

Technische Möglichkeiten zum Senken der Schwingungsbelastung auf fahrenden Arbeitsmaschinen.

Von Michael Graef, Braunschweig-Völkenrode*)

Mitteilung aus dem Institut für landtechnische Grundlagenforschung der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode

DK 631.372:331.827:62-784:629.1.042

Bei Schleppern und landwirtschaftlichen Arbeitsmaschinen dient heute vorwiegend der abgedeferte Schleppersitz dem Schutz des Fahrers vor Fahrzeugschwingungen. Im Bestreben, die Nachteile abzubauen, die mit diesem System verbunden sind, wird untersucht, ob die Abfederung der gesamten Fahrerkabine eine Verbesserung der Arbeitsbedingungen des Fahrers ermöglicht. Eine Modellrechnung und Untersuchungen mit einem Versuchsfahrzeug zeigen, daß sich mit einer Kabinenfederung die Schwingungsbelastung stärker vermindern läßt als mit Schleppersitzfederung.

Inhalt

1. Einleitung
2. Aufgabenstellung
3. Gesichtspunkte bei Abfederung der gesamten Kabine
 - 3.1 Getriebetechnische Möglichkeiten der Kabinenabfederung
 - 3.2 Schwingungstechnische Möglichkeiten der Kabinenabfederung
4. Modellrechnung
 - 4.1 Einfluß der Reifendämpfung auf die Schwingungsbelastung
 - 4.2 Einfluß der Kabinenfederung auf die Schwingungsbelastung
 - 4.3 Einfluß der Kabinenfederung auf den Schwingweg
 - 4.4 Einfluß von Sitz- bzw. Kabinenfederung auf die Schwingungsbelastung
5. Versuchsfahrzeug und Versuchsdurchführung
6. Versuchsergebnisse
7. Zusammenfassung

1. Einleitung

Der Mensch ist auf Schleppern und landwirtschaftlichen Arbeitsmaschinen neben anderen Belastungen [1] auch niederfrequenten mechanischen Schwingungen ausgesetzt, die vornehmlich von den Bodenebenheiten hervorgerufen werden.

Vorgetragen auf der Jahrestagung der VDI-Fachgruppe < Landtechnik > am 23. Okt. 1975 in Braunschweig.

*) Dipl.-Ing. Michael Graef ist wissenschaftlicher Mitarbeiter im Institut für landtechnische Grundlagenforschung (Direktor: Prof. Dr.-Ing. Wilhelm Batel) der Forschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode.

Diese Schwingungsbelastung, für die bei sitzenden Personen die Gesäßbeschleunigung [2] und davon abgeleitete Größen wie z.B. die Wahrnehmungsstärke (K-Wert) [3] oder die nach ISO bewertete Beschleunigung [4] ein Maß sind, hängt ab von:

1. der Beschaffenheit der Fahrbahn [5]
2. der Fahrgeschwindigkeit [6] und
3. dem Schwingungsverhalten des gesamten Fahrzeugs einschließlich Sitz und Mensch [7, 8].

Ein Senken der Schwingungsbelastung durch den Bau ebener Fahrbahnen kann für landwirtschaftliche Fahrzeuge nur auf den Verkehrswegen wirksam werden und ist damit insgesamt von untergeordneter Bedeutung.

Ein Herabsetzen der Fahrgeschwindigkeit steht dem Streben nach höheren Arbeitsgeschwindigkeiten zur Steigerung der Arbeitsproduktivität und der vom Schlepper umsetzbaren Leistung entgegen.

Zum Herabsetzen der Schwingungsbelastung auf landwirtschaftlichen Fahrzeugen kommen daher vorzugsweise Veränderungen des Schwingungsverhaltens des gesamten Fahrzeugs in Frage.

Die Eigenfrequenzen der zum Senken der Schwingungsbelastung verwendeten Fahrzeugbauteile für landwirtschaftliche Fahrzeuge und Straßenfahrzeuge im Vergleich zur Eigenfrequenz des menschlichen Körpers zeigt Bild 1.

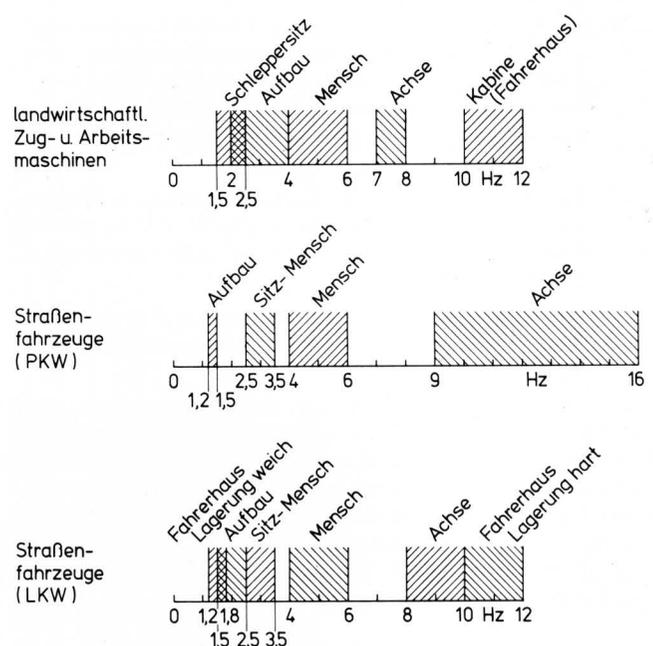


Bild 1. Wichtige Eigenfrequenzen von Fahrzeugbauteilen und des Menschen für landwirtschaftliche Zug- und Arbeitsmaschinen, Straßenfahrzeuge (Pkw) [7], Straßenfahrzeuge (Lkw).

Eine Schwingungsübertragung auf den sitzenden Menschen ist besonders im Bereich seiner Eigenfrequenz zwischen 4 und 6 Hz zu vermeiden. Für eine wirksame Minderung der von den Bodenunebenheiten hervorgerufenen Fahrzeugschwingungen muß deshalb die Eigenfrequenz der zur Abfederung verwendeten Schwingungssysteme weit unterhalb der Eigenfrequenz des Menschen liegen.

Die Eigenfrequenz der Achse und der Kabine bzw. des Fahrerhauses (Lagerung hart) liegen über der mittleren Eigenfrequenz des Menschen. Deshalb können die entsprechenden Schwingungssysteme nicht zur Schwingungsminderung, d.h. zum Senken der Schwingungsbelastung im Bereich der mittleren Eigenfrequenz des sitzenden menschlichen Körpers beitragen. Auch die bei schweren Lastkraftwagen übliche Fahrerhauslagerung mit weichen Federelementen [9], deren Eigenfrequenz unterhalb der des Menschen liegt, bewirkt wegen der verwendeten starken Dämpfung erst bei Frequenzen um 10 Hz eine Verminderung der Fahrervertikalbeschleunigung, die durch Schwingungen von Motor, Vorderachse und Fahrzeugrahmen hervorgerufen werden.

So verbleibt beim Pkw und den meisten Lkw in erster Linie die Aufbaufederung zur Schwingungsminderung. Anders ist es bei landwirtschaftlichen Fahrzeugen, bei denen die Schleppersitzfederung diese Aufgabe übernimmt.

