

Frequenzspektren der auf den Fahrer einwirkenden mechanischen Schwingungen bei Ackerschleppern und Mähdreschern

Von L. Sjøflot und H. Dupuis, Bad Kreuznach

Mitteilung aus dem Max-Planck-Institut für Landarbeit und Landtechnik, Bad Kreuznach

Über die frequenzabhängigen Wirkungen von Schwingungen auf den Menschen liegen weitgehende Kenntnisse vor. Weniger bekannt sind die auf die Fahrer von landwirtschaftlichen Fahrzeugen einwirkenden mechanischen Schwingungen bzw. deren Frequenzverteilung sowie deren physiologische Wirkungen. Es wird eine exakte Analyse der Frequenzspektren der auf der Sitzfläche der Fahrer landwirtschaftlicher Fahrzeuge sowie am Getriebeblock der Schlepper auftretenden Schwingbeschleunigungen in drei Koordinatenachsen gegeben, wobei die wichtigsten Einflußfaktoren variiert werden. Das bei der Durchführung der Frequenzanalysen angewandte Verfahren wird beschrieben.

Inhalt

- 1 Einleitung
- 2 Bisherige Kenntnisse über die Einflußfaktoren der auf den Menschen wirkenden Fahrzeugschwingungen
 - 2.1 Einleitungsstelle der Schwingungen auf den menschlichen Körper
 - 2.2 Einleitungsrichtung
 - 2.3 Schwingungsgröße
 - 2.4 Spektrale Verteilung
 - 2.5 Zeitliche Schwankungen der Amplituden- und Frequenzverteilung
 - 2.6 Einwirkungsdauer
- 3 Aufgabenstellung der vorliegenden Untersuchung
- 4 Analysenverfahren und verwendete Geräte
- 5 Ergebnisse der Frequenzanalysen
 - 5.1 Versuchsreihe 1
 - .
 - .
 - 5.8 Versuchsreihe 8
- 6 Zusammenfassung
- 7 Schrifttum

1 Einleitung

Die Wirkung mechanischer Schwingungen, die bei der Benutzung von landwirtschaftlichen Schleppern und Landmaschinen auf den Menschen übertragen werden, kann sehr verschiedener Art sein und von einfacher Belästigung über Behinderung bis zu körperlicher Schädigung reichen. Daher sind oft technische Verbesserungen der landwirtschaftlichen Fahrzeuge und Maschinen gefordert und auch in vielen Fällen verwirklicht worden.

Um feststellen zu können, ob es sich bei einer konstruktiven Maßnahme wirklich um eine Verbesserung für den Menschen handelt, ist das Messen, Bewerten und Beurteilen solcher in der Praxis vorkommender mechanischer Schwingungen unter gleichartigen, möglichst reproduzierbaren Bedingungen eine wesentliche Voraussetzung. Hierbei muß beachtet werden, daß sich viele Parameter der den Menschen erregenden Schwingungen auswirken und daher bei der Messung erfaßt und berücksichtigt werden müssen. Es handelt sich in erster Linie um folgende Einflußfaktoren:

1. Einleitungsstelle der Schwingungen in den menschlichen Körper,
2. Einleitungsrichtung (für Translations- und Rotationschwingungen),

Dipl.-Landw. Lars Sjøflot ist wissenschaftlicher Stipendiat im Landbruksteknisk Institutt Vollebakk (Norwegen) und war als Auslandsstipendiat im Max-Planck-Institut für Landarbeit und Landtechnik Bad Kreuznach (Direktor: Prof. Dr. agr. G. Preuschen) tätig. Dr. agr. Heinrich Dupuis ist wissenschaftlicher Mitarbeiter in demselben Institut in Bad Kreuznach und Privatdozent für das Fach Anthropotechnik an der Fakultät für Maschinenwesen und Elektrotechnik der Technischen Hochschule München.

3. Schwingungsgröße (Amplitude des Weges, der Geschwindigkeit oder der Beschleunigung),
4. Spektrale Verteilung (Frequenzen) der Schwingungen,
5. Zeitliche Schwankungen der Amplituden- und Frequenzverteilung und
6. Einwirkungsdauer (Pauseneinfluß).

Im folgenden Abschnitt wird zunächst die Frage untersucht, inwieweit die genannten Einflußfaktoren bei den bisher bekannten Untersuchungen berücksichtigt worden sind. Um die Kenntnis hinsichtlich der Parameter der Schwingungen auf den Menschen zu vertiefen, wird im zweiten Teil der Untersuchung eine eingehende Analyse der spektralen Verteilung der mechanischen Schwingungen bei Schleppern und Landmaschinen gegeben.

2 Bisherige Kenntnisse über die Einflußfaktoren der auf den Menschen wirkenden Fahrzeugschwingungen

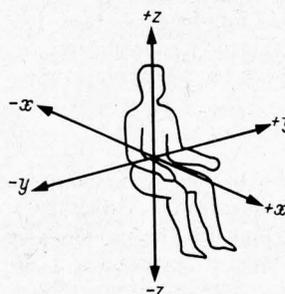
2.1 Einleitungsstelle der Schwingungen auf den menschlichen Körper

