

Fahrdynamik von Schleppern mit und ohne Arbeitsgeräte bei höheren Fahrgeschwindigkeiten

Von Alfred Ulrich und Horst Göhlich, Berlin*)

DK 631.372:631.3.072:629.113.073

Das Fahrverhalten von Ackerschleppern in der üblichen ungefederten Bauweise unterscheidet sich von dem der schnelllaufenden Straßenfahrzeuge in erheblichem Maße. Ergänzende Untersuchungen über das Schwingungs- und Lenkverhalten von Schleppern sind insbesondere infolge der zunehmenden Fahrgeschwindigkeit notwendig geworden. Anders als bei den meisten Straßenfahrzeugen wird das Fahrverhalten zusätzlich durch den Anbau von Arbeitsmaschinen am Heck und zunehmend auch vor der Vorderachse beeinflusst. Die folgenden Untersuchungen wurden vornehmlich unter dem Aspekt der Fahrsicherheit angestellt und sollen aufzeigen, welche Faktoren das Fahr- und Lenkverhalten besonders beeinflussen und welche Maßnahmen zur Verbesserung der Fahrsicherheit beitragen können. Die Arbeiten werden auch unter Berücksichtigung einer gefederten Bauweise weiter fortgeführt.





1. Problemstellung

Während in der Vergangenheit die "Geländetauglichkeit" und Erhöhung der Zugkraft der Ackerschlepper im Rahmen der landwirtschaftlichen Aufgaben im Vordergrund fahrdynamischer Untersuchungen standen [1, 2], gewinnt heute die Optimierung der "Straßentauglichkeit" zunehmend an Bedeutung; das heißt, die Verbesserung der Fahreigenschaften unter Berücksichtigung des Schwingungsverhaltens des ungefederten Ackerschleppers.

Auch wenn das Entwickeln großer Zugkräfte eine der wesentlichen Aufgaben des Schleppers geblieben ist, gewinnen Transportaufgaben bei höheren Geschwindigkeiten an Bedeutung. In zahlreichen Fällen werden konventionelle Ackerschlepper mit Fahrgeschwindigkeiten bis zu 40 km/h ausgelegt. Bei diesen höheren Fahrgeschwindigkeiten wird besonders mit am Dreipunktgestänge angekoppelten Arbeitsgeräten die Grenze der Lenkfähigkeit offenkundig, was zu neuen Überlegungen hinsichtlich der aktiven Fahrsicherheit führte [3 bis 8].

Wenn nach den heutigen Kenntnissen Unfälle hauptsächlich durch das Fahrverhalten des Fahrzeugführers verursacht werden [9], so ist doch nach wie vor unklar, welchen Beitrag hierzu das Verhalten des Fahrzeuges leistet, indem es den Fahrer in Konfliktsituationen überfordert. Im Gegensatz zur Unfallforschung bei Personenkraftfahrzeugen [9, 10] lassen sich für landwirtschaftliche Fahrzeuge nur unzureichende Angaben über die Ursachen von Unfallgeschehen machen [11].

Demzufolge kann auch eine Bewertung der Beeinträchtigung der Lenkfähigkeit in Abhängigkeit von der Ausrüstung mit unterschiedlichen Anbaugeräten nur näherungsweise durchgeführt werden. Bild 1 zeigt eine Auswertung der Unfallstatistik des Bundesverbandes der landwirtschaftlichen Berufsgenossenschaften für die Jahre 1977 bis 1980. Danach wird die Lenkfähigkeit und somit auch die Fahrsicherheit von Ackerschleppern im wesentlichen durch das Anhängen und starre Ankoppeln von Heckgeräten beeinträchtigt. Erste grundlegende Untersuchungen über das Lenkverhalten von Schleppern mit und ohne Anbaugeräte wurden von Richter [12] experimentell durchgeführt. Im Vordergrund dieser Untersuchungen stand der Einfluß von mechanischen, hydromechanischen und hydrostatischen Lenkanlagen auf die Lenkfähigkeit von Ackerschleppern. In dieser Arbeit wird der Vorteil von Lenkungen mit "reaktiver" Wirkung, insbesondere mechanischer und hydromechanischer Lenkanlagen, unter Berücksichtigung von angebauten Heckgeräten aufgezeigt.

Fahrzu- stand Ausrüst- zustand				
Bremsen	-	-	X X X	X X
Beschl.	-	-	X	X X
Hang	X	X	X X	X X
Geradeaus	-	-	X	X X
Kurve	-	X	X X X	X X X
Hindernis	-	X	X X	X X X

- geringe Beeinträchtigung
 X
 X X
 X X X starke Beeinträchtigung

Bild 1. Beeinträchtigung der Lenkfähigkeit von Ackerschleppern mit und ohne angekoppelte Geräte; nach eigener Auswertung der Unfallstatistik des Bundesverbandes der landwirtschaftlichen Berufsgenossenschaften für die Jahre 1977 bis 1980.

2. Lenkverhalten

Die durch den Fahrzeugführer über die Lenkanlage eingeleitete Lenkfunktion soll vorhersehbare Reaktionen des Schleppers bewirken. Bild 2 zeigt in einem Regelkreis das Zusammenwirken von Fahrer, Fahrzeug und Umwelt. In welcher Weise der Schlepper die Führungsgröße (Lenkfunktion) in die Ist-Größe (Fahrkurs) umwandelt, ist vom horizontalen Bewegungsverhalten und den darauf wirkenden Störgrößen wie z.B. dem vertikalen Schwingungsverhalten abhängig.

Eine objektive Festlegung der Eigenschaften dieses geschlossenen Regelkreises ist bislang noch nicht möglich, da das erste Glied in diesem Regelkreis, der Mensch, das horizontale Bewegungsverhalten aufgrund seiner subjektiven Eindrücke beurteilt. Eine eindeutige geschlossene analytische Beschreibung über das Regelverhalten des Menschen liegt heute noch nicht vor. Dies ist der Grund dafür, daß je nach Fahraufgabe eine Vielzahl experimenteller Prüfverfahren und ebenso viele Beurteilungskriterien vor allem für Personenkraftfahrzeuge entwickelt wurden [13].

Die Arbeit wurde unterstützt von der Deutschen Forschungsgemeinschaft.

*) Dr.-Ing. A. Ulrich ist wissenschaftlicher Mitarbeiter im Institut für Maschinenkonstruktion, Bereich Landtechnik und Baumaschinen der TU Berlin, Prof. Dr.-Ing. H. Göhlich ist Leiter des Institutsbereiches.

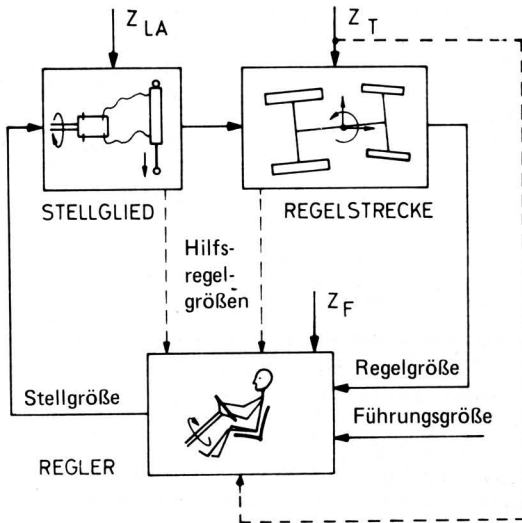


Bild 2. Blockschaltbild des Regelkreises Fahrer–Fahrzeug–Umwelt (Störgrößen: Lenkanlage Z_{LA} , Regelstrecke Z_T , Fahrzeugführer Z_F).