Die Abfederung des Schlepperaufbaus durch die Reifen kann zur Schwingungsminderung wenig beitragen, da ihre Eigenfrequenz zu nahe am Bereich der Eigenfrequenz des Menschen liegt und daher sogar zu einer Schwingungsverstärkung führen kann.

Unter Schlepperaufbau soll hier die Hauptmasse des Schleppers verstanden werden, abzüglich der gegen diese Hauptmasse abgedeckten Teile des Schleppers wie z.B. Schleppersitz oder Kabine.

Des weiteren ist es bei leistungsstarken Schleppern wegen ihrer großen Masse und der Verwendung großvolumiger Niederdruckreifen [10] durchaus möglich, daß die Eigenfrequenz des Aufbaus in den Bereich der Eigenfrequenz der Schleppersitze fällt. Diese Überschneidung von Schlepper- und Sitzeigenfrequenz kann ebenfalls eine Erhöhung der Schwingungsbelastung des Fahrers bewirken.

Grundsätzlich bietet sich zum Senken der Schwingungsbelastung des Fahrers ein Verkleinern der Eigenfrequenz der Schleppersitze an, bei Verwenden eines Schwingungssystems mit passiven Bauelementen z.B. durch Verkleinern der Federkonstante der Sitzfederung.

Diese Maßnahme ist aber nur begrenzt durchführbar: Ein Verkleinern der Eigenfrequenz des Sitzes führt zu einem größeren Federweg und einer größeren statischen Einsenkung [11] der Sitzfederung.

Bild 2 zeigt die Abhängigkeit der statischen Einsenkung von der Eigenfrequenz. Wird z.B. die Eigenfrequenz der Sitzfederung von 2,0 Hz auf 1,5 Hz gesenkt, so vergrößert sich die statische Einsenkung von 6,2 cm auf 11 cm, d.h. fast auf den zweifachen Wert. In entsprechender Weise muß man in der Konstruktion den Federweg ändern.

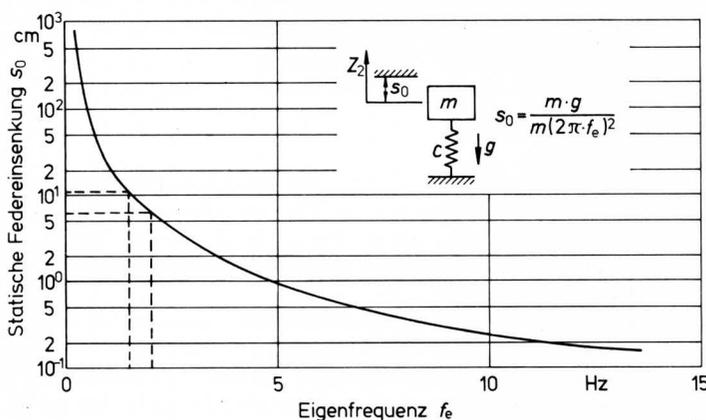


Bild 2. Statische Federeinsenkung s_0 als Funktion der Eigenfrequenz f_e .

Diese Vergrößerung des Federweges bedeutet eine Zunahme des Relativweges zwischen dem Fahrer auf dem Sitz und den Bedienelementen. Aus ergonomischen Gründen sollte dieser Relativweg zwischen Sitzschale und Bedienelementen maximal 10 cm nicht überschreiten [12]. Außerdem macht eine kleinere Federkonstante die Sitzfederung empfindlicher gegen Kräfte, die durch Ändern der Fahrermasse und das Betätigen der Pedale, Hebel usw. entstehen. Bei jedem Einfederungszustand des Sitzes muß der Fahrer in der Lage sein, mit seinen Händen und Füßen die entsprechenden Bedienelemente wie Lenkrad, Pedale usw. einwandfrei zu betätigen, da sonst Fehler bei der Maschinenführung [13] auftreten, die eine Abnahme der Arbeitsqualität nach sich ziehen.

Auch ein Verwenden von Schwingungssystemen mit aktiven Bauelementen für die Schwingungsminderung bei Schleppersitzen ist denkbar. Sie sind aber aus Gründen des gerätetechnischen Aufwandes, der bisher zu keinen wirtschaftlich vertretbaren Lösungen geführt hat, und wegen ungelöster regelungstechnischer Probleme nur von Versuchsanordnungen bekannt [14 bis 17]. Auch ändert das Verwenden von Schwingungssystemen mit aktiven Bauelementen nichts am Auftreten von Relativbewegungen zwischen Fahrer und Bedienelementen.

2. Aufgabenstellung

Die Relativbewegungen zwischen Fahrer und Bedienelementen lassen sich vermeiden, wenn nicht der Sitz allein, sondern der Sitz mit den sitzbezogenen Instrumenten und Bedienelementen als gefederter Führerstand konzipiert oder die gesamte Fahrerkabine abgedeckt wird. Beide Möglichkeiten versprechen aus ergonomischer und schwingungstechnischer Sicht bedeutende Vorteile, erfordern allerdings auch einen größeren technischen Aufwand. Die abgedeckte Kabine läßt u.a. wegen der größeren abzufedernden Masse und der günstigeren Reibungsverhältnisse in den Lagern eine geringere Schwingungsbelastung erwarten.

Deshalb soll in dieser Arbeit untersucht werden, durch welche Maßnahmen sich die Schwingungsbelastung des Fahrers auf einem landwirtschaftlichen Fahrzeug mit Reifen- und Kabinenfederung senken läßt und wie groß die Verminderung bei Kabinenfederung im Vergleich zur Sitzfederung ist.

3. Gesichtspunkte bei der Abfederung der gesamten Kabine

Wird anstatt des Schleppersitzes die gesamte Kabine abgedeckt, so ergeben sich folgende Vorteile:

1. Zwischen Fahrer und Bedienelementen treten keine Relativbewegungen auf;
2. Es sind größere Relativwege zwischen Kabine und Fahrzeugaufbau zulässig als zwischen Sitz und Bedienelementen bei der Sitzfederung;
3. Die Differenz der Massen eines leichten und eines schweren Fahrers beträgt nur etwa 1/10 der Kabinenmasse, so daß eine Einstellung der Kabinenfederung auf die unterschiedliche Masse der Fahrer entfallen kann;
4. Bei den derzeit handelsüblichen Schleppersitzen ändert sich die Schwingungsbelastung mit der Masse des Fahrers, wenn sich nur die Feder, nicht aber der Dämpfer an die Masse des Fahrers anpassen läßt. Daher ist die Dämpfereinstellung nur für eine bestimmte Masse des Fahrers optimal*). Im Gegensatz dazu sind die für die Kabine verwendeten Schwingungsdämpfer besser auf das Gesamtsystem abzustimmen, da eine weitgehend konstante Kabinenmasse vorliegt;
5. Wegen der größeren abzufedernden Masse wird das Verhältnis von Reibungskräften und Massenkräften für die abgedeckte Kabine kleiner. Dies wirkt sich positiv auf die Schwingungsbelastung aus.