Auf den Schlepperfahrer können mechanische Schwingungen vom Schlepper über die Füße, die Hände, das Gesäß und unter Umständen auch über den Rücken einwirken. Nur selten sind bisher Schwingungen der Fußplattform, der Pedale, Handhebel und Lenkräder gemessen worden [4]. Hierfür war wohl die praktische Erfahrung maßgebend, daß diese Einleitungsstellen für die körperliche Beanspruchung weniger Bedeutung haben als der Sitz selbst. Der Sitz ist offensichtlich die wichtigste Übertragungsstelle, so daß die meisten Autoren die Schwingungen am Sitz gemessen haben [7; 8; 17; 20; 22]. Eine sehr wichtige Frage ist allerdings die, welche Meßstelle am Sitz gewählt wurde. Hierzu sind die Angaben oft ungenau. Es erscheint notwendig, die Aufnahme zwischen Sitzpolster und Gesäß anzuordnen, wenn man das Schwingverhalten des belasteten Sitzes berücksichtigen will [1; 8; 11; 18; 24]. Die über eine Rückenlehne übertragenen mechanischen Schwingungen wurden in weiteren Arbeiten [1; 16] gemessen. In vielen Untersuchungen wurden entweder ausschließlich [2] oder zusätzlich [1; 7; 20; 24] Messungen an verschiedenen Körperstellen der Fahrer vorgenommen. Da hierdurch bereits das Schwingverhalten des menschlichen Körpers einbezogen ist, können solche Messungen im Hinblick auf die Schwingungseinleitung im Rahmen dieser Arbeit unterbleiben und sollen Grundlagenuntersuchungen über das Schwingverhalten des Menschen vorbehalten sein.

2.2 Einleitungsrichtung

Grundsätzlich können Schwingungen in Richtung der drei folgenden Koordinatenachsen (Translationschwingungen) oder um diese Achsen (Rotationschwingungen) vorkommen¹⁾, **Bild 1**:

- x-Achse (horizontal: Brust—Rücken),
- y-Achse (horizontal: Schulter—Schulter),
- z-Achse (vertikal: Kopf—Füße).



¹⁾ Der im folgenden genannte Zusammenhang zwischen terrestrischer und anatomischer Definition gilt nur für den vertikal sitzenden oder stehenden Menschen.

Bild 1. Festlegung der drei Schwingungsrichtungen (auf den Menschen bezogenes Koordinatensystem).

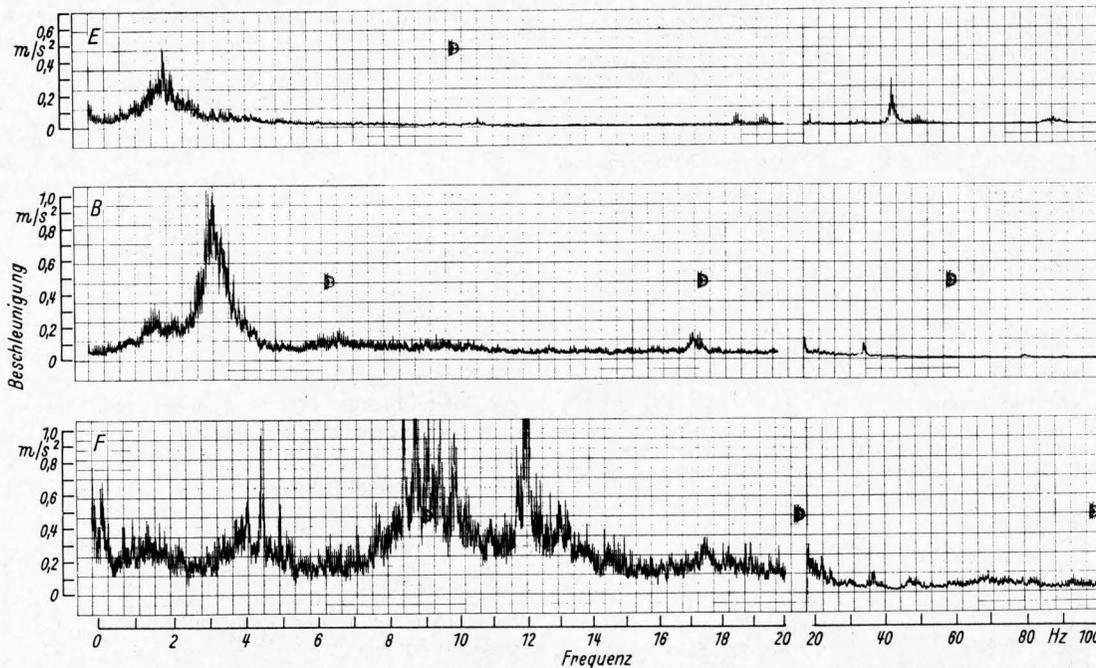
eine Transformation verzichten; seine Analyse umfaßte jedoch nur den Bereich von 0,5 bis 8 Hz. Berthoz [1] hatte keinen Analysator verfügbar und benutzte stufenlose Bandgeschwindigkeiten in Verbindung mit einem konstanten Bandfilter.

In dem hier beschriebenen Meßverfahren²⁾ wurde eine Transformation 1:100 angewendet, da (worauf Mitschke in [21] schon hinweist) die Genauigkeit im unteren Frequenzbereich dadurch gesteigert und bereits ab 0,3 Hz gearbeitet werden kann. Der Analysator besitzt zwei durch Schalter wählbare annähernd lineare Frequenzbereiche von 0 bis 2000 Hz und 0 bis 20 000 Hz (in der Praxis anwendbar von 30 bis 2000 Hz und 300 bis 20 000 Hz, die bei der genannten Übersetzung Originalfrequenzen von 0,3 bis 20 Hz bzw. 3 bis 200 Hz entsprechen). Diese Frequenz-

Mittelwertbildung, die eine bessere Betrachtung und Auswertung ermöglicht.

Für die Eichung wurde der statische Eