wurden außerdem Vergleichsmessungen an den Schleppern II bis V mit leerem Lader sowie 400 kg Nutzlast durchgeführt. Bei Schlepper II wurde ferner versuchsweise und zum leichteren Erkennen und Einhalten eines Resonanzfalles der Luftdruck der Vorderreifen von dem sonst bei den Versuchen eingehaltenen Druck von 3,5 atü auf 2,5 atü herabgesetzt.

Bei den Versuchsfahrten ergab sich folgendes: Auf guter ebener Bahn (Teerstraße) unterscheiden sich die Kräfte und Momente von den stationären Werten meist nur durch geringe und erträgliche Schwingbewegungen, zum Teil als Folge der groben Profilteilung der Triebbräder. Auf schlechteren Fahrbahnen mit überwiegend langwelligen Fahrbahnebenheiten können die mit Hubschwingungen gekoppelten Nickschwin-

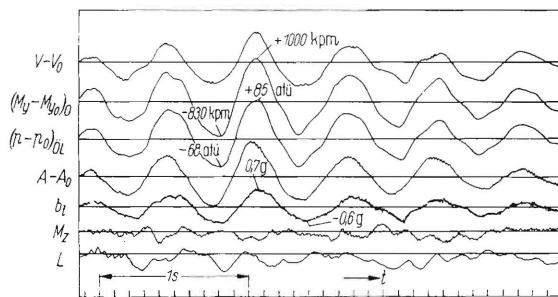


Bild 25. Verlauf des Öldruckes p in den Laderzylindern im Vergleich zu denen der Kräfte, Momente und Tangentialbeschleunigung bei Nickschwingungen des Schleppers auf dem Knüppeldamm.

gungen des Schleppers bei meist gleichsinnigen Bewegungen des Frontladers deutlich hervortreten, **Bild 25**.

Bei kürzerer Welligkeit der Fahrbahn (steinige oder mit Feldsteinen befestigte Feldwege, Straßen mit Kopfsteinpflaster oder unebenem Kleinpflaster, kurzweilige Schlagloch-Serien, Knüppeldämme) wird jedoch das Schwingverhalten sehr unruhig und unübersichtlich. Neben den erwähnten gleichsinnigen Hub- und Nickbewegungen treten gegenläufige Nickbewegungen von Frontlader und Schlepper auf, ferner Wankschwingungen und als deren Folge nicht durch Lenkbewegungen ausgelöste Drehschwingungen um die Hochachse. Außerdem kommen, besonders bei leerem Lader, die an ihrem typischen Geräusch erkennbaren Rüttel- und Schüttelbewegungen von Teilen des Schleppers und des Laders hinzu, **Bild 26**. Diese höherfrequenten Schwingbewegungen sind besonders häufig und von der Art der Fahrbahn weniger abhängig als die langsameren Schwingungen; die durch sie bewirkten Kräfte und Momente bleiben jedoch meistens unbedeutend. In ähnlicher Weise ist bei heftigen Schwingbewegungen das Hochwerfen und Aufprallen (Poltern) brocken- oder stückförmiger Nutzlasten vorwiegend an entsprechend höherfrequenten Beschleunigungen (Vibrationen) der Laderschwinge zu erkennen, die aber nicht in voller Höhe bis in den Schlepperrumpf gelangen (bei Schlepper I wurden sie durch das Traggestell noch weiter abgefangen).

Die Hubhöhe des Laders hat auf die Frequenzen und Amplituden der Hub- und Nickschwingungen nur wenig Einfluß. Sie

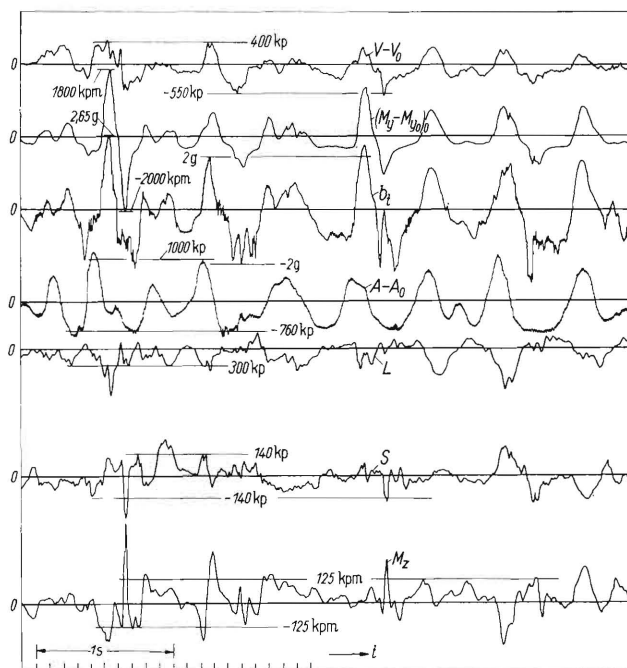


Bild 26. Verlauf der Kräfte und Momente sowie der Tangentialbeschleunigung beim Fahren mit leerem Lader auf dem Knüppeldamm.

Zahlentafel 2. Die gemessenen Kräfte und Momente am Versuchsschlepper I
(Trägheitskräfte des Traggestells der Meßeinrichtung eliminiert).

Nutzlast		kg	Stellung des Laders nach Bild 27									
			1		2				3			
			0		0		400		0		400	
			max.	i. M. bis	max.	i. M. bis	max.	i. M. bis	max.	i. M. bis	max.	i. M. bis
Einstoßen in das Ladegut, Heben und Losreißen *)												
Längskraft L	kp	+ 3800	+ 2000	+ 1800	+ 1200							
(beim Einstoßen positiv)		— 1000	— 500	— 1000	— 350							
Seitenkraft S	kp	± 270	± 150									
Moment M_z um die Längsachse	kpm	± 500	—									
**)												
Beim Fahren auf sehr schlechter Fahrbahn (Knüppeldamm)												
Längskraft L	kp			± 500	± 300	± 800	± 500	± 500	± 300	± 700	± 450	
Vertikalkraft $V-V_0$ ***)												
a) beim Abfangen	kp					+ 1500						
b) beim Arbeiten und Fahren	kp			± 400	± 300	— 700	± 500	± 400	± 300	± 800	± 500	
						+ 800						
Seitenkraft S	kp			± 250	± 150	± 500	± 250	± 300	± 200	± 800	± 400	
Moment M_y-M_{y0} um die Querachse ***)												
a) beim Abfangen	kpm					+ 3700						
b) beim Arbeiten und Fahren	kpm			± 1000	± 600	± 2000	± 1200	± 1000	± 600	± 2000	± 1000	
Moment M_z um die Längsachse	kpm			± 250	± 120	± 500	± 250	± 450	± 250	± 850	± 500	
						**) ± 1000						
Vorderachslast $A-A_0$	kp			— 1000	— 600	— 1500	— 1200	— 1000	— 600	— 1500	— 1000	
				+ 1900	+ 1400	+ 4300	+ 1800	+ 1800	+ 1300	+ 2000	+ 1500	
Tangentialbeschleunigung b_t/g												
a) beim Abfangen						+ 1,9						
						bis 2,1						
b) beim Fahren				— 2	± 1,5	± 1,5	± 1,0	— 2,2	± 1,5	± 1,5	± 1,0	
				+ 3	(bis 2)			+ 2,7				
Seitenbeschleunigung b_s/g				± 1,7	± 1,0	± 1,2	± 0,8	± 2,0	± 1,0	± 1,5	± 1,0	
Radialbeschleunigung b_r/g				gegenüber Einstoßkräften bedeutungslos, daher nicht gemessen				± 2,5	+ 1,2	± 1,5	± 0,8	
								— 1,3	— 0,9			

*) Maximalwerte von V , M_y und A entsprechen max. stationärer Hubkraft

**) bei einseitigem Heben bzw. vorwiegend einseitiger Belastung

***) Kraft bzw. Moment von Lader auf Schlepper nach unten positiv (+), nach oben negativ (—)

ändert aber die Kopplung der Wankschwingungen mit Drehschwingungen um die Hochachse und deren Frequenzen so, daß mit der Hubhöhe (bei zunehmenden Momenten um die Längsachse) die Wankbewegungen ruhiger, dafür aber Drehbewegungen um die Hochachse stärker fühlbar werden. Die Hubhöhe hat jedoch auf die Seitenkräfte meist nur geringen Einfluß.

Das Schwingungsverhalten (und der mit ihm verbundene Beanspruchungsverlauf) ist zwar bei relativ hoher Nutzlast ausgeprägter als bei leerem Lader; trotzdem bleibt es infolge der meistens recht unregelmäßigen Fahrbahnniveaus eine recht willkürliche Mischung erzwungener und freier Schwingungen mit Unstetigkeiten durch Abspringen der Räder von der Fahrbahn, Relativbewegungen des Heckballastes gegen den Schlepper sowie Hochwerfen des Laders. Dieses Hochwerfen kann frei sein, in „Hochhalte“-stellung aber auch zu einem Anprallen auf der oberen Hubbegrenzung führen. Die Unstetigkeiten sind bei leerem Lader ebenfalls häufiger und stärker als bei hoher Nutzlast.

Diese Vielgestaltigkeit der Erscheinungen ist bei den Fahrten auf dem ausgewählten Knüppeldamm (Bild 19) am stärksten und mit den heftigsten Bewegungen verbunden. Die Auswertung dieser Meßfahrten bestätigt den Eindruck, daß die Beanspruchungen überwiegend durch die Schwingungen und entsprechenden Trägheitskräfte der Ladermasse (vorderer Teil der Laderschwinge mit Schaufel oder Gabel und gegebenenfalls Nutzlast) bestimmt werden. So sind bei Messungen mit beladener Schaufel die Schwingkräfte (als Ursache der registrierten Reaktionskräfte und -momente) stets in guter Näherung den gleichzeitigen Beschleunigungen der Ladermasse proportional (Bild 21 bis 25). Die Trägheitskräfte des hinteren Teils des Laders sowie des Traggestells bleiben bei hoher Nutzlast in der Schaufel relativ gering, so daß sie bei normalem Laderanbau ohne Zwischenrahmen im allgemeinen vernachlässigt werden können. Bei leerem Lader sind sie zwar nicht viel größer (absolut), erreichen jedoch bei ständig wechselnden Phasenverschiebungen die Größenordnung der Trägheitskräfte der vorderen Ladermasse. Die an dieser gemessenen Beschleunigungen sind daher den Reaktionskräften

und -momenten des leeren Laders auf den Schlepper nicht mehr ständig proportional, Bild 26.

Es war bei sämtlichen Fahrten sowie auch den Abfangversuchen kennzeichnend, daß die vom Fahrer zu ertragenden Erschütterungen stets der Höhe der Schwingungsbeanspruchungen zwischen Frontlader und Schlepper etwa verhältnismäßig sind. So konnten bei den Fahrten auf dem Knüppeldamm, insbesondere bei zusätzlichem Abfangen, die Stöße nicht mehr im Sitzen, sondern nur noch im Stehen mit „weichen Knien“ abgefangen werden. Dementsprechend können die bei diesen Fahrten gemessenen Spitzenbeanspruchungen als nicht zu überschreitende Maximalwerte angesehen werden. Die Zahlenwerte der Ergebnisse sind am Schluß dieses Kapitels zusammengefaßt dargestellt, **Zahlentafel 2.**

Überrollen einseitiger Hindernisse

Eine Versuchsreihe mit Überrollen eines einseitigen Hindernisses sollte außer den Beanspruchungen ein allgemeines Bild der „dynamischen“ Seitenstabilität von Schleppern mit Frontladern vermitteln. Das hierzu auf den Knüppeldamm gelegte Hindernis, Bild 19, bewirkt bei langsamem Überrollen eine Seitenneigung des Schleppers von rd. 15% (die stationäre Kentergrenze liegt bei den gegebenen Versuchsbedingungen bei etwa 25%).

Bei wiederholtem Überfahren dieser Stelle mit jeweils höherer Geschwindigkeit und etwa 2,2 bis 2,5 m hoch eingestelltem Lader wird entgegen den gefühlmäßigen Erwartungen das Abspringen des hindernisseitigen Triebbrades zunehmend geringer. Stattdessen tritt eine immer heftiger werdende Drehung um die Hochachse ein. Nach dem Ablaufen vom Hindernis folgen entgegengesetzte Drehungen um Längs- und Hochachse. Das ist, wie auch die Filmaufnahmen zeigen, auf Drehungen um die Hauptträgheitsachse des Systems Schlepper-Frontlader zurückzuführen. Dadurch wirkt der Drehung um die Längsachse (Ansatz zum Kentern) eine solche um die Hochachse (Fahrtrichtungsänderung) mit entsprechenden Seitenkräften an den Rädern entgegen. Somit besteht eine „dynamische Seitenstabilität“, die um so

größer wird, je kürzer die für das Überrollen des Hindernisses erforderliche Zeit ist. Dieser Zusammenhang erklärt zwar die hinsichtlich des Kenterns geringe Bedeutung kurzer einseitiger Hindernisse, gestattet aber noch keine allgemein gültige Beurteilung der Seitenstabilität.

6. Zusammenfassung der Meßergebnisse

Die am Versuchsschlepper I gewonnenen Meßergebnisse sind mit den jeweiligen Durchschnitts- und Maximalwerten in Zahlen- und Tabellenform zusammengestellt und den jeweils vorliegenden Hubhöhen des Laders zugeordnet. Diese wurden zu den in Bild 27 angedeuteten Laderstellungen 1 bis 3 (Tief-, Vor- und Hochhaltestellung des Laders) zusammengefaßt. Zur leichteren Übersicht wurden die Momente um Quer- und Längsachse auf den in Bild 27 angegebenen Reduktionspunkt O_S unterhalb des hinteren Schwingenlagers in 1 m Höhe über der Fahrbahn bezogen, der bei 400 kg Nutzlast in Stellung 3 etwa dem Gesamtschwerpunkt von Schlepper und Lader entspricht. Zahlentafel 2 gibt auszugsweise das Gesamtbild der Beanspruchungen wieder.

Die entscheidenden Durchschnitts- und Maximalwerte der Kräfte und Momente des Laders auf den Schlepper treten beim Fahren auf schlechter Fahrbahn (Knüppeldamm), einschließlich dem Abfangen einer hohen Nutzlast sowie dem Überfahren einseitiger Hindernisse auf. Lediglich das Einstoßen in das Ladegut kann diese Schwingungskräfte, vor allem in Tiefhaltestellung des Laders, noch wesentlich überschreiten. Das Moment M_x um die Hochachse hätte, wäre es registriert worden, zweifellos der Größe und Richtung nach dem durch die Seitenkraft gegebenen entsprochen.

Die Beziehungen zwischen den Beschleunigungen der Ladermasse und den hierdurch auf den Schlepper ausgeübten Kräften und Momenten sind in Bild 28 und 29 dargestellt. Als Ordinaten sind die Vertikalbeschleunigungen mit der Erdbeschleunigung als Einheit und entsprechend einer positiven Krafttrichtung die Verzögerungen nach unten aufgetragen, wobei die statische Ruhelage dem Wert $+1$ entspricht. Als Abszissen wurden in Bild 28 die Längsbeschleunigungen und in Bild 29 die Querbeschleunigungen im gleichen Maßstab aufgetragen. Für die Hochhaltestellung des Laders wurde die Ordinate der Tangentialbeschleunigung entsprechend geneigt. Nach den erwähnten Überlegungen über die Verteilung der Trägheitskräfte wurden bei der Errechnung der Beschleunigungen der Einfachheit halber die Seitenkräfte nur auf die vordere Ladermasse, die Längs- und Vertikalkräfte jedoch auf die gesamte Masse des Laders einschließlich Traggestell bezogen. Dabei ergab sich, daß beim Fahren auf dem Knüppeldamm die Beschleunigungen in den drei Koordinatenrichtungen Werte von maximal 1 bis 1,5 g um die statische Ruhelage erreichten. Daraus ist zu schließen, daß die aus den momentanen Komponenten zusammengesetzten Beschleunigungsvektoren bei Fahrten mit großer Nutzlast innerhalb eines Kugelraumes mit einem durchschnittlichen Radius von $\leq 1 g$ und maximal bis zu einem von 1,5 g um die statische Ruhelage schwanken können. Bei Fahrten mit leerem Lader vergrößert sich der Radius auf etwa 2 g (dünn gestrichelt); trotz der darin enthaltenen Trägheitskräfte des gesamten Laders und des Traggestells erreichten die Reaktionskräfte und -momente aber nur 30 bis 50% der bei voller Nutzlast registrierten Beträge. Beim Fahren ohne Heckballast bleiben die Beschleunigungen am Lader im allgemeinen noch etwas geringer als beim Fahren mit Ballast; sonst würden die auf den Fahrer wirkenden Beschleunigungen noch wesentlich größer. Die erwähnten Kugelräume werden jedoch durch das Abfangen des Laders, vor allem bei hoher Nutzlast, etwas nach unten, sowie durch das Anprallen an der oberen Hubbegrenzung der Zylinder, vor allem bei leerem Lader, nach hinten oben erweitert.

Will man in diese Betrachtung auch die im Verhältnis zu den Schwingungskräften erheblichen vertikalen Losreißkräfte einbeziehen, so kann man davon ausgehen, daß die maximale statische Hubkraft Vertikalkräfte bewirken kann, die als Schwingungskräfte beim Fahren mit Nutzlasten (gleich der Nenn-Tragfähigkeit) bereits bei durchschnittlichen Beschleunigungen (in Bild 28 und 29 mit 2 g nach unten) erhalten werden.

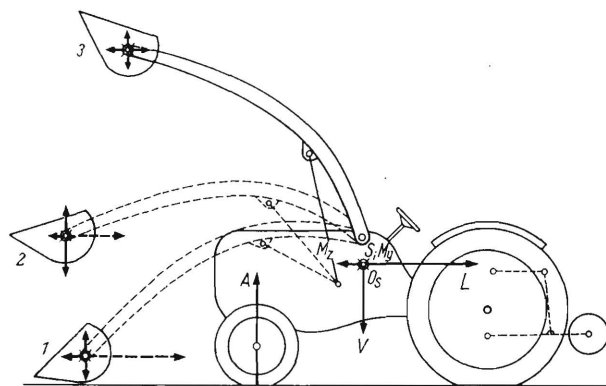


Bild 27. Reduktionspunkt O_S und Höhenstellungen 1, 2 und 3 des Laders für die Versuchsauswertung.

Größenordnung der Maximalwerte von Vertikal- und Längskraft sowie Vorderachslast durch die Länge der Pfeile etwa maßstäblich angedeutet.

Ähnliche Beziehungen ergeben sich für die Öldrücke in den Laderzylindern. Diese sind, wie bei einigen Messungen festgestellt wurde, dem Moment um die Querachse (bezogen auf das hintere Schwingenlager oder O_S in Bild 27) stets in guter Näherung proportional, Bild 25. Die meist völlig unbedeutenden Abweichungen erklären sich aus der Reibung in den Gelenkpunkten und Zylindern sowie aus unwesentlichen Trägheitskräften höherer Frequenz. Der Absolutwert des Öldruckes, sein Verhältnis zu dem durch das Druckbegrenzungsventil der hydraulischen Anlage eingestellten „Nenn-Höchstdruck“ sowie die Änderung dieses Verhältnisses mit der Hubhöhe hängen jedoch von der jeweiligen Laderkinematik ab (Bild 1 und 2). Somit lassen sich die bei dem Versuchsschlepper I erhaltenen Spitzendrücke von 350 bis 400 atü, die dem 2,4 bis 2,7fachen des Nenn-Höchstdruckes entsprechen, nicht verallgemeinern. Bei Versuchen mit anderen Schleppern ist beim Abfangen hoher bis höchster Nutzlasten im Stand das 2,5 bis 3fache des jeweiligen Nenn-Höchstdruckes erhalten worden. Diese Zahlenwerte sind zwar auch nicht ohne weiteres übertragbar; bei dem relativ kleinen konstruktiven Spielraum für die Auslegung der Laderkinematik und die Strömungsquerschnitte in den Leitungen und im Steuergerät ist es jedoch unwahrscheinlich, daß noch wesentlich höhere Spitzendrücke im Verhältnis zum Nenn-Höchstdruck auftreten können.

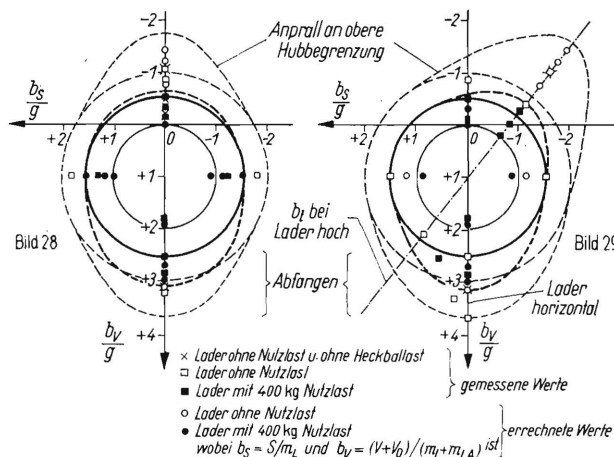


Bild 28 und 29. Gemessene und aus Kräften errechnete maximale Beschleunigungen der Ladermasse (vorderer Teil der Laderschwinge, Schaufel mit und ohne Nutzlast).

Bild 28 Seiten- und Vertikalbeschleunigungen,
Bild 29 Längs- und Vertikalbeschleunigungen.

Es ist in der Fahrzeugtechnik üblich, Veränderungen der Achslasten durch Schwingungsvorgänge als Vielfaches der statischen Achslast anzugeben. Dabei ergeben sich folgende Verhältnisse: Die durchschnittlichen Schwankungen der Vorderachslast bleiben meist in dem Bereich von — dem nicht seltenen — völligen Abspringen der Vorderachse gleich dem — 1fachen bis zum

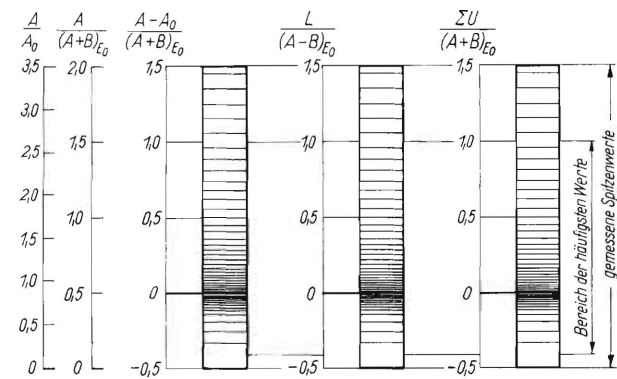


Bild 30. Durchschnits- und Maximalwerte von Vorderachslast A , Längskraft L und Summe der Umfangskräfte der Triebräder ΣU ; A als Vielfaches der statischen Vorderachslast A_0 bzw. der Achslastsumme $(A+B)_0$ (links aufgetragen); ferner Schwankungen der Vorderachslast um den statischen Wert $A - A_0$, L und ΣU auf Achslastsumme bezogen; die Schraffur soll die mit den Amplituden abnehmende Häufigkeit der Meßwerte andeuten.

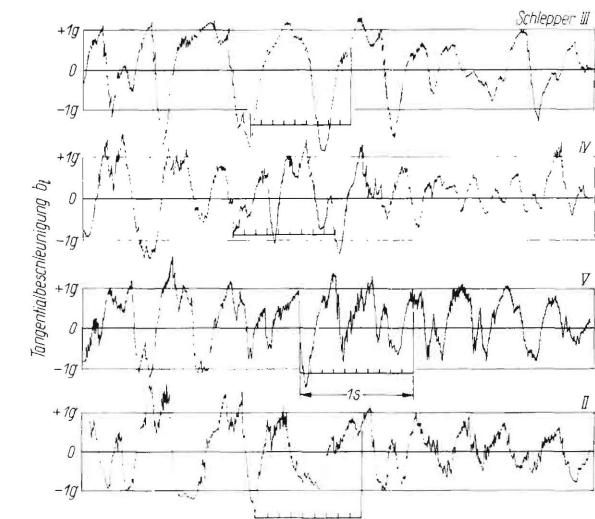


Bild 31. Verlauf der Tangentialbeschleunigungen b_t an den Laderschwingen der Versuchsschlepper II bis V bei Fahrten auf dem Knüppeldamm mit leerem Lader. Wie bei Schlepper I liegt eine Mischung gleich- und gegensinniger Nickschwingungen mit weitgehender Ähnlichkeit des Schwingungsverhaltens vor.

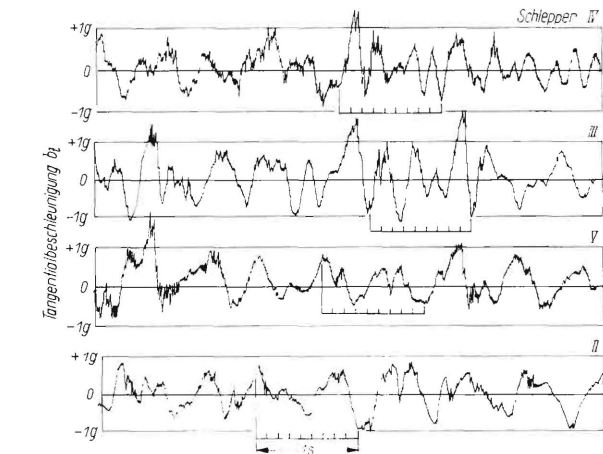


Bild 32. Verlauf der Tangentialbeschleunigungen b_t an den Laderschwingen der Versuchsschlepper II bis V bei Fahrten auf dem Knüppeldamm mit 400 kg Nutzlast. Es zeigen sich weitgehend ähnliche, mit Schlepper I vergleichbare Schwingungsabläufe.

etwa + 2,5fachen der statischen Achslast. Beim Abfangen kann diese jedoch bis auf das + 3,5fache anwachsen. Die Schwankungen der Hinterachskraft können nach dem aus den Filmaufnahmen gewonnenen Eindruck vielleicht etwas, aber keinesfalls viel geringer als die der Vorderachse sein.

Es liegt andererseits nahe, Kräfte, die im wesentlichen durch die gesamte Masse von Schlepper und Lader bewirkt werden, auf die dabei vorhandene Summe der Achslasten zu beziehen. Dabei gelangt man, wie **Bild 30** zeigt, zu praktisch gleichen Relationen für die Längskräfte, die Summe der Umfangskräfte sowie die Schwankungen der Vorderachslast um ihren statischen Wert. Es können, ähnlich dem in **Bild 28** und **29** dargestellten Zusammenhang, relativ häufig Beträge vom 1fachen und Spitzenwerte vom 1,5fachen der Summe der Achslasten auftreten. Die negativen Beträge erreichen nur ein Drittel der positiven. Die Schraffur der Säulen soll hierzu die mit den größer werdenden Amplituden abnehmende Häufigkeit andeuten.

7. Übertragbarkeit der Ergebnisse

Die weitgehende Ähnlichkeit der eingangs besprochenen statischen und dynamischen Kennwerte der verschiedenen Schlepper mit Frontladern ließ eine entsprechende Ähnlichkeit des Schwingungsverhaltens und damit auch gleichartige Beanspruchungskennwerte erwarten. Das mußte nach dem mit Schlepper I gewonnenen Bild aus Messungen der Tangentialbeschleunigungen der Laderschwin ge bei Fahrten auf dem Knüppeldamm besonders deutlich hervorgehen. **Bild 31** und **32** zeigen hierzu Teile der bei solchen Fahrten mit den Schleppern II bis V bei leerem Lader sowie mit 400 kg Nutzlast erhaltenen Tangentialbeschleunigungen. Diese entsprechen den am Schlepper I gewonnenen Meßschrieben; sie zeigen eine allgemeine Ähnlichkeit des Schwingungsablaufes, besonders bei leerem Lader.

Die bei den Vergleichsfahrten erhaltenen Maximalbeschleunigungen in **Bild 33** sowie die Durchschnittswerte bestätigen das angenähert und folgen auch etwa der Tendenz der festgestellten Tangentialfederhärten, **Bild 6**. Lediglich bei Schlepper V lag häufigeres Anprallen des Laders an der oberen Hubbegrenzung vor. Die Herabsetzung des Vorderradluftdruckes bei Schlepper II ergab praktisch keine Änderung der Durchschnittswerte; jedoch wurde dadurch erst der Resonanzfall getroffen, der dem Verhalten der übrigen Schlepper entspricht und die übliche Maximalbeschleunigung zur Folge hat. Aus diesem Vergleich ist bereits ersichtlich, daß die in **Bild 28** und **29** dargestellten Größenordnungen der räumlichen Schwingungsbeschleunigungen der Ladermasse für die Schlepper II bis V in fast gleicher Höhe gelten und damit wohl auch für die Mehrzahl ähnlicher Schlepper mit Frontladern zutreffen.

Die Ähnlichkeit des Schwingungsverhaltens wird in **Bild 34** durch Beziehen der Absolutwerte der Beschleunigungen der Ladermasse auf deren Verhältnis zur übrigen Schleppermasse noch deutlicher ersichtlich. Den Trägheitskräften entsprechend sind in dieser Darstellung die Beträge bei Fahrten mit leerem Lader kleiner als die bei Nutzlast. Die gestrichelten Linien lassen erkennen, daß die Ähnlichkeit noch besser gewesen wäre, wenn die mit dem größeren Lader ausgestatteten Schlepper III und IV mit einer für sie typischen größeren Nutzlast von etwa 550 bis 600 kg untersucht worden wären. Der mit V bezeichnete Geräteträger unterscheidet sich in den absoluten wie auch den bezogenen Tangentialbeschleunigungen nicht sehr erheblich von den übrigen Schleppern. Das dürfte darauf beruhen, daß er ohne Heckballast eine den übrigen Schleppern ähnliche Massenverteilung aufweist.