*) Über den Einfluß einstellbarer Sitzdämpfer – ebenfalls eine Alternative zur Senkung der Schwingungsbelastung – wird in Kürze in dieser Zeitschrift gesondert berichtet.

Diese Vorteile sind allerdings mit einem größeren konstruktiven Aufwand verbunden:

1. Die gesamte Kabine muß mit Lenkern oder Getrieben in den Abfederungsrichtungen geführt werden;
2. Alle Bedienelemente müssen auch bei der Relativbewegung zwischen Kabine und Aufbau eine einwandfreie Energie- und Signalübertragung gewährleisten, d.h. für Fahrfußhebel, Kupplung, Bremse, Lenkung, Schaltung und Hydraulik sind in der Abfederungsrichtung bewegbare Verbindungselemente notwendig wie z.B. Hydraulikschläuche, Bowdenzüge, Hebelgetriebe, Kreuzgelenkgetriebe usw., die bei der Bewegung in Abfederungsrichtung den Energie- bzw. Signalfluß nicht beeinflussen.

3.1 Getriebetechnische Möglichkeiten der Kabinenabfederung

Grundsätzlich läßt sich die Kabine relativ zum Aufbau in allen Richtungen abfedern, also nicht nur gegenüber Vertikalbewegungen, sondern auch gegenüber Nick-, Roll- und Gierbewegungen des Fahrzeugs. Allerdings muß dabei die Fahrstabilität und die Orientierung des Fahrers erhalten bleiben. Dies beinhaltet z.B. bei Kurvenfahrt ein hinreichendes Empfinden für den Bodenkontakt und die Rückmeldung für den Fahrer auf erfolgte Lenkbewegungen.

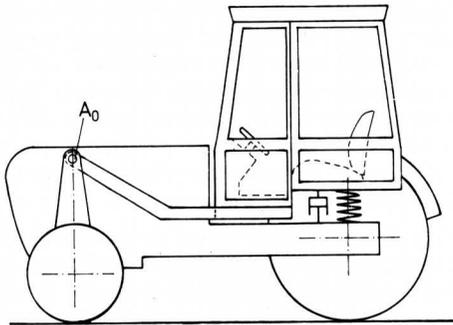


Bild 3. Gefederte Schlepperkabine an Lenkern geführt.

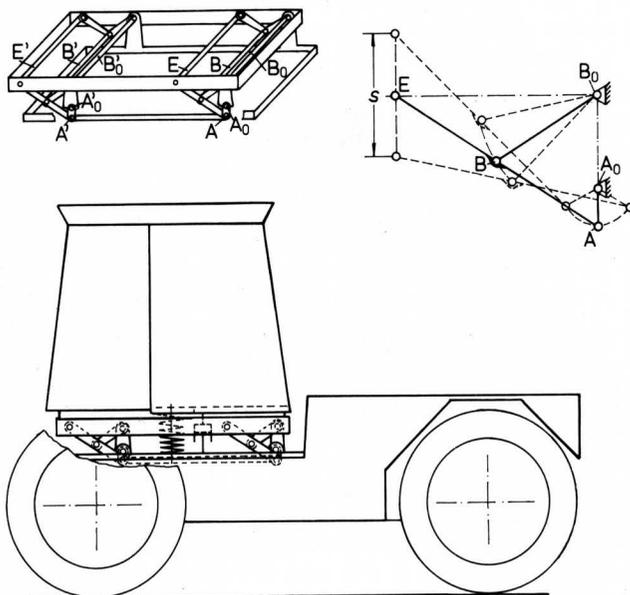


Bild 4. Gefederte Schlepperkabine mit Führungsetriebe für Hubbewegungen.

Von den getriebetechnischen Möglichkeiten zur Abfederung der Kabine gegenüber Vertikalschwingungen seien zwei herausgegriffen. Bild 3 zeigt, wie sich die Kabine bei Abfederung relativ zum Aufbau an Lenkern führen läßt. Wegen der begrenzten Länge der Lenker führt dabei die Kabine außer der Vertikalbewegung auch eine Nickbewegung aus. Um die Nickbewegung klein zu halten, sollte der Drehpunkt A_0 sich möglichst in mittlerer Kabinenhöhe befinden.

Vorteile bieten Führungsetriebe, die man im Raum unterhalb der Kabine unterbringen kann, Bild 4. Die Kabine ist mit einem Getriebe, wie es oben in räumlicher Darstellung aufgezeichnet ist, am Schlepperaufbau befestigt. Für die Führung der Kabine relativ zum Aufbau in Richtung der Hubbewegungen werden Geradföhrungen, wie oben rechts gezeigt, verwendet. Am geradföhrten Punkt E ist die Kabine über ein Drehgelenk befestigt. Die Gestellpunkte A_0 und B_0 sind am Fahrzeugaufbau angebracht.

Nickbewegungen der Kabine relativ zum Fahrzeugaufbau lassen sich über Verbindungsgestänge, wie hier z.B. AA' verhindern, Wankbewegungen mit Hilfe der durchgeföhrten Achsen B und E.

3.2 Schwingungstechnische Möglichkeiten der Kabinenabfederung

Für die Kabinenabfederung können, je nach konstruktivem Aufwand und angestrebter Senkung der Schwingungsbelastung, Schwingungssysteme mit passiven und aktiven Bauelementen verwendet werden.

Wegen der Rauigkeit von landwirtschaftlichen Fahrbahnen sind die Anforderungen an die Schwingungssysteme allerdings wesentlich höher als bei Fahrzeugen, die vorwiegend befestigte Fahrbahnen benutzen.

Bei Schwingungssystemen mit passiven Bauelementen wird das Schwingungsverhalten durch Federn, Dämpfer und Massen mit linearen oder nichtlinearen Kennlinien [18] beeinflusst. Werden Schwingungssysteme mit aktiven Bauelementen verwendet [19], so ist der Einsatz von hydraulischen oder pneumatischen Regelkreisen denkbar, wobei die Regelgröße weg-, geschwindigkeits-, beschleunigungs- bzw. kraftproportional sein kann. Um Meßfehler und Leckverluste im Regelsystem auszugleichen, sollten diese Regelkreise zur Gewährleistung des Arbeitspunktes mindestens zweischleifig ausgelegt werden.

Ebenfalls wäre ein Einsatz von gemischten Systemen mit aktiven und passiven Bauelementen für die Kabinenabfederung möglich. Derartige Systeme werden für Personenkraftwagen und Lastkraftwagen zur Verminderung der Schwingungen des Fahrzeugaufbaus diskutiert [20].

In dieser Arbeit werden die Möglichkeiten untersucht, die sich bei Abfedern einer Kabine mit passiven Bauelementen für die Senkung der Schwingungsbelastung des Fahrers ergeben. Die schwingungstechnischen Vorteile einer solchen Anordnung sind in [21] an einem verkleinerten Modell eines landwirtschaftlichen Fahrzeugs mit abgefederter Kabine aufgezeigt.

4. Modellrechnung

Die Rechnung mit einem linearen, federgekoppelten Zweimassensystem als Schwingungersatzmodell für ein landwirtschaftliches Fahrzeug, Bild 5, gibt grundsätzliche Aussagen über den Einfluß verschiedener Fahrzeugparameter auf die Schwingungsbelastung des Fahrers.

Fährt ein Fahrzeug mit der Geschwindigkeit v über eine Fahrbahn, so werden von den Fahrbahnebenenheiten – charakterisiert durch die von der Zeit abhängige Unebenheitsfunktion h – Schwingungen auf die Massen übertragen, und zwar über den Reifen mit der Federkonstante c_1 und Dämpfungskonstante k_1 auf die Masse m_1 und weiter über die Feder mit c_2 und den Dämpfer mit k_2 auf die Masse m_2 . Aus der Vergrößerungsfunktion

$$|V| = \frac{|x_2|}{|h|}$$

läßt sich für die Masse m_2 die bezogene Beschleunigung

$$\frac{|x_2|}{|h|} = \omega^2 |V|$$

bestimmen, die zur Beurteilung der Schwingungsbelastung des Fahrers auf dem Sitz herangezogen wird.

Für die konstruktive Auslegung, z.B. Dimensionierung einer Kabinenfederung, ist neben der Schwingungsbelastung des Fahrers auch der Schwingweg der Kabine relativ zum Fahrzeugaufbau interessant. Eine Kenngröße dafür ist der auf die Anregungsamplitude $|h|$ bezogene Relativweg

$$\frac{|z_2 - z_1|}{|h|}$$

	System A mit abgedertertem Schleppersitz	System B mit abgederter Kabine
$Z_2 \uparrow$	m_2 Sitzmasse und anteilige Fahrer­masse	m_2 Kabinenmasse (mit Fahrer und Sitz)
	c_2 Federkonstante der Sitzaufhängung k_2 Dämpfungskonstante der Sitzaufhängung	c_2 Federkonstante der Kabinenaufhängung k_2 Dämpfungskonstante der Kabinenaufhängung
$Z_1 \uparrow$	m_1 anteilige Fahrzeug- und Kabinenmasse	m_1 anteilige Fahrzeugmasse
$h \uparrow$	c_1 Federkonstante des Reifens k_1 Dämpfungskonstante des Reifens	c_1 Federkonstante des Reifens k_1 Dämpfungskonstante des Reifens

Bild 5. Schwingungs-Ersatzmodell für die Abfederung landwirtschaftlicher Fahrzeuge.

Das Modell ist sowohl für das reifengefederte Fahrzeug mit abgedertertem Sitz (System A) als auch für das reifengefederte Fahrzeug mit abgederter Kabine (System B) anwendbar. In Bild 5 sind die Massen m , Federkonstanten c und Dämpfungskonstanten k des Versuchsfahrzeugs für die beiden verwendeten Systeme angegeben. Die grundlegenden Daten, welche bei der Berechnung des Schwingungsverhaltens der beiden Systeme mit dem Schwingungsersatzmodell verwendet werden, zeigt **Tafel 1**.

Parameter	System A mit abgedertertem Schleppersitz	System B mit abgederter Kabine
m_2	69 kg	525 kg
c_2	60 N/cm	492 N/cm
k_2	4 Ns/cm	20 Ns/cm
m_1	1886 kg	1430 kg
c_1	8000 N/cm	8000 N/cm
k_1	800 Ns/cm	800 Ns/cm

Tafel 1. Grundlegende Daten für die Berechnung des Schwingungsverhaltens eines landwirtschaftlichen Fahrzeugs mit einem Schwingungs-Ersatzmodell.

Für beide Systeme wird dieselbe Federkonstante c_1 und Dämpfungskonstante k_1 der Reifen verwendet. Die Aufteilung der Massen für beide Systeme ist unterschiedlich, jedoch ist die Gesamtmasse

$$m_G = m_1 + m_2$$

in beiden Fällen gleich.

4.1 Einfluß der Reifendämpfung auf die Schwingungsbelastung

Bild 6 zeigt, wie sich die Verkleinerung der Reifendämpfung des Fahrzeugs auf die Schwingungsbelastung auswirkt. Aufgetragen ist die auf die Anregungsamplitude $|h|$ bezogene Beschleunigung am Fahrersitz $|z_2|/|h|$ über der Anregungsfrequenz f der Schwingungen.

Die gestrichelte Kurve gibt die bezogene Sitzbeschleunigung bei Verwendung eines Reifens üblicher Dämpfung wieder. Der größte Wert der bezogenen Sitzbeschleunigung tritt dabei nicht in der Eigenfrequenz des Sitzes f_{eS} , sondern in der Eigenfrequenz des Schwingungssystems Fahrzeugaufbau – Reifen f_{eF} auf. Durch eine Erhöhung der Reifendämpfung auf das Doppelte des üblichen Wertes wird die maximale Beschleunigung am Sitz im Bereich der Eigenfrequenz des Fahrzeugs auf etwa die Hälfte gesenkt.

Eine Erhöhung der Reifendämpfung hat allerdings wegen der schlechten Wärmeleitfähigkeit der Reifenwerkstoffe eine stärkere Erwärmung der Reifen zur Folge, was sich aber im Gegensatz zu Straßenfahrzeugen bei den geringen Fahrgeschwindigkeiten weniger stark auswirken dürfte.

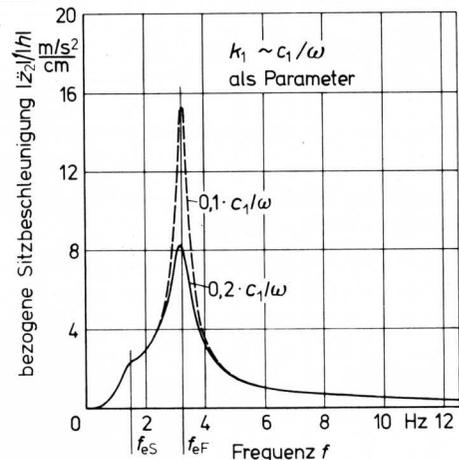


Bild 6. Einfluß der Reifendämpfung des Fahrzeugs auf die bezogene Sitzbeschleunigung.

4.2 Einfluß der Kabinenfederung auf die Schwingungsbelastung

Bei Straßenfahrzeugen wie Pkw und Lkw sind für die Auslegung der Schwingungssysteme 2 Kriterien maßgebend [22], nämlich

1. die Beschleunigung des Aufbaus für die Bewertung der Schwingungsbelastung
2. die dynamischen Radlastschwankungen für die Bewertung der Fahrsicherheit (Bodenhaftung).

Das führt für eine konstante Aufbaumasse bei der Auslegung der Aufbaufedern und -dämpfer zu einem Kompromiß zwischen der optimalen Auslegung der Abfederung hinsichtlich Schwingungsbelastung und hinsichtlich Fahrtsicherheit.

Bei der Auslegung der Abfederung der Kabine bzw. des Sitzes ist das Kriterium für die Schwingungsbelastung heranzuziehen.

Bild 7 zeigt den Einfluß der Federkonstante c_2 der Kabinenabfederung auf die bezogene Sitzbeschleunigung als Kriterium für die Schwingungsbelastung. Danach ist die Schwingungsbelastung um so geringer, je kleiner die Kabinenfederkonstante gemacht wird.

Der Einfluß der Dämpfungskonstante k_2 auf die Schwingungsbelastung ist in **Bild 8** dargestellt. Während für Erregerfrequenzen f im Bereich der Eigenfrequenz der Kabinenabfederung die bezogene Sitzbeschleunigung mit größer werdender Dämpfungskonstante sinkt, hat sie für Erregerfrequenzen im Bereich der Eigenfrequenz des Fahrzeugs ein Minimum für $k_2 = 20$ Ns/cm. Das entspricht einem Dämpfungsmaß

$$D_2 = k_2/2 \sqrt{m_2 \cdot c_2}$$

von $D_2 = 0,2$.

Dieser Wert wird auch im Schrifttum [7] für die Auslegung der Dämpfung angegeben, wenn nur das Kriterium für die Schwingungsbelastung herangezogen wird.

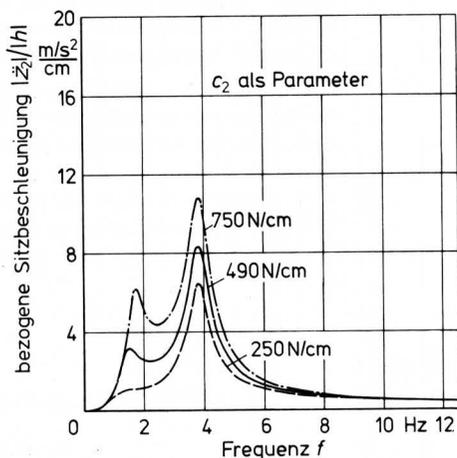


Bild 7. Einfluß der Federkonstante c_2 der Kabinenabfederung auf die bezogene Sitzbeschleunigung.

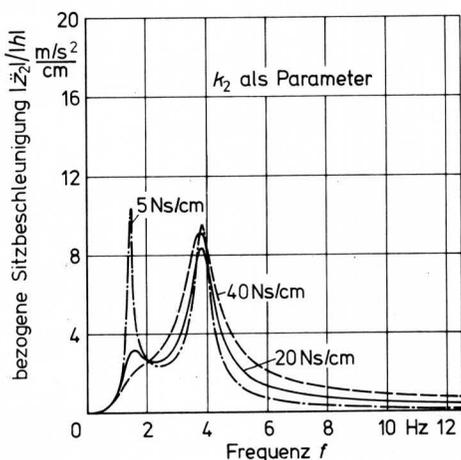


Bild 8. Einfluß der Dämpfungskonstante k_2 der Kabinenabfederung auf die bezogene Sitzbeschleunigung.

4.3 Einfluß der Kabinenfederung auf den Schwingweg

Für die konstruktive Auslegung der Kabinenfederung ist zusätzlich der Schwingweg infolge der Fahrbahnebenheiten zu berücksichtigen [14], da die erwartete Schwingungsbelastung nur dann nicht überschritten wird, wenn auch für die größten Bodenebenheiten die Federung innerhalb der vorgesehenen Hubbegrenzungen arbeitet.

Wie eine Änderung der Federkonstante c_2 bei konstanter Dämpfung k_2 den Schwingweg der Kabine relativ zum Schlepperaufbau beeinflusst, zeigt das Amplitudenspektrum, **Bild 9**, des auf die Anregungsamplitude $|h|$ bezogenen Relativweges

$$\frac{|z_2 - z_1|}{|h|}$$

Im Bereich der Eigenfrequenz des Schwingungssystems Fahrzeugaufbau – Reifen ist der Einfluß gering. Die Eigenfrequenz der Kabinenfederung sinkt für kleiner werdende Federkonstante c_2 und auch der bezogene Relativweg in der Eigenfrequenz der Kabinenfederung nimmt ab.

Bild 10 gibt den Einfluß einer Änderung der Dämpfungskonstante k_2 auf den bezogenen Relativweg als Funktion der Frequenz f wieder. Danach wird der bezogene Relativweg im gesamten berechneten Frequenzbereich mit steigender Dämpfung k_2 kleiner. Im Hinblick auf einen kleinen konstruktiv vorzusehenden Hub der Federung wäre demnach eine große Dämpfung anzustreben, was aber der Forderung einer kleinen Schwingungsbelastung, die mit $D = 0,2$ zu erzielen ist, widerspricht.

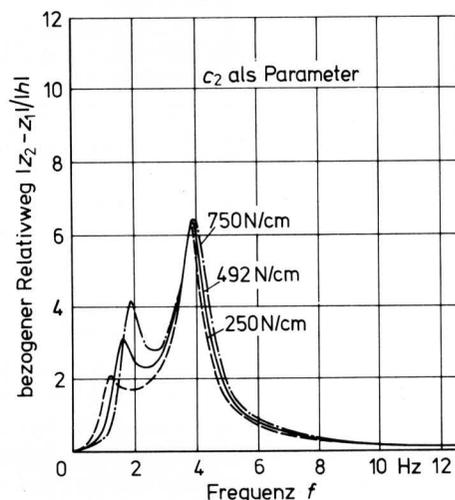


Bild 9. Einfluß der Federkonstante c_2 der Kabinenabfederung auf den bezogenen Relativweg.

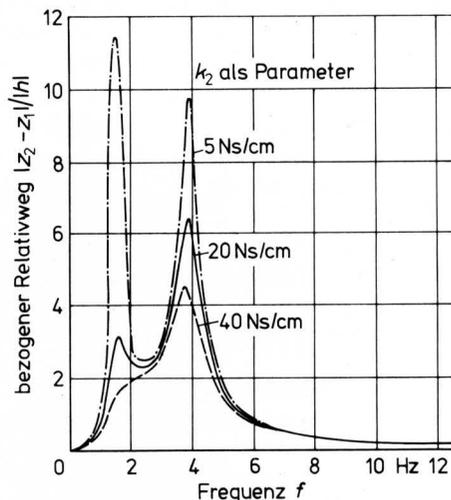


Bild 10. Einfluß der Dämpfungskonstante k_2 der Kabinenabfederung auf den bezogenen Relativweg.

4.4 Einfluß von Sitz- bzw. Kabinenfederung auf die Schwingungsbelastung

Bild 11 zeigt die bezogene Beschleunigung bei Sitzfederung (System A) und bei Kabinenfederung (System B) als Funktion der Anregungsfrequenz f . Die bezogene Beschleunigung in der Eigenfrequenz von Sitz bzw. Kabine bei $f = 1,5$ Hz ist gleich. Der Maximalwert der bezogenen Beschleunigung (Eigenfrequenz des jeweiligen Schwingungssystems Fahrzeugaufbau – Reifen) ist für System B (Kabinenfederung) wesentlich kleiner als für System A (Sitzfederung), was einer Verminderung der Schwingungsbelastung entspricht. Die geringe Erhöhung der Eigenfrequenz des Fahrzeugaufbaus für System B ist eine Folge der abgedeckten Kabine, da sich die Masse des Aufbaus um die Kabinenmasse vermindert.