Das Fahrverhalten von Ackerschleppern zu charakterisieren ist daher zur Zeit nur im offenen Regelkreis (open loop) durch Untersuchungen über das stationäre Lenkverhalten (Lenkwinkel $\beta_L = \text{konst.}$) und das instationäre Lenkverhalten unter bestimmten Bedingungen (Lenkwinkel $\beta_L = f(t)$) sinnvoll. Welche fahrzeugspezifischen Parameter das Lenkverhalten von Schleppern beeinflussen, wird im folgenden dargestellt.

2.1 Stationäres Lenkverhalten

2.1.1 Geradeausfahrt

Durch die im Vergleich mit achsgefederten Fahrzeugen größeren dynamischen Radlastschwankungen bei ungefederten Fahrzeugen ist eine besondere Beeinträchtigung des Lenkverhaltens gegeben. Als Beurteilungskriterium für die Lenkfähigkeit von Schleppern bei Geradeausfahrt hat sich der Quotient aus dynamischer Radlastschwankung und statischer Radlast, der dynamische Radlastfaktor n als aussagefähig erwiesen:

$$n = \frac{F_{N\text{dyn}}}{F_{N\text{stat}}} \quad (1)$$

Wegen des stochastischen Charakters werden in Gl. (1) die dynamischen Radlastschwankungen mit ihrem Effektivwert eingesetzt, so daß folgt:

$$n = \frac{\sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T F_{N\text{dyn}}^2(t) dt}}{F_{N\text{stat}}} \quad (2)$$

Für die Amplitudenverteilung der Fahrbahnunebenheiten läßt sich mit guter Näherung eine Gaußsche Amplitudenverteilung angeben. Wegen der annähernd linearen Übertragungsfunktion der Fahrzeugreifen ist auch eine Gaußsche Amplitudenverteilung der dynamischen Radlastschwankungen an der Schleppervorderachse gegeben, so daß für dynamische Radlastfaktoren $n = 0,33$ die auftretenden dynamischen Radlastschwankungen ungefähr gleich der statischen Radlast zu setzen sind.

Eine kontrollierte Geradeausfahrt ist dann nur noch mit vermehrten Lenkkorrekturen bedingt möglich [12]. Die aus Fahrversuchen gewonnenen dynamischen Radlastfaktoren an der Vorder- und Hinterachse eines Ackerschleppers mit unterschiedlichen Anbauten (Zusammenstellung der technischen Daten in **Tafel 1**) zeigen, daß vor allem Schlepper mit Heckanbaugeräten einen großen dynami-

			Ackerschleppervarianten						
			AS.1	AS.2	AS.3	AS.4	AS.5	AS.6	AS.7
Fahrzeugmasse mit Anbauten	m_T	kg	2900	3250	3490	3740	2900	3600	3000
Radstand	l_R	mm	2150	2150	2150	2150	2150	2250	2000
Schwerpunktastand zur Vorderachse	l_V	mm	1400	1200	1750	1550	1560	1350	1000
Schwerpunktastand zur Hinterachse	l_H	mm	750	950	400	600	590	900	1000
Trägheitsmoment (x-Achse)	Θ_{XS}	kg m ²	800	1200	1500	1900	800	850	700
Trägheitsmoment (y-Achse)	Θ_{YS}	kg m ²	3000	5500	9800	10900	3000	4100	3000
Trägheitsmoment (z-Achse)	Θ_{ZS}	kg m ²	3100	5400	9700	10900	3100	3900	3000
Schwerpunkthöhe	h_S	mm	870	820	850	830	790	910	870
Reifenfederkonstante vorne	C_V	kN/m	280	310	240	260	280	300	280
Reifenfederkonstante hinten	C_H	kN/m	370	350	420	390	490	400	370
Reifendämpfungsmaß vorne	D_V	–	0,025	0,03	0,02	0,025	0,03	0,03	0,025
Reifendämpfungsmaß hinten	D_H	–	0,035	0,03	0,06	0,04	0,04	0,04	0,035
Schräglaufbeiwert vorne	δ_V	kN/rad	85	110	70	80	85	–	85
Schräglaufbeiwert hinten	δ_H	kN/rad	100	95	115	110	105	–	100
Seitensteifigkeit vorne	C_{SV}	kN/m	105	110	85	95	100	–	105
Seitensteifigkeit hinten	C_{SH}	kN/m	130	120	140	130	135	–	130
Spurweite vorne	l_{SV}	mm	1420	1420	1420	1420	1420	1540	1420
Spurweite hinten	l_{SH}	mm	1540	1540	1540	1540	1540	1540	1540
Abstand Schwerpunkt-Rollachse	h'_S	mm	180	100	140	120	150	220	180
Abstand Pendelpunkt-Vorderachse zur Radaufstandsfläche	h'_V	mm	580	550	590	590	570	610	580

Tafel 1. Fahrzeugdaten bei den verschiedenen Ausrüstzuständen.

schen Radlastfaktor an der Vorderachse aufweisen, **Bild 3**. Der stark schwankende Verlauf des dynamischen Radlastfaktors für verschiedene Fahrgeschwindigkeiten bei Anbau von Geräten vor der Vorderachse oder hinter der Hinterachse wird durch die gegenseitige Beeinflussung der Bewegung der Vorder- und Hinterachse verursacht [14].

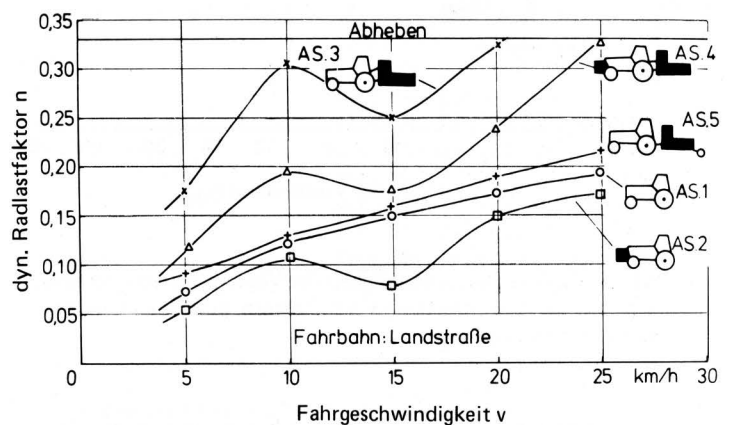


Bild 3. Dynamischer Radlastfaktor an der Vorderachse in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit für unterschiedliche Ausrüstzustände; mittelgute Landstraße.

Die dynamischen Radlastfaktoren an der Hinterachse, **Bild 4**, sind im Vergleich mit denen der Vorderachse wesentlich geringer. Der Grund hierfür liegt in der unterschiedlichen Verteilung der statischen Achslast des Schleppers, besonders mit angebautem Heckgerät.

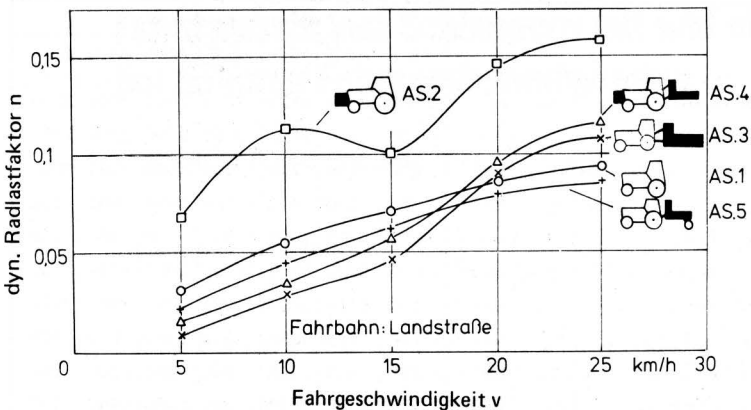


Bild 4. Dynamischer Radlastfaktor an der Hinterachse in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit für unterschiedliche Ausrüstzustände; mittelgute Landstraße.

Die Häufigkeit, mit der die dynamischen Radlastschwankungen die statischen Achslasten aufheben und damit das Fahrzeug kurzzeitig lenkunfähig machen, wird durch die Darstellung der Summenhäufigkeit der vertikalen Kräfte an der Vorderachse in **Bild 5** deutlich.

Versuchsfahrten mit Heckenbaugeräten, bei denen die statische Achslast der Vorderachse der gesetzlich vorgeschriebenen Mindestlast entspricht, zeigen nach **Bild 5** (AS.4) eine Aufhebung der statischen Achslast bis zu einer Häufigkeit von 24 %. Es können jedoch keine Aussagen über die Zeitdauer und somit über die während der kontaktlosen Zeit zwischen Vorderrädern und Fahrbahn zurückgelegten Wegstrecken gemacht werden. Dies wird erst dann möglich, wenn die Amplitudenverweildauer nach statistischen Methoden ermittelt wird.

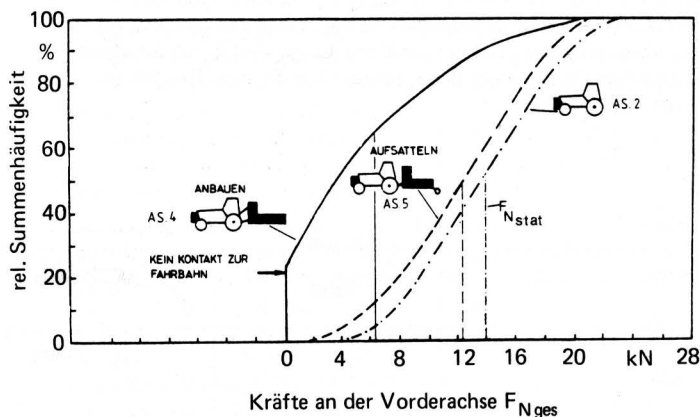


Bild 5. Relative Summenhäufigkeit der Vorderachslasten bei unterschiedlichen Ausrüstzuständen; $v = 20$ km/h, mittelgute Landstraße mit Kopfsteinpflaster.

Die in **Bild 6** dargestellte relative Häufigkeit der Wegstrecken ohne Bodenkontakt zeigt, daß die Vorderachse des Schleppers nach dem Abheben bis zu 4 m Wegstrecke zurücklegen kann, ohne Kontakt zur Fahrbahn zu besitzen. Schon ein Herabsetzen der Fahrgeschwindigkeit von 20 km/h auf 15 km/h bewirkt eine deutliche Verkürzung dieser Wegstrecken ohne Bodenkontakt der Vorderräder.

Die räumliche Darstellung des Spektrums der dynamischen Vorderachslast-Schwankungen, **Bild 7** und **8**, simuliert auf einem Analogrechner für Fahrgeschwindigkeiten von $v = 5$ – 60 km/h, läßt den unterschiedlichen Einfluß der Fahrgeschwindigkeiten auf Schlepper mit und ohne Anbauten noch deutlicher werden.

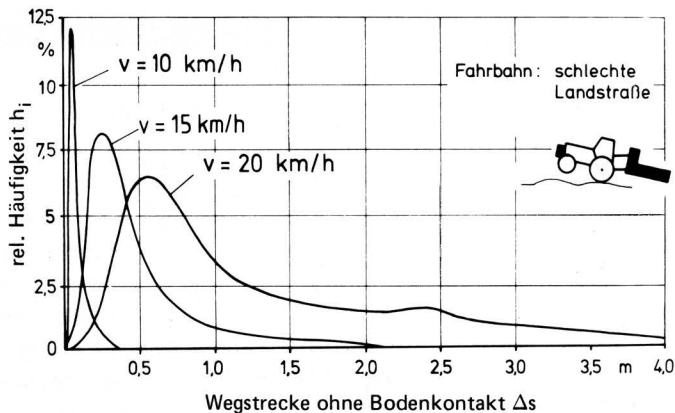


Bild 6. Relative Häufigkeitsverteilung der Strecken ohne Bodenkontakt der Schleppervorderachse bei angebautem Heckgerät auf schlechter Landstraße.

Bei Schleppern ohne Anbauten steigen die Maximalwerte im Spektrum der dynamischen Achslastschwankungen kontinuierlich ungefähr mit der Wurzel aus der Fahrgeschwindigkeit an. Die Hub- und Nickanteile der dynamischen Achslastschwankungen weisen die gleiche Resonanzstelle auf.

Bei Ackerschleppern mit Anbauten beeinflussen sich die Bewegungen der Teilsysteme an der Vorder- und Hinterachse gegenseitig. Diese Beeinflussung hängt vom Phasenwinkel der Anregung und damit von den Resonanzstellen der Hub- und Nickschwingungen ω_{0H} und ω_{0N} , dem Radstand und der Fahrgeschwindigkeit ab. Im Gegensatz zu Schleppern ohne Anbaugeräte ergeben sich bei Schleppern mit Anbaugeräten zwei deutlich ausgebildete sehr verschiedene Resonanzstellen für den Hub- und Nickanteil der dynamischen Achslastschwankungen. Die besonders starken niederfrequenten Nickschwingungen bestimmen maßgeblich die dynamischen Achslastschwankungen bei Schleppern mit Heckenbau.

Als charakteristisches Merkmal für starke Nickschwingungen bei ungefederten Schleppern kann die Koppelmasse m_k verwendet werden:

$$m_k = m_T - \frac{\Theta_{YS}}{I_V I_H} \quad (3)$$

Bei einer negativen Koppelmasse (z.B. $m_k = -1000$ kg) ist stets mit hohen Nickschwingungsanteilen der dynamischen Achslastschwankungen zu rechnen.

2.1.2 Kurvenfahrt

Die bei Lenkradbewegungen auftretenden Fliehkräfte müssen durch Seitenkräfte F_S an den Fahrzeugrädern abgestützt werden. Dies kann aber nur dann erfolgen, wenn zwischen Fahrbahn und Reifen ein genügend hoher Kraftschluß besteht und der Reifen über ausreichende vertikale Radkräfte F_N verfügt

$$F_S = \mu_s F_N \quad (4)$$

Da das Rad einen Teil des verfügbaren Kraftschlusses für die Vortriebs- und Bremskräfte benötigt, steht für die Spurhaltung nicht mehr der Gesamtwert von Kraftschlußbeiwert mal Vertikalkraft zur Verfügung. Die Vektorsumme aus Umfangskraft F_U und Seitenkraft F_S darf das Produkt von Kraftschlußbeiwert und Vertikalkraft nicht übersteigen, wenn ein sicheres Lenken des Fahrzeuges gewährleistet sein soll.

Sobald die jeweils zulässigen Beträge des Kraftschlusses überschritten werden, tritt Gleiten auf; d.h. das treibende Rad schleudert, das bremsende blockiert und die Spurhaltung geht verloren. Solange bei zwei Rädern einer Achse die Kraftschlußgrenze nicht überschritten ist, addieren sich die zulässigen Seitenkräfte algebraisch.

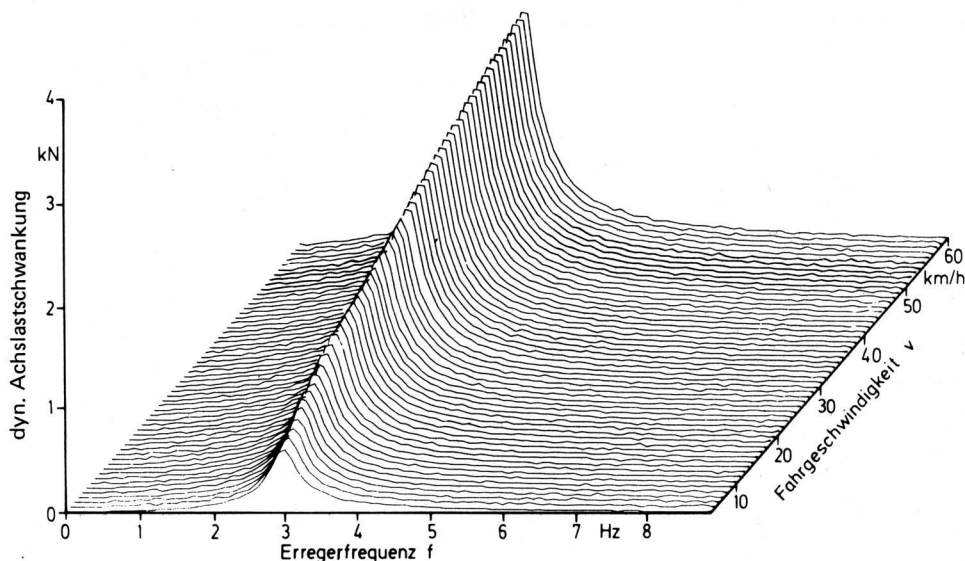


Bild 7. Spektrum der dynamischen Lastschwankungen an der Vorderachse eines Schleppers ohne Anbauten (AS.1) bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten.

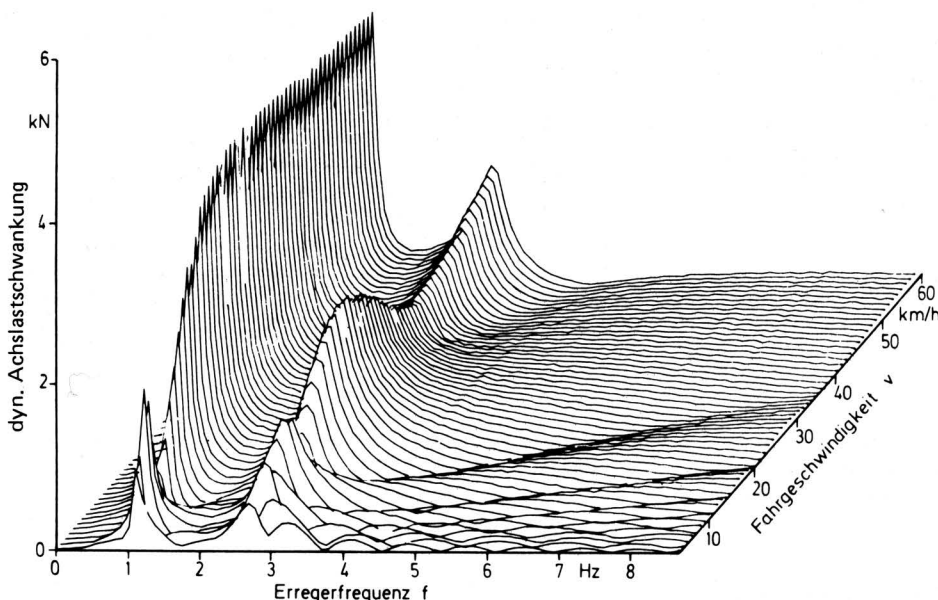


Bild 8. Spektrum der dynamischen Lastschwankungen an der Vorderachse eines Schleppers mit Heckanbaugerät (AS.3) bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten.

Ist die Kraftschlußgrenze an einem Rad einer Achse überschritten, so geht zwar die Spurhaltung an dem Rad verloren, aber die Achse wird unter dem Einfluß der verbleibenden Seitenkraft des anderen Rades noch nicht seitlich verschoben.

Um die Grenze der auftretenden Seitenkräfte an den einzelnen Fahrzeugrädern deutlich zu machen, sind die maximalen Seitenkräfte, gebildet aus den einzelnen vertikalen Radkräften F_N durch Multiplizieren mit dem im Versuch ermittelten Kraftschlußbeiwert $\mu_S = 0,82$, in **Bild 9 bis 12** dargestellt.

Die Fahrversuche wurden auf einer Fahrbahn (Flughafen-Landebahn) mit gleichmäßigem Reibwert bei konstant gehaltenem Rad-einschlagswinkel $\beta_L = 10^\circ$ durchgeführt. Die Fahrgeschwindigkeit wurde stufenweise bis zur Rutschgrenze sowie auch bis zum Auftreten von Kippgefahr gesteigert.

Das Verhalten der Seitenkräfte an der Vorder- und Hinterachse von Schleppern mit und ohne Anbaugerät zeigt bei Kurvenfahrt eine deutliche Entlastung des kurveninneren Rades und eine entsprechende Belastung des kurvenäußeren Rades. Bei hecklastigen Schleppern tritt an der Hinterachse eine erhöhte Seitenkraft auf, wie der Vergleich der Kurven in **Bild 10** und **Bild 12** deutlich macht.

2.2 Instationäres Lenkverhalten

Zur Charakterisierung des instationären Lenkverhaltens ist der Frequenzgang zwischen Lenkradeinschlagswinkel und der Gierwinkelgeschwindigkeit, und hier besonders der Phasenwinkel, für die Beherrschung des Schleppers von besonderer Bedeutung. Für ein sicheres Lenkverhalten wird eine kleine Phasenverschiebung bzw. eine möglichst kleine Zeitverzögerung zwischen Lenkwinkel und Gierwinkelgeschwindigkeit vorausgesetzt.

Die größte Veränderung im Amplituden- und Phasengang wird für Kreisfahrt ($\omega \approx 0$) und für den gesamten übrigen untersuchten Frequenzbereich durch das starre Ankoppeln von Heckanbaugeräten verursacht. Schlepper mit Heckanbaugeräten reagieren auf Lenkbewegungen entsprechend träge, **Bild 13**.

Ein günstigeres Lenkverhalten ergibt sich durch das Ankoppeln von Frontgeräten. Die geringe Phasenverschiebung zwischen dem Lenkwinkel und der Gierwinkelgeschwindigkeit sorgt dafür, daß der Schlepper bei diesem Ausrüstzustand schneller und ohne wesentliche Verstärkung der Giergeschwindigkeit reagiert.

Eine Begründung hierfür gibt der Frequenzgang der Gierbewegung für verschiedene Achslastverteilungen bei gleicher Gesamtmasse, **Bild 14**. Der frontlastige Schlepper mit einer Achslastverteilung von $F_{Vstat}/F_{Hstat} = 60/40$ hat das kleinste Amplitudenverhältnis und den kleinsten Phasenwinkel. Umgekehrt verhält es sich beim hecklastigen Schlepper mit einer Achslastverteilung von $F_{Vstat}/F_{Hstat} = 40/60$; die Werte von Amplitudenverhältnis und Phasenwinkel sind hier am größten.

Die dargestellten Ergebnisse zeigen insgesamt, daß durch das Ankoppeln von Heckanbaugeräten bei den Schleppern das stationäre wie auch das instationäre Lenkverhalten verschlechtert wird. Ein gleichartiges Verhalten zeigen Fahrzeuge mit relativ hohem Anteil der statischen Hinterachslast, **Bild 14**.

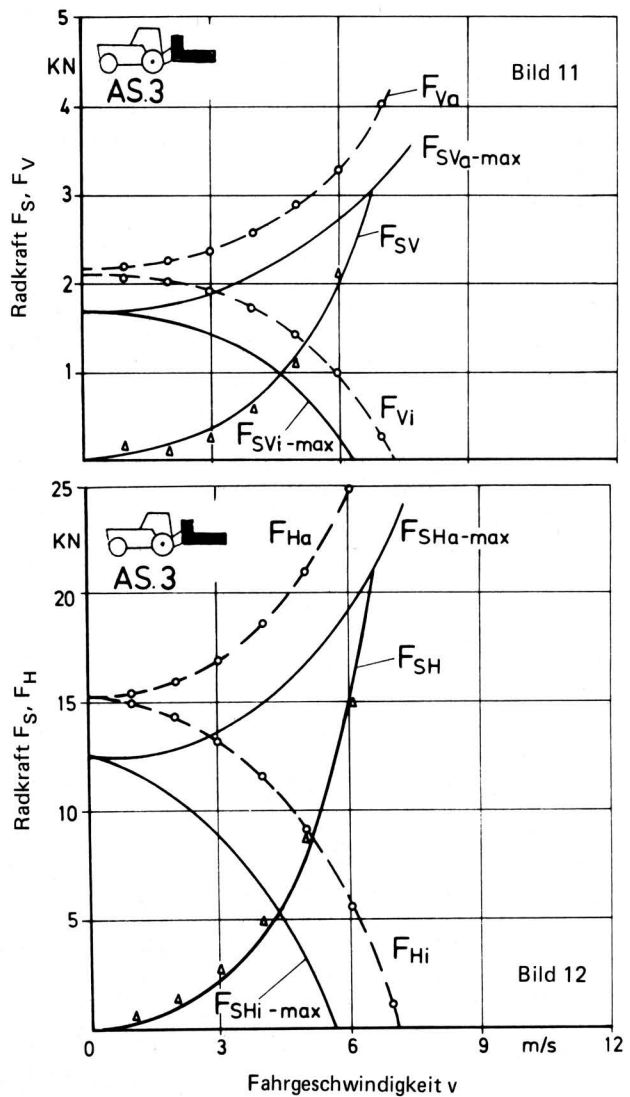
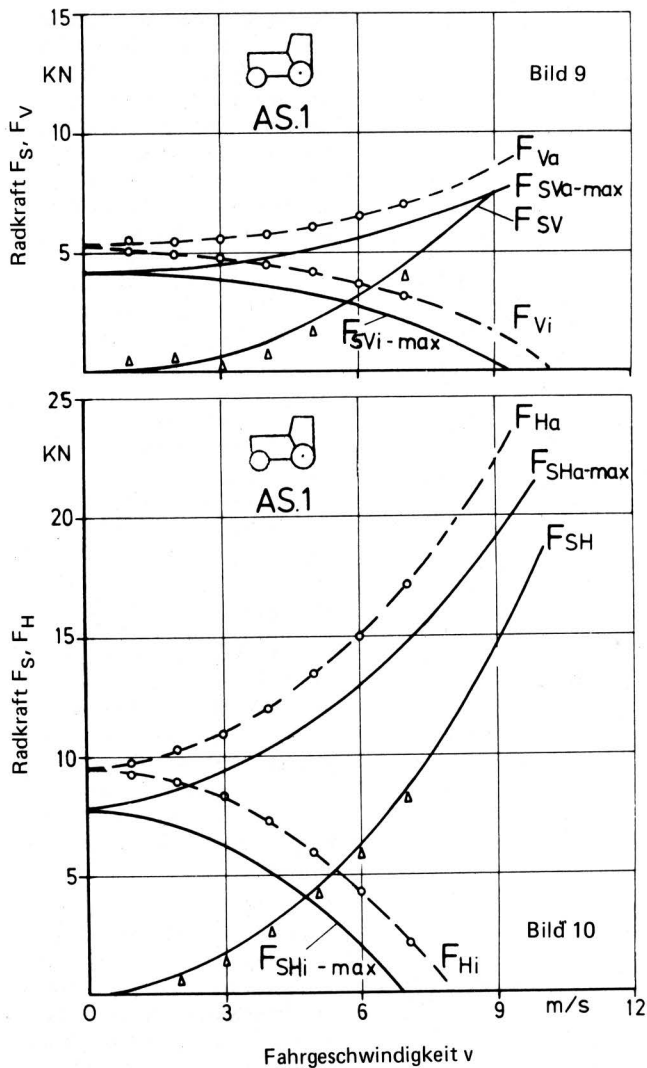


Bild 9 bis 12. Radkräfte von Schleppern bei stationärer Kreisfahrt. Bild 9: Vorderachse, Bild 10: Hinterachse eines Schleppers ohne Anbaugerät; Bild 11: Vorderachse, Bild 12: Hinterachse eines Schleppers mit Heckanbaugerät.

F_{Va} Radlast-Vorderachse, außen F_{Vi} Radlast Vorderachse, innen
 F_{SV} Seitenkraft Vorderachse $F_{SVa-max}$ maximale übertragbare Seitenkraft, Vorderachse, außen
 $F_{SVi-max}$ maximale übertragbare Seitenkraft, Vorderachse, innen

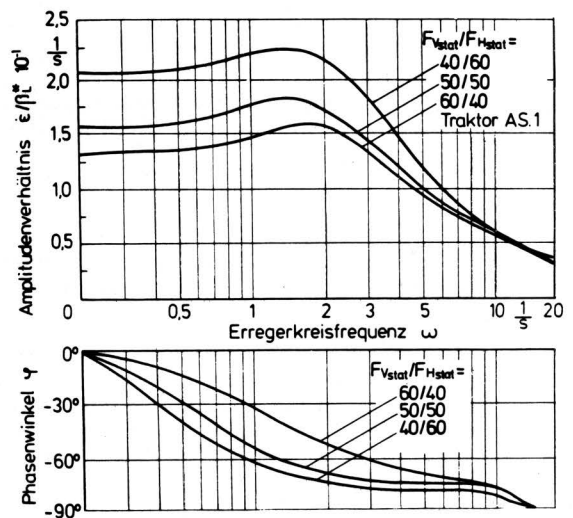
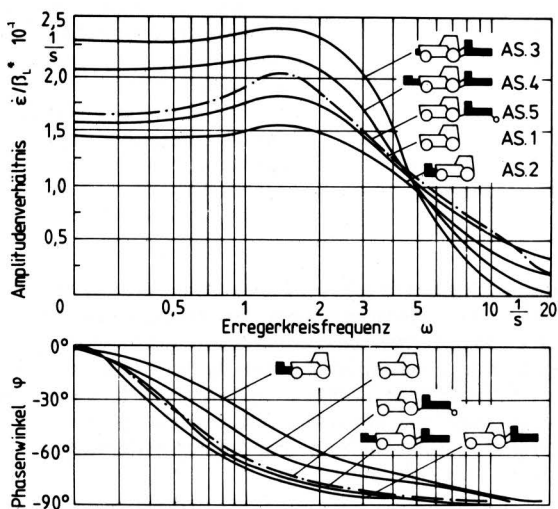


Bild 13. Frequenzgang des Phasenwinkels und der Gierwinkelgeschwindigkeit $\dot{\epsilon}$, bezogen auf den Lenkradeinschlag β_L^* , bei unterschiedlichen Ausrüstzuständen.

Bild 14. Frequenzgang des Phasenwinkels und der Gierwinkelgeschwindigkeit $\dot{\epsilon}$, bezogen auf den Lenkradeinschlagswinkel β_L^* bei unterschiedlichen Achslastverteilungen, aber gleicher Gesamtmasse.

3. Verbesserung der Fahrdynamik

Zusammengefaßt ergeben sich die folgenden konstruktiven Möglichkeiten zur Erhöhung der Fahrsicherheit bei heute üblichen Standardschleppern:

1. Zusatzmassen zur Erhöhung der statischen Vorderachslast. Die damit verbundene größere Bauteilbeanspruchung kann leicht an die Grenzwerte der zulässigen Belastung führen.
2. Verringerung der dynamischen Achslastschwankungen durch eine nicht starre Kopplung der Anbaugeräte. Die Masse der Heckanbaugeräte wird durch Einbau eines Feder-Dämpfer-Elementes, z.B. im Oberlenker, während des Transportes als Tilgermasse genutzt.
3. Ebenso wie unter Punkt 2 angegeben, können auch Frontanbaugeräte oder Frontzusatzmassen als Tilgermassen verwendet werden. Wegen der allgemein geringeren Massen wird die Wirksamkeit der Tilgung geringer sein.
4. Gleichgroße Achslasten bei angebauten Geräten.
5. Gefederte Vorderachse (und Hinterachse) mit einstellbaren Feder-Dämpfer-Werten, entsprechend der durch Anbaugeräte veränderten Achslasten.

Eine einfache und kostengünstige Lösung, die keine besonderen Umbauten am Schlepper und am Gerät verlangt, ist die Nutzung der Masse des Heckanbaugeräts als Absorbermasse. Eine Berechnungsgrundlage und die praktischen Auswirkungen auf das Nick-schwingungsverhalten bei schneller Straßenfahrt werden im folgenden dargestellt.

3.1 Heckanbauten als Absorbermasse

Das Prinzip des Schwingungsabsorbers kann dann wirksam angewandt werden, wenn die "Original"-Schwingungen lediglich eine Hauptfrequenzkomponente enthalten, oder wenn sie aus einem schmalen Frequenzband bestehen, wie einer schwach gedämpften stochastisch angeregten Einzelresonanz [15]. Schlepper mit angebauten Heckgeräten erfüllen diese Voraussetzungen in einer idealen Weise. Der zuvor starre Oberlenker des Dreipunktanbaus wird zur Schwingungsabsorption durch ein Feder-Dämpfer-Element ersetzt [16].

3.2 Schwingungstechnische Auslegung

Es soll hier nur die konventionelle Bauart eines Standardschleppers behandelt werden. Der Schlepper kann mit einigen Vereinfachungen als starrer Körper angenommen werden. Ausgehend vom Schwingungsersatzmodell in Bild 15, kann unter der Bedingung, daß nur kleine Winkel φ_F und φ_A auftreten, für die Bewegungsgleichung geschrieben werden:

$$\begin{aligned} \ddot{Z}_F = & - \frac{K_V}{m_A + m_F} (\dot{Z}_F - L_V \dot{\varphi}_F + \dot{h}_V) - \\ & - \frac{K_H}{m_A + m_F} (\dot{Z}_F + L_H \dot{\varphi}_F + \dot{h}_H) - \\ & - \frac{C_V}{m_A + m_F} (Z_F - L_V \varphi_F + h_V) - \\ & - \frac{C_H}{m_A + m_F} (Z_F + L_H \varphi_F + h_H) - \\ & - \frac{m_A L_D}{m_A + m_F} \ddot{\varphi}_F + \frac{m_A L_A}{m_A + m_F} \ddot{\varphi}_A \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_F = & \frac{K_V L_V}{\Theta_2} (\dot{Z}_F - L_V \dot{\varphi}_F - \dot{h}_V) - \\ & - \frac{K_H L_H}{\Theta_2} (\dot{Z}_F + L_H \dot{\varphi}_F + \dot{h}_H) + \\ & + \frac{C_V L_V}{\Theta_2} (Z_F - L_V \varphi_F - h_V) - \\ & - \frac{C_H L_H}{\Theta_2} (Z_F + L_H \varphi_F + h_H) - \\ & - \frac{K_A (L_G + L_B)^2}{\Theta_2} (\dot{\varphi}_F - \dot{\varphi}_A) - \\ & - \frac{C_A (L_G + L_B)^2}{\Theta_2} (\varphi_F - \varphi_A) + \\ & + \frac{\Theta_1}{\Theta_2} \ddot{\varphi}_A - \frac{m_A L_D}{\Theta_2} \ddot{Z}_F \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_A = & + \frac{K_A (L_G + L_B)^2}{\Theta_3} (\dot{\varphi}_F - \dot{\varphi}_A) + \\ & + \frac{C_A (L_G + L_B)^2}{\Theta_3} (\varphi_F - \varphi_A) - \\ & - \frac{\Theta_1}{\Theta_3} \ddot{\varphi}_F + \frac{m_A L_A}{\Theta_3} \ddot{Z}_F \end{aligned} \quad (5)$$

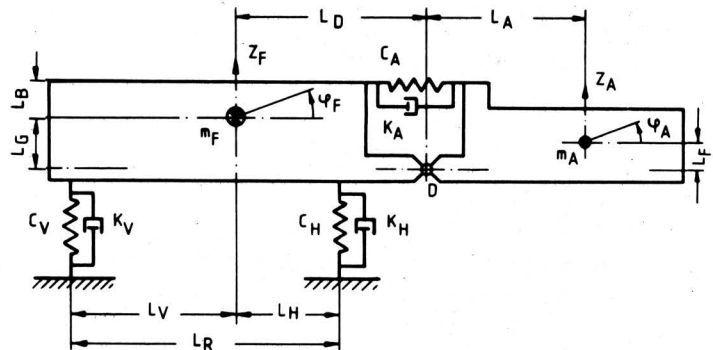


Bild 15. Ersatzsystem für einen Schlepper mit elastisch angekoppeltem Heckgerät.

Die in den Differentialgleichungen (4) und (5) eingeführten Abkürzungen Θ_1 , Θ_2 und Θ_3 bedeuten:

$$\Theta_1 = \frac{m_F m_A}{m_F + m_A} L_G L_F - L_D L_A m_A$$

$$\Theta_2 = \Theta_{VF} + \frac{m_F m_A}{m_F + m_A} L_G^2 + L_D^2 m_A$$

$$\Theta_3 = \Theta_{VA} + \frac{m_F m_A}{m_F + m_A} L_F^2 + L_A^2 m_A$$

In den folgenden Rechenergebnissen wird gezeigt, wie sich die Auslegung des Absorbers auf das Schwingungsverhältnis auswirkt.