Der vorstehende, im wesentlichen experimentelle Nachweis der Ähnlichkeit des Schwingungsverhaltens und der Übertragbarkeit der an Schlepper I gewonnenen Beschleunigungs- bzw. Belastungskennwerte läßt sich durch Betrachten des bei Schleppern mit Frontladern vorliegenden Ersatzschwingungssystems stützen und vertiefen. Dieses hat bei Vernachlässigen kleiner Relativbewegungen die folgenden 9 Freiheitsgrade: In der Längsmittalebene des Schleppers sind Hub-, Zuck- und Nickschwingungen des Schlepperrumpfes sowie Vertikal- und Horizontalschwingungen

der Ladermasse möglich; die letzteren sind über die Laderfederung miteinander sowie mit den übrigen drei zu fünf Freiheitsgraden des „ebenen“ Ersatzsystems gekoppelt. Als räumliche Bewegungen kommen die folgenden hinzu: Querschwingungen des Schleppers sowie Querschwingungen der Ladermasse, Drehschwingungen um die Schlepperlängsachse sowie solche um die Hochachse. Die Kopplung der Schwingungen entsprechend diesen vier Freiheitsgraden ist jedoch durch Merkmale der Laderfederung, die Lage des Pendelbolzens der Vorderachse sowie die momentane Hauptträgheitsachse des Gesamtsystems gekennzeichnet und damit recht unübersichtlich.

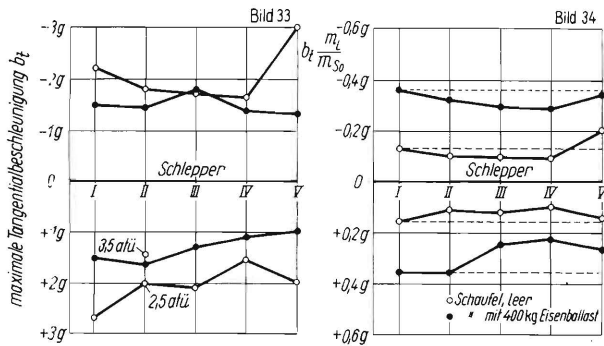


Bild 33 und 34. Maximale Tangentialbeschleunigungen an den Laderschwingen der Versuchsschlepper I bis V bei Fahrten auf dem Knüppeldamm mit leerem Lader sowie mit 400 kg Nutzlast. Bild 33: Die Absolutwerte entsprechen etwa der Weichheit der Laderfederung (außer Schlepper V wegen häufigen Anprallens an der oberen Hubbegrenzung). Bild 34: Die auf das Verhältnis der Ladermasse zur übrigen Schleppermasse bezogenen Werte zeigen angenähert die Ähnlichkeit des Schwingungsverhaltens; bei den Schleppern III und IV wäre die Ähnlichkeit noch besser gewesen, wenn die Nutzlasten ihrer Nenntragfähigkeit entsprochen hätten.

Dementsprechend hat das Gesamtsystem 9 Eigenfrequenzen, die vielfältig miteinander gekoppelt sind. Die einzelne Eigenfrequenz ändert sich jedoch — ähnlich dem einfachen Schwinger — im wesentlichen mit der Wurzel des Quotienten der für sie maßgebenden Ersatzfederhärte und ihrer „Ersatzmasse“. Bei dem begrenzten konstruktiven Spielraum sind jedoch keine erheblichen Veränderungen der Federhärten und der kennzeichnenden Abmessungen möglich, sondern nur Änderungen der Ladermasse durch die Nutzlast sowie Änderungen der Masse und der Massenverteilung des Schlepperrumpfes durch den Heckballast. Hinsichtlich dieser Änderungen besteht aber für fast alle Schlepper weitgehende Ähnlichkeit, so daß keine erheblichen oder gar grundlegenden Abweichungen von dem gefundenen Schwingungsverhalten zu erwarten sind. Das wird auch aus dem Spektrum der bei den Messungen festgestellten Frequenzen (soweit sie jeweils als angenähert harmonische Schwingungen zu erkennen waren) ersichtlich, **Bild 35**. Die meisten Eigenfrequenzen sowie ihre Veränderungen mit der Beladung der Schaufel sind aus den Angaben der jeweiligen Meßstellen bzw. -werte zu erkennen. Aus der Verteilung in dem Frequenzband von rd. 1,2 bis 16 Hz ist ebenfalls zu schließen, daß nur begrenzte Veränderungen des „Frequenzgangs“ möglich sein dürften. Daraus wird auch wieder ersichtlich, daß die Meßergebnisse nicht wesentlich durch irgendwelche Zufälligkeiten der Wahl der Versuchsschlepper und der Versuchsanstellung beeinflusst wurden.

Somit können die aus den Untersuchungen abgeleiteten Kennwerte der Belastungen und Beanspruchungen auf andere Schlepper mit Frontladern im Rahmen der Ähnlichkeit übertragen werden. Es muß jedoch stets beachtet werden, daß die Absolutwerte der Beanspruchungen überwiegend davon abhängen, welche „Härte“ der Stöße und Erschütterungen sich der Fahrer, z. B. durch Beibehalten einer bestimmten kritischen Fahrgeschwindigkeit, zumutet.

8. Weitere Untersuchungsaufgaben

Für eine zielsichere Weiterentwicklung sind noch einige wesentliche Untersuchungen über die mechanischen Wechselwirkungen zwischen Schlepper und Frontlader erforderlich:

Neben der bisher allein untersuchten Grundausstattung von Standardschleppern mit Frontladern interessieren die Änderungen des Schwingungsverhaltens und der Beanspruchungen bei den verschiedenen Bauformen der Schlepper und Geräteträger, z. B. Allradantrieb, Veränderungen durch verschiedene Radstände und Spurweiten, Luftdruck-Variationen sowie andere Federung, bei Geräteträgern z. B. Frontlader mit der Vorderachse pendelnd oder über die Tragholme von der Hinterachse gehalten, sowie die Änderungen durch Lader mit anderen Arbeitswerkzeugen, Schwingenverlängerungen und dergleichen. Ein Teil dieser Variationen liegt zweifellos noch innerhalb der oben abgegrenzten Ähnlichkeit des Schwingungsverhaltens, so daß keine wesentlichen Unterschiede zu erwarten sind.

Dazu kommen Fragen der Weiterentwicklung des hydraulischen Teils, z. B. der Einflüsse von Ölviskosität, Leitungsquerschnitten, konstruktiven Einzelheiten der Steuergeräte und dergleichen mehr, insbesondere auf die Verzögerungen beim Abfangen.