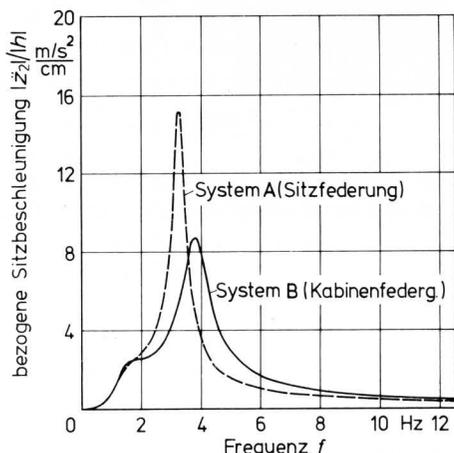


Bild 11. Einfluß verschiedener Federungssysteme auf die bezogene Sitzbeschleunigung.

5. Versuchsfahrzeug und Versuchsdurchführung

Die aufgrund der Berechnung mit dem mathematischen Schwingungsmodell für die Systeme Fahrzeug- abgedeckter Sitz (System A) und Fahrzeug- abgedeckte Kabine (System B) erhaltenen Ergebnisse zeigen, daß eine Verminderung der Schwingungsbelastung mit einer abgedeckten Kabine (System B) auch schon bei Verwendung handelsüblicher Bauelemente möglich sein kann. Da das der Rechnung zugrundegelegte Schwingungsersatzmodell einige Einflußgrößen des realen Fahrzeuges wie räumliche Ausdehnung, Massenverteilung, räumliche Schwingungsanregung, Reibung nicht berücksichtigt, wurden mit einem Versuchsfahrzeug die für die beiden Systeme sich ergebenden Schwingungsbelastungen ermittelt. Durch Blockieren der Hinterachsfederung läßt sich mit dem Versuchsfahrzeug ein Schlepper ohne Aufbaufederung simulieren, **Bild 12**.

Auf der Ladefläche des Fahrzeuges wurde über ein dreh- und biegesteifes Gestell die Fahrerkabine kinematisch über ein Parallelenergetriebe angekoppelt, welches eine Vertikalbewegung der Kabine relativ zum Aufbau zuläßt. Die Aufgabe der Federung und Schwingungsdämpfung übernehmen Schraubenfedern und hydraulische Schwingungsdämpfer. Die Eigenfrequenz der Kabine ist so abgestimmt, daß sie der Eigenfrequenz des zum Vergleich verwendeten Schleppersitzes entspricht. Sowohl für die Kabinenfederung als auch für die Schleppersitzfederung ist eine Blockiereinrichtung vorgesehen.

Zur Beurteilung der Schwingungsbelastung ist es notwendig, die Vertikalbeschleunigung am Fahrzeug, an der Kabine und am Sitz zu messen. Die Meßstellen liegen dabei in der Mitte der Hinterachse des Fahrzeuges übereinander.

Der Meßgeber B_1 in der Mitte der Hinterachse liefert ein Signal, welches durch die Überlagerung der von den Bodenebenheiten in beiden Fahrspuren hervorgerufenen Schwingungen entsteht. Bei bekannten Parametern für das Schwingungssystem Fahrzeug – Reifen läßt sich aus diesem Signal die spektrale Dichte der Fahrbahnunebenheiten $\Phi(\Omega)$ für eine gemittelte Fahrspur berechnen. Diese spektrale Dichte ermöglicht die Einordnung der im Versuch benutzten Fahrbahnen hinsichtlich ihrer Oberflächenbeschaffenheit und den Vergleich mit aus anderen Versuchen bekannten Fahrbahnen [5, 14].

Die Meßgeber an der Kabine B_3 bzw. am Sitz B_4 liefern ein Signal zur Berechnung der Beurteilungskriterien für die Schwingungsbelastung.

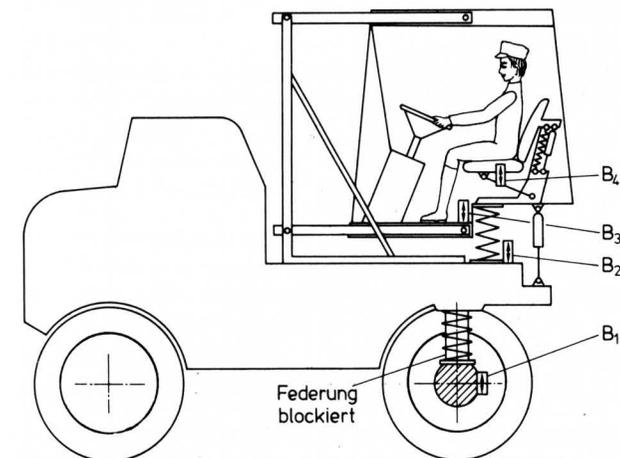


Bild 12. Schema des Versuchsfahrzeugs.

Für die Beurteilung der Schwingungsbelastung ist der quadratische Mittelwert der Sitzbeschleunigung \bar{z}_2 eine maßgebliche Größe:

$$\bar{z}_2^2 = \int_0^{\infty} |\omega^2 \cdot V|^2 \Phi(\omega) d\omega \quad \text{mit } |V| = \frac{|z_2|}{|h|}.$$

Die Schwingungsbelastung ist, wie aus dieser Gleichung abzulesen, von der spektralen Dichte

$$\Phi(\omega) = \frac{1}{v} \Phi(\Omega),$$

die eine Funktion der Fahrbahnunebenheiten und der Fahrgeschwindigkeit v ist, von der Kreisfrequenz ω und von der Vergrößerungsfunktion $|V|$, die den Einfluß der Fahrzeugparameter enthält, abhängig.

Um die Schwingungsbelastung des Fahrers auf einem Fahrzeug beurteilen zu können, ist daher die Variation

1. der Fahrbahn,
2. der Fahrgeschwindigkeit,
3. der Fahrzeugparameter

notwendig.

Es wurden deshalb Versuche auf verschiedenen landwirtschaftlichen Fahrbahnen (Asphaltstraße, defekte Asphaltstraße, Feldweg, Acker) bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten und bei Variation von Fahrzeugparametern durchgeführt.

Bild 13 zeigt die spektrale Leistungsdichte $\Phi(\Omega)$ der verwendeten Fahrbahnen Asphaltstraße, defekte Asphaltstraße, Feldweg und Acker als Funktion der Wegkreisfrequenz Ω . Das schraffierte Feld schließt den Bereich landwirtschaftlicher Fahrbahnen ein [14].