Die in Bild 16 dargestellte Vergrößerungsfunktion für die Schlep-pervorderachse zeigt, daß bei gegebenem Heckanbaugerät, je nach Auslegung des Feder-Dämpfer-Elementes des Absorbers, eine Optimierung möglich ist.

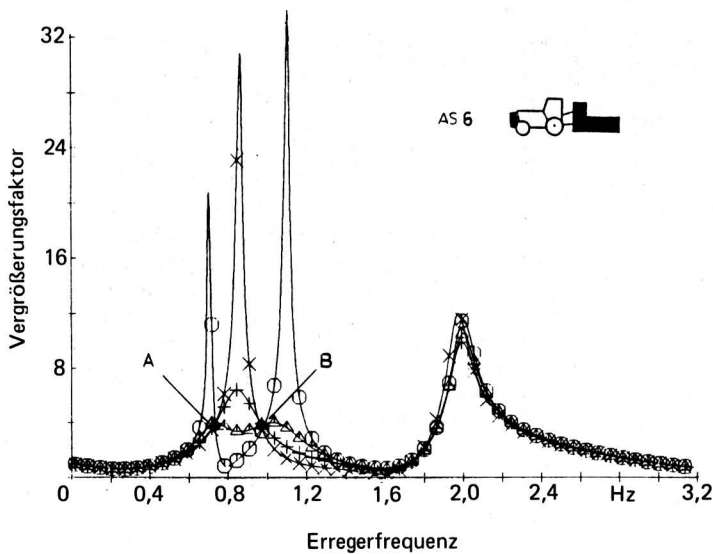


Bild 16. Vergrößerungsfunktion der Vorderachse eines Schleppers mit starr und elastisch angekoppeltem Heckgerät.

- x starre Kopplung
- + elastische Kopplung; Dämpfung $D = 1$
- Δ elastische Kopplung; Dämpfung $D = 0,5$
- o elastische Kopplung; Dämpfung $D = 0,01$

Nach Snowdon [15] kann eine optimale Abstimmung des Absorbers erreicht werden, wenn die Schnittpunkte A und B auf gleicher Höhe liegen und die Übertragungsfunktion mit einer waagerechten Tangente durch einen der beiden Schnittpunkte geht.

Die in Bild 17 und 18 aufgetragenen dynamischen Radlastfaktoren an der Schleppervorderachse zeigen, daß die dynamischen Radlastschwankungen bei einer Absorberdämpfung von $D_A = 0,3$ und einer Absorberfrequenz von $f_A = 0,8$ Hz einer optimalen Abstimmung des Absorbers entsprechen.

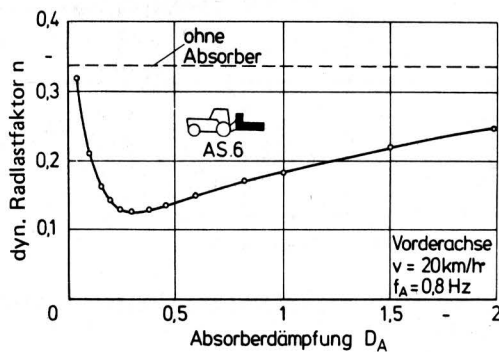


Bild 17. Dynamischer Radlastfaktor an der Schleppervorderachse in Abhängigkeit von der Absorberdämpfung D_A .

Bei dem für den Transport interessierenden Bereich der Fahrgeschwindigkeit von 10–30 km/h lassen sich die dynamischen Radlastfaktoren an der Vorder- und Hinterachse des Schleppers bei optimal abgestimmtem Absorber bis über 50 % reduzieren, Bild 19 und 20. Dies kommt einer beträchtlichen Erhöhung der Fahrsicherheit gleich.

Für die praktische Realisierbarkeit einer Absorbierung von Fahrzeugschwingungen durch Verwendung der Masse von Heckanbaugeräten als Absorbermasse sollte die hierbei auftretende Absorberbewegung ($L_G + L_B$) ($\varphi_F - \varphi_A$) möglichst klein sein.

Die in Bild 21 dargestellte Amplitudenverteilung zeigt, daß die benötigte Absorberbewegung bei optimaler Abstimmung des Absorbers nicht größer als ± 30 mm wird. Derartig kleine Relativbewegungen des Absorbers lassen sich ohne Schwierigkeiten konstruktiv leicht verwirklichen.

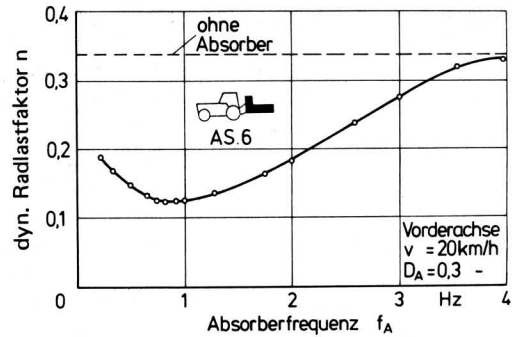


Bild 18. Dynamischer Radlastfaktor an der Schleppervorderachse in Abhängigkeit von der Absorberfrequenz f_A .

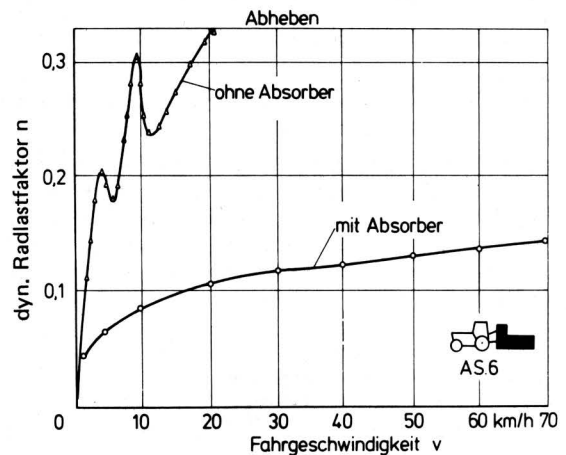


Bild 19. Dynamischer Radlastfaktor an der Vorderachse in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit mit und ohne Absorber.

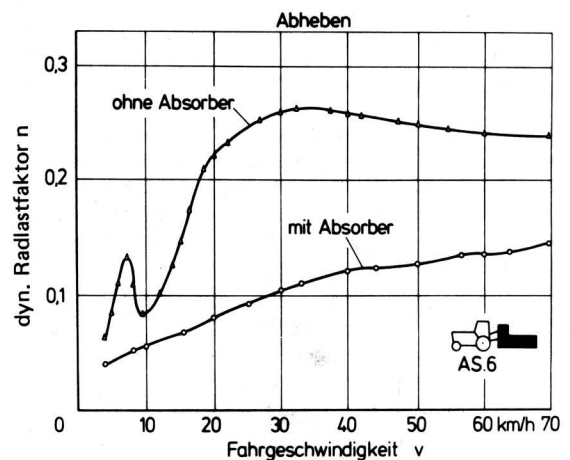


Bild 20. Dynamischer Radlastfaktor an der Hinterachse in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit mit und ohne Absorber.