Das Ziel von Beanspruchungsuntersuchungen ist das Zusammensetzen der bei den Einzelvorgängen auftretenden Belastungen zu Beanspruchungskollektiven für die Lebensdauer. Dazu fehlt aber noch ein differenzierter Überblick mit Maß und Zahl über die vorkommenden Arbeitsbedingungen und -zeiten. Bisher ist lediglich bekannt, daß alle nur denkbaren Varianten der Laderarbeiten hinsichtlich Art und Zeit vorkommen.

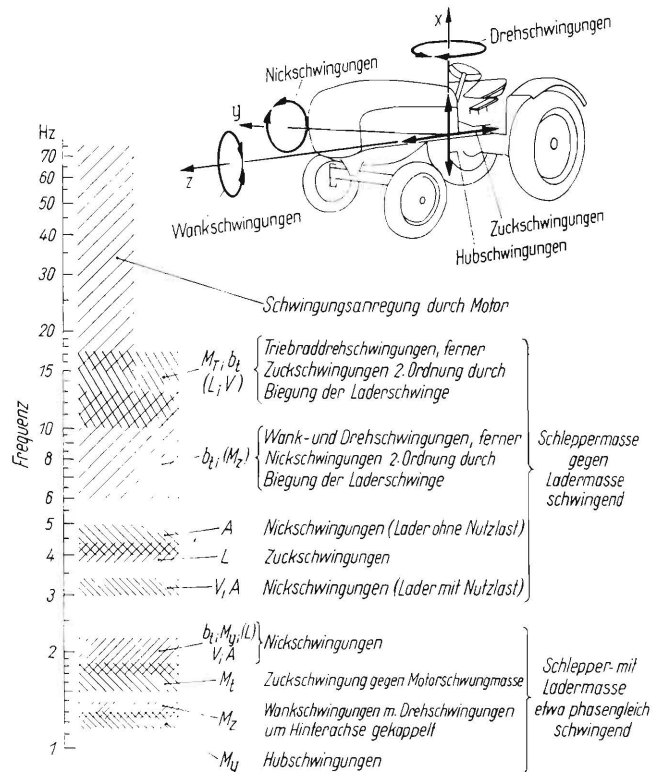


Bild 35. Spektrum der mit Versuchsschlepper I bei den einzelnen Meßgrößen festgestellten Schwingungsfrequenzen. Diese stehen vermutlich mit den Eigenfrequenzen in dem im Bild angegebenen Zusammenhang.

Noch vor wenigen Jahren war die Behandlung von Schwingungsvorgängen wie den hier vorliegenden wenig sinnvoll, so daß man darauf angewiesen blieb, die meist sehr komplexen Zusammenhänge in langen Versuchsreihen festzustellen. Inzwischen lassen sich aber derartige relativ klare Schwingungssysteme mit einer begrenzten Zahl von Freiheitsgraden elektronisch nachbilden [15, 16]. Für das vorliegende Problem wurden als erster Schritt versuchsweise die fünf Freiheitsgrade des „ebenen“ Ersatzschwingungssystems von Schlepper und Lader in dem Analogrechner des Rechenzentrums der TH Braunschweig nachgebildet. Dieses ebene Modell ließ sich in Bewegungszustände versetzen, die dem tatsächlichen Ablauf im Fahrversuch ähnlich

waren. Zunächst ist das Modell noch wirklichkeitsgetreuer zu machen. Dann sind für die jeweiligen Verhältnisse typische Fahrbahnen aufzunehmen und in den Rechner einzuspeisen, um das tatsächliche Fahrverhalten untersuchen zu können. Durch Drehen an einigen Knöpfen lassen sich dann die Federkonstanten, Dämpfungen, Massenträgheiten, Geschwindigkeiten und dergleichen weitgehend ändern, als es im praktischen Versuch überhaupt möglich wäre.

Der elektronische Simulator kann im Rahmen seiner Möglichkeiten und Grenzen auch weitere Aufgaben lösen, z. B. bei Untersuchungen der statischen und dynamischen Stabilitätsgrenzen des Schleppers (Kentern, Aufbäumen usw.), der gegenseitigen Abstimmung von Schlepper und Gerät, bei Regelproblemen, besonders aber bei Sitzfederungsuntersuchungen. Die Ergebnisse werden um so wertvoller sein, je mehr sie den Weg zur Synthese und „organischen Lösung“ des Problems zeigen.

9. Allgemeine Folgerungen

Die bisherigen Ergebnisse gestatten einige Folgerungen zu den Arbeiten mit dem Frontlader. Hohe Beanspruchungen von Schlepper und Lader sind mit Schwingungs- und Stoßvorgängen verbunden, die der Fahrer bei den üblichen Sitzfederungen in etwa gleichem Maßstab verspürt. Dabei liegt die objektive Dauererträglichkeit, bei der noch keine Körperschäden eintreten, im allgemeinen für den (sitzenden) Fahrer wesentlich niedriger als die subjektiv von ihm als noch erträglich empfundene [13, 14]. Man sollte ihn mehr als bisher belehren, daß stärkere Erschütterungen sowohl Schlepper und Lader, als auch ihn selbst gefährden können.

Bei Arbeiten und Transporten mit dem Frontlader ist ausreichender Heckballast (weit genug hinter der Hinterachse) für die statische und dynamische Stabilität sowie Trieb- und Bremsfähigkeit des Schleppers, aber auch als Schutz des Fahrers vor unnötig heftigen Erschütterungen wichtig. Auf ihn sollte nur bei Fahrten mit leerem Lader verzichtet werden.

Die wirksamste Möglichkeit zum Vermeiden häufigen Auftretens unnötig hoher Beanspruchungen von Schlepper, Lader und Fahrer liegt beim Landwirt selbst sowie bei den Gemeinden: Gute Straßen und Feldwege mit schlaglochfreien Feldeinfahrten sowie gute Arbeitsbedingungen in den Höfen (z. B. Beton-Fahrbahnplatten) können häufiges Auftreten heftiger Erschütterungen als Beanspruchungsursache ausschließen.

Daneben sind einige meßtechnische Folgerungen für Versuche wichtig. Für die Aufnahme der zunächst wichtigen äußeren Kräfte und Schwingungsbeschleunigungen genügen Öl- und Beschleunigungsmessungen. Sie erfordern viel weniger Aufwand als kompliziertere Meßeinrichtungen, aber eine kritischere Auswertung. Die Meßgeräte müssen Frequenzen von 0 bis mindestens 15 Hz einwandfrei registrieren können. Man kommt z. B. also schon mit hydraulischen Indikatoren für den Öl- und Druck (z. B. Maihak-Indikator) aus. Elektronische Geräte sind aber wesentlich universeller.

Interessieren jedoch außer dem allgemeinen Bild der „äußeren“ Beanspruchungen die effektiven Materialspannungen an irgendwelchen Stellen, so sind die dabei bewirkten inneren Kräfte, insbesondere durch Vibrationen von Teilsystemen, Verspannungen, Eigenspannungen der Teile sowie Auswirkungen der Gestaltung auf die örtliche Spannungsverteilung mit den bekannten Mitteln und Methoden der Betriebs- und Gestaltfestigkeitsforschung eingehend zu untersuchen.

Bei der Planung von Meßaufgaben sowie Auswertung der Ergebnisse ist die Beurteilung des Schwingungsverhaltens nach einem vereinfachten Ersatzschwingungssystem fast unerlässlich. Sie kann durch Filmaufnahmen der Meßversuche erleichtert und gestützt werden.

Schließlich ergeben sich einige Folgerungen für Konstruktion und Entwicklung. In diesem Bericht konnten als Einwirkungen des Frontladers auf den Schlepper bei Arbeiten und Transporten recht erhebliche dynamische Kräfte und Momente sowie relativ hohe Triebwerksbeanspruchungen ermittelt werden. Die allgemein nutzbaren Möglichkeiten zu ihrer Verringerung sind recht begrenzt: Verringern der Abfangverzögerung, z. B. durch Begrenzen der Senkgeschwindigkeit durch Strombegrenzungsventile sowie eventuell zwangsläufiges Verlangsamen des Absperrvorganges im Steuergerät; Nutzbarmachen der relativ weichen Tangentialfederung des Laders zur Dämpfung der Schwingungsbewegungen durch Anordnen von hierzu geeigneten Einrichtungen; Vermeiden unnötig hoher Beanspruchungen in den Anbauteilen des Laders und dem Schlepperrumpf durch geeignete Gestaltung des Laderanbaues [9].

Daneben bestehen Möglichkeiten zum Vermeiden unnötig hoher Triebwerksbeanspruchungen durch Herabsetzen des Rutschmoments der Kupplung auf das unvermeidbare Minimum sowie Maßnahmen an der Kupplungsbetätigung zum Verhindern schlagartigen Einkuppelns [12]. Damit kann zwar unter Umständen eine geringfügige Erhöhung der thermischen Belastung der Kupplung verbunden sein; dem Auftreten unzulässig hoher Temperaturen kann jedoch ohne nennenswerten Aufwand durch eine intensive Belüftung der Kupplung begegnet werden [12].

In dem vorliegenden Bericht konnte nur ein allgemeiner Überblick über die Ursachen und Größenordnungen der mechanischen Einwirkungen des Frontladers auf den Schlepper gegeben werden. Dieses Allgemeinbild soll, wie oben erwähnt, feiner gezeichnet und über den bisherigen Rahmen hinaus ausgedehnt werden.

Schrifttum

- [1] Brenner, W. G., u. H. Gaus: Betrachtungen über Schlepperlader. Landtechn. **5** (1950) S. 321/28.
- [2] Gaus, H.: Hinweise für den Frontladereinsatz. Landtechn. **9** (1954) S. 385/86.
- [3] Gaus, H.: Untersuchungen an hydraulischen Frontladern und Gesichtspunkte für deren Weiterentwicklung. In: 12. Konstrukteurheft. Düsseldorf: VDI-Verlag 1955, S. 84/90 (Grundlagen d. Landtechn. Heft 6).
- [4] Wenner, H. L., u. H. Schulz: Futterrübenernter mit dem Frontlader. Landtechn. **14** (1959) S. 280/83.
- [5] Wenner, H. L., u. H. Schulz: Futtergewinnung und andere Laderarbeiten mit dem Frontlader. Landtechn. **15** (1960) S. 143/49.
- [6] Wenner, H. L.: Die Bedeutung des Frontladers. Landtechn. Forsch. **11** (1961) S. 10/13.
- [7] Wenner, H. L., u. H. Schulz: Der Frontlader und seine Arbeitsgeräte. Landtechn. Forsch. **11** (1961) S. 14/21.
- [8] Schulz, H.: Anforderungen des Frontladers an den Schlepper. Landtechn. Forsch. **11** (1961) S. 21/26.
- [9] Koenig, W.: Beanspruchungen von Ackerschleppern durch Frontlader (in diesem Heft).
- [10] Dilke, N. W.: Loads Imposed on a Tractor Equipped with Frontmounted Hydraulic Loader Used as a Carrier. J. Agric. Engng. Research **6** (1961) S. 3/15.
- [11] Coenenberg, H. H.: Dynamische Beanspruchungen bei Ackerschleppern. Landtechn. Forsch. **11** (1961) S. 145/50.
- [12] Coenenberg, H. H.: Drehmomentschwingungen in Kupplungen von Schleppern und Maschinen. In: 18. Konstrukteurheft. Düsseldorf: VDI-Verlag 1961, S. 44/53 (Grundlagen d. Landtechn. H. 13).
- [13] Rosegger, R.: Das harmonische Zusammenwirken von Fahrer und Schlepper. Wiss. Z. TH. Dresden **8** (1958/59) H. 1, S. 1/9.
- [14] Rosegger, R. u. S.: Arbeitsmedizinische Erkenntnisse beim Schlepperfahren. Archiv f. Landtechn. **2** (1960) H. 1, S. 3/65.
- [15] Schuchardt, H.: Das Nachbilden von Gleichungen mit dem Analogrechner. VDI-Z. **101** (1959) S. 1053/62.
- [16] Schuchardt, H.: Die Behandlung von Nichtlinearitäten mit dem Analogrechner. VDI-Z. **101** (1959) S. 1305/12.