Führt man für die über der Zeit t gemessene Beschleunigung \dot{z}_2 eine Frequenzanalyse durch, so erhält man das Amplitudenspektrum der Beschleunigung. Aus der effektiven Beschleunigung $\dot{z}_{2\text{eff}}$ für eine Frequenz f läßt sich die Wahrnehmungsstärke

$$K_i = \frac{\alpha}{\sqrt{1 + (f/f_0)^2}} \ddot{z}_{2\text{eff}}$$

mit $\alpha = 18 \text{ K-Wert/m/s}^2$ und $f_0 = 10 \text{ Hz}$ bestimmen. Da nicht eine Einzelfrequenz, sondern die im Spektrum vorhandenen Schwingungen verschiedener Frequenz gleichzeitig einwirken, ist, wie in [3] angegeben, zur Beurteilung der Schwingempfindung des Menschen der K-Wert zu bilden:

$$K = \sqrt{\sum_i K_i^2} \quad i = 1, 2, \dots, n$$

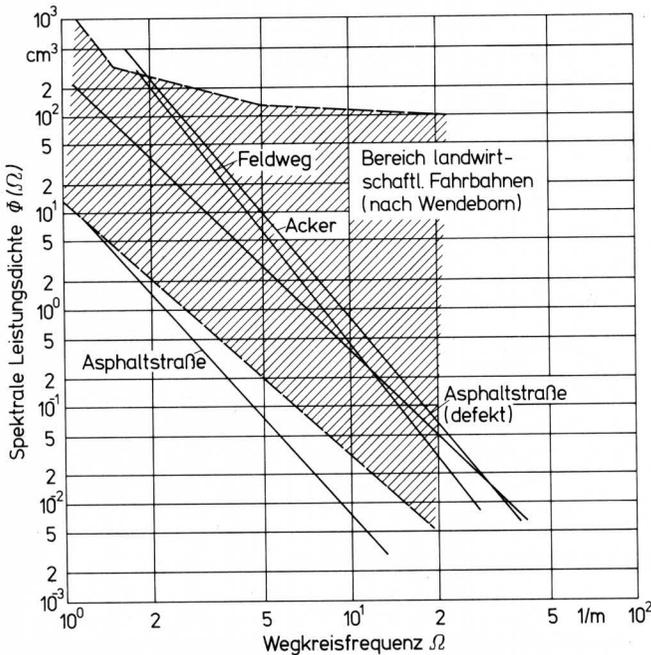


Bild 13. Mittlere spektrale Leistungsdichte $\Phi(\Omega)$ der Versuchsfahrbahnen als Funktion der Wegkreisfrequenz.

6. Versuchsergebnisse

Die Meßergebnisse zeigen, daß sich die Schwingungsbelastung auf landwirtschaftlichen Fahrzeugen ohne Aufbaufederung stärker senken läßt, wenn man nicht den Schleppersitz, sondern die gesamte Kabine abfedert.

Für die vier verwendeten Versuchsfahrbahnen erreicht man mit Kabinenfederung einen günstigeren Verlauf der effektiven Beschleunigung $\ddot{z}_{2\text{eff}}$ über der Frequenz f , wie **Bild 14** für die Versuchsfahrbahn Feldweg bei $v = 10 \text{ km/h}$ als Beispiel zeigt. Die Verringerung der Schwingungsbelastung wird nicht nur für eine bestimmte Frequenz, sondern für den untersuchten Frequenzbereich erzielt.

Wegen der in der Landwirtschaft angestrebten höheren Arbeitsgeschwindigkeiten ist es nützlich, den Einfluß der Fahrgeschwindigkeit auf die Schwingungsbelastung des Schlepperfahrers zu untersuchen. Die **Bilder 15** und **16** zeigen den Zusammenhang von K-Wert und Geschwindigkeit v für die Fahrbahnen Feldweg und Acker. Grundsätzlich ergibt sich mit Kabinenfederung (Kurve T_1 , T_2) ein geringerer K-Wert als mit Schleppersitzfederung (Kurve S), d.h. die Kabinenfederung läßt bei gleicher Schwingungsbelastung höhere Fahrgeschwindigkeiten zu als die Schleppersitzfederung bzw. bei gleicher Fahrgeschwindigkeit können rauhere Fahrbahnen befahren werden, ohne die Schwingungsbelastung zu erhöhen.

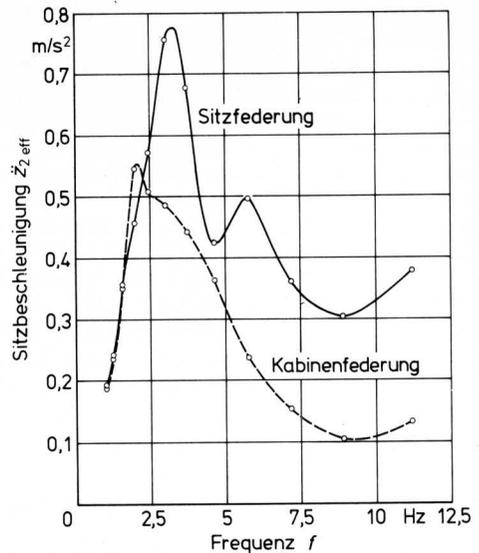


Bild 14. Sitzbeschleunigung $\ddot{z}_{2\text{eff}}$ als Funktion der Frequenz für Sitz- und Kabinenfederung. (Fahrbahn Feldweg, $v = 10 \text{ km/h}$, $D_2 = 0,2$).

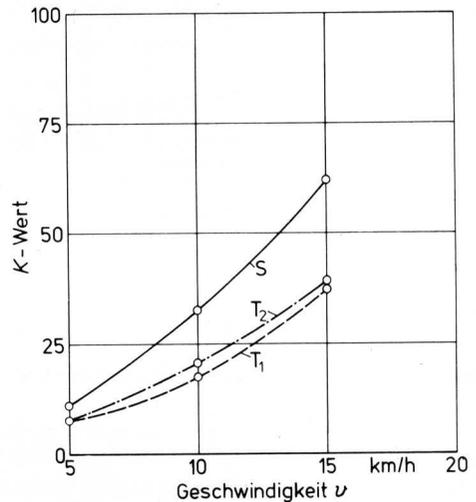


Bild 15. K-Wert am Sitz als Funktion der Fahrgeschwindigkeit (Fahrbahn Feldweg).

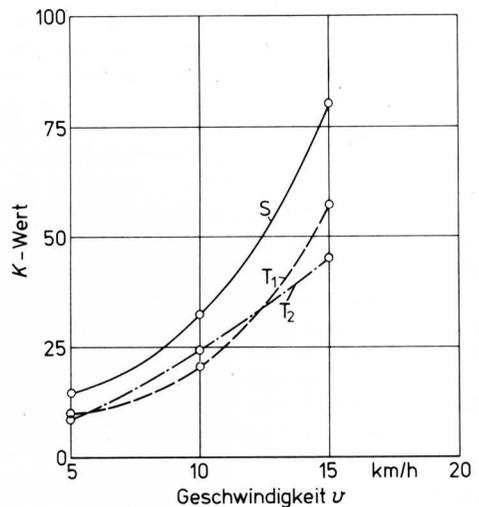


Bild 16. K-Wert am Sitz als Funktion der Fahrgeschwindigkeit (Fahrbahn Acker).

Wie sich bei Kabinenfederung eine Änderung des Dämpfungsmaßes D auf den K -Wert auswirkt, machen die Kurven T_1 und T_2 deutlich (Bilder 15, 16). Bei der Fahrbahn Feldweg führt für den betrachteten Geschwindigkeitsbereich eine Erhöhung der Dämpfung auch zu einer Erhöhung des K -Wertes. Bei der Fahrbahn Acker ist für den mittleren Geschwindigkeitsbereich bei geringerer Dämpfung (Kurve T_1) der K -Wert kleiner, während bei niedriger und hoher Fahrgeschwindigkeit die größere Dämpfung (Kurve T_2) einen kleineren K -Wert ergibt.