4. Zusammenfassung

Die vielseitigen Arbeitsaufgaben heutiger Ackerschlepper bedingen häufig ein Ankoppeln von schweren Arbeitsgeräten vor der Vorderachse oder hinter der Hinterachse des Schleppers. Die sich hieraus

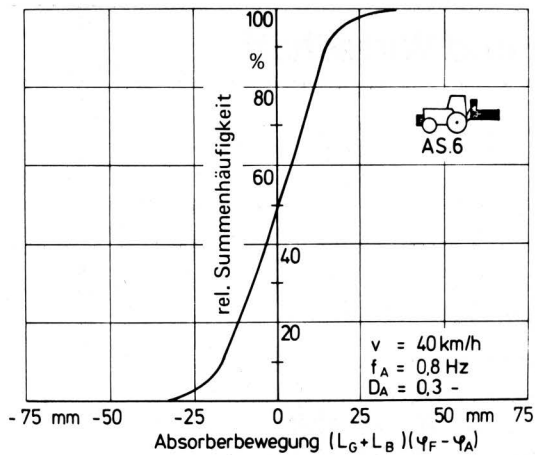


Bild 21. Relative Summenhäufigkeit der Absorberbewegung.

ergebende Veränderung des stationären und instationären Lenkverhaltens wie auch das Verlangen der Praxis nach höheren Transportgeschwindigkeiten, ließ die Grenze der Lenkfähigkeit bei Schleppern ohne Achsfederung deutlich werden.

Die experimentellen und analytischen Untersuchungen zeigten, daß sich das Schwingungsverhalten von Schleppern ohne Achsfederung in einem viel größeren Maße auf das Lenkverhalten auswirkt, als dies bei Fahrzeugen mit Achsfederung der Fall ist. Zur Charakterisierung des vertikalen Schwingungsverhaltens in bezug auf das stationäre Lenkverhalten von Schleppern haben sich der dynamische Radlastfaktor n und die Koppelmasse m_k als brauchbare Kenngrößen erwiesen. Ein sicheres Lenkverhalten ist dann zu erwarten, wenn die Koppelmasse m_k annähernd gleich null oder größer als null und der dynamische Radlastfaktor n klein ist.

Von den untersuchten Kopplungsarten wirkte sich der starre Anbau von Heckgeräten am ungünstigsten auf das stationäre und instationäre Lenkverhalten des Schleppers aus. Verantwortlich hierfür ist die schon im statischen Fall starke Entlastung der Vorderachse in Verbindung mit einem hohen Anteil der Nickschwingungen an den dynamischen Radlastschwankungen. Je nach Höhe der Fahrgeschwindigkeit und der Fahrbahnebenheiten können die dynamischen Radlastschwankungen so stark ansteigen, daß die statische Achslast zeitweise kompensiert wird und ein Lenken in diesen Fahrphasen nicht mehr möglich ist.

Außer den statischen Radlasten und den dynamischen Radlastschwankungen sind für die Lenkfähigkeit vor allem die durch Lenkbewegungen an den Fahrzeugreifen auftretenden Seitenkräfte maßgebend. Bei stationärer Kurvenfahrt werden am kurvenäußeren Hinterrad die größten Seitenkräfte – bei gleichzeitiger starker Entlastung der kurveninneren Räder der Vorder- und Hinterachse – durch das starre Ankoppeln von Heckanbaugeräten verursacht. Die Grenze der Lenkfähigkeit wird bei Anbau von Heckgeräten wesentlich früher als bei anderen Kopplungsarten (Frontanbau, Aufsatteln) erreicht.

Das dynamische Lenkverhalten (instationärer Fahrzustand), das durch den Frequenzgang von Amplitudenverhältnis und Phasenwinkel der Gierbewegung gekennzeichnet wird, zeigte durch große Phasenverschiebung ein trägeres Reagieren von Schleppern mit Heckanbaugeräten.

Schlepper mit geringerem dynamischem Radlastfaktor zeigen ein günstiges Lenkverhalten. Eine einfache und kostengünstige Lösung, die keine besonderen Umbauten am Schlepper und am Gerät verlangt, ist die Nutzung der Masse von Heckanbaugeräten als

Absorbermasse. Der starre Oberlenker des Dreipunktanbaus wird dabei durch ein Feder-Dämpfer-Element ersetzt. Es konnte experimentell und analytisch nachgewiesen werden, daß die dynamischen Radlastschwankungen durch Verwendung der Masse von Heckanbaugeräten als Absorbermasse bis zu 50 % gesenkt werden können, was eine beträchtliche Erhöhung der Fahrsicherheit bedeutet.

Schrifttum

Bücher sind durch ● gekennzeichnet

- [1] *Neumann, J.*: Strukturwandlungen der Landwirtschaft und einige Auswirkungen auf Motorisierung und Mechanisierung. *Grundl. Landtechnik* Bd. 25 (1975) Nr. 1, S. 1/6.
- [2] *Meyer, H.*: Zur Problematik des Sattelanhängers für Ackerschlepper. *Landt. Forschung* Bd. 6 (1956) Nr. 2, S. 39/42.
- [3] *Scherer, L. u. W. Hüneke*: Die Normung der Leistung der Dreipunkt-Hydraulik und ihre Bedeutung für Schlepper und Gerät. *Landt. Forschung* Bd. 19 (1971) Nr. 2, S. 45/50.
- [4] Codierungssystem zur Verbindung von Schleppern und angebauten Heckgeräten. *ISO/TC 23/SC 4 (Deutschland-7)* 1976.
- [5] Method of indicating maximum permissible implement load to ensure tractor stability. *ISO/TC 23/SC 4 (Denmark-7)* 1977.
- [6] *Kofoed, S.*: Tying tractors and implements together with red tape. *Power Farming* Jg. 57 (1978) Nr. 7.
- [7] *Habarta, T.*: Determination in relation to safety of operation of the minimal load on the front steering axle of a tractor with implements attached. *J. agric. Engng. Res.* Bd. 16 (1971) Nr. 2, S. 126/40.
- [8] *Mertins, K.-H. u. A. Ulrich*: Zur Frage der Lenksicherheit von Ackerschleppern mit Anbaugeräten bei Straßenfahrt. *Grundl. Landtechnik* Bd. 28 (1978) Nr. 3, S. 99/107.
- [9] ● *Bundesministerium für Forschung und Technologie*: Technologien für die Sicherheit im Straßenverkehr. Frankfurt/Main: Umschau-Verlag 1976.
- [10] *Appel, H., U. Wanderer u. J. Blödorn*: Unfallforschung. Westeuropäische Programme und die Ergebnisse – eine Übersicht. Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. FAT-Schriftenreihe Nr. 4 (1977).
- [11] *Heidt, H.*: Entwicklung der Sicherheit von landwirtschaftlichen Fahrzeugen. Vortrag zum Seminar Fahrdynamik und Fahrsicherheit bei Ackerschleppern und Landmaschinen, Haus der Technik e.V. Essen, 1979.
- [12] *Richter, K.*: Über das Lenkverhalten von Ackerschleppern bei Straßenfahrt. Diss. TU Berlin 1981.
- [13] *Zomotor, A.*: Untersuchungen über den Zusammenhang zwischen aktiver Sicherheit und Unfallverhütung. Vortrag beim XVII. FISITA-Kongreß, Budapest 1978.
- [14] *Ulrich, A.*: Untersuchungen zur Fahrdynamik von Traktoren mit und ohne Anbaugeräte. Diss. TU Berlin 1983.
- [15] ● *Snowdon, J.C.*: Vibration and shock in damped mechanical systems. New York: John Wiley and Sons 1968.
- [16] *Ulrich, A.*: Ein Verfahren zur Erhöhung der Fahrsicherheit bei Traktoren mit angebauten Heckgeräten. *Landtechnik* Bd. 33 (1978) H. 11, S. 511 f.