Für bestimmte Fahrbahnen und Fahrgeschwindigkeiten kann es hinsichtlich der Schwingungsbelastung des Fahrers günstiger sein, das Dämpfungsmaß kleiner als den im Schrifttum empfohlenen Wert $D = 0,2$ zu wählen.

Um zu zeigen, inwieweit die Abfederung der gesamten Kabine gegenüber einer Sitzfederung den K -Wert in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit und Fahrbahn verbessert, ist in **Tafel 2** die prozentuale Änderung des K -Wertes

$$\frac{\kappa}{\%} = \frac{K_{\text{Sitz}} - K_{\text{Kab.}}}{K_{\text{Sitz}}} \cdot 100$$

angegeben. Für alle Fahrbahnen und Fahrgeschwindigkeiten wird eine Verbesserung erreicht, die mindestens 25 % des für die Sitzfederung erreichten K -Wertes beträgt.

Fahrbahn	Fahrgeschwindigkeit v [km/h]				Mindestverbesserung
	5	10	15	20	
Asphalt	-	40	59	56	40
defekter Asphalt	56	29	32		29
Feldweg	33	37	37		33
Acker	29	25	43		25

Tafel 2. Werte für κ (Verbesserung des K -Wertes in %) bei Verwenden einer Kabinenfederung anstelle einer Sitzfederung bei verschiedenen Fahrbahnen und Fahrgeschwindigkeiten.

7. Zusammenfassung

Zur Senkung der Schwingungsbelastung von Personen auf Schleppern und landwirtschaftlichen Arbeitsmaschinen wird bei den derzeitigen Bauarten in erster Linie der Schleppersitz verwendet. Da sich mit solchen Sitzen nur die Rumpfmasse des Fahrers abfedern läßt und eine Relativbewegung zwischen dem Fahrer auf dem Sitz und den Bedienelementen auftritt, werden auch andere Lösungen erörtert.

Als mögliche Alternative bietet sich die Abfederung der gesamten Fahrerkabine an. Eine Modellrechnung und praktische Fahrversuche beantworten die Frage, welchen Einfluß eine Abfederung der gesamten Fahrerkabine auf die Schwingungsbelastung des Fahrers hat.

Die Mindestverbesserung liegt bei den untersuchten Bedingungen zwischen 25 und 40 %.

Schrifttum

Bücher sind durch ● gekennzeichnet

- [1] *Batel, W.*: Technische Möglichkeiten zur Erleichterung der Arbeit der Fahrer von Schleppern, Mähreschern und anderen selbstfahrenden Arbeitsmaschinen. Grndl. Landtechnik Bd. 24 (1974) Nr. 1, S. 21/30.
- [2] *Mitschke, M.*: Schwingempfinden von Menschen im fahrenden Fahrzeug. ATZ Bd. 71 (1969) Nr. 7, S. 217/22.
- [3] VDI-Richtlinie 2057: Beurteilung der Einwirkung von mechanischen Schwingungen auf den Menschen.
- [4] ISO/TC 108/WG7 (Secr. 19) 36: Evaluation exposure of humans to whole body vibration. 1970.
- [5] *Braun, H.*: Untersuchungen von Fahrbahnebenenheiten und Anwendungen der Ergebnisse. Diss. TH Braunschweig 1969.
- [6] *Kühlborn, H.*: Fahrgeschwindigkeiten und Getriebestufungen der Ackerschlepper. Landtechnik Bd. 25 (1970) Nr. 7, S. 202/208.
- [7] ● *Mitschke, M.*: Dynamik der Kraftfahrzeuge. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer-Verlag 1972.
- [8] *Mitschke, M. u. L. Kirschke*: Untersuchungen über das Schwingungsverhalten, das Schwingempfinden und die Schwingungsbeanspruchung des Menschen im fahrenden Pkw. Dtsch. Kraftfahrtforsch. und Straßenverkehrstechn. H. 202, Düsseldorf: VDI-Verlag 1970.
- [9] *Appel, H., J. Helling u. K.-H. Fengler*: Freie und erzwungene Schwingungen von zweiachsigen Lastkraftwagen. Automobil-Industrie Bd. 14 (1969) Nr. 2, S. 73/82.
- [10] *Sharon, I.*: Untersuchungen über die Schwingungseigenschaften großvolumiger Niederdruckreifen. Fortschr.-Ber. VDI-Z. Reihe 12 Nr. 24, Düsseldorf: VDI-Verlag 1975.
- [11] *Haak, M.*: Über die günstigste Gestaltung der Schleppersitzfederung bei luftbereiften Ackerschleppern mit starrer Hinterachse. Landtechn. Forsch. Bd. 3 (1953) H. 1, S. 1/13.
- [12] *Dupuis, H. u. E. Hartung*: Schleppersitz-Untersuchungen mit Hilfe eines servo-hydraulischen Schwingungssimulators. Landtechn. Forsch. Bd. 16 (1966) Nr. 5, S. 163/71.
- [13] *Pleszczyński, W. u. E. Christ*: Steuerfehler bei Relativbewegungen zwischen Fahrersitz und Lenkrad. Die Landarbeit (Bad Kreuznach) Bd. 23 (1972) S. 93/94.
- [14] *Wendeborn, J.*: Ein Beitrag zur Verbesserung des Fahrkomforts auf Ackerschleppern. Fortschr.-Ber. VDI-Z. Reihe 14 Nr. 8, Düsseldorf: VDI-Verlag 1968.
- [15] *Grimm, E.A. u.a.*: Further studies on an active seat suspension system for off-road vehicles. Canadian Society of Agricultural Engineering; Paper No. 75-308.
- [16] *Köpfer, R.*: Zur Bestimmung des erforderlichen Schwingungskomforts geländegängiger Fahrzeuge und seine Verwirklichung durch aktive Federung. Diss. TU Berlin 1973.
- [17] *Coermann, R. u. W. Lange*: Untersuchungen der Möglichkeit einer aktiven Dämpfung für Fahrzeugsitze. Grndl. Landtechnik Bd. 21 (1971) Nr. 1, S. 6/10.
- [18] *Mitschke, M.*: Nichtlineare Feder- und Dämpferkennungen im Kraftfahrzeug. ATZ Bd. 71 (1969) Nr. 1, S. 14/21.
- [19] *Lückel, J.*: Die aktive Dämpfung von Vertikalschwingungen bei Kraftfahrzeugen. ATZ Bd. 76 (1974) Nr. 5, S. 160/64.
- [20] *Behles, F.*: Federung und Dämpfung unter den Gesichtspunkten der Fahrersicherheit und des Komforts. ATZ Bd. 72 (1970) Nr. 5, S. 179/83.
- [21] *Suggs, C.W. u. B.K. Huang*: Tractor cab suspension design and scale model simulation. ASAE-Paper No. 69-118. American Society of Agric. Engineers, St. Joseph, Mich. 1969.
- [22] *Heuer, P.-J.*: Zusammenwirken von Federung und Schwingungsdämpfung im Straßenfahrzeug. ATZ Bd. 71 (1969) Nr. 12, S. 446/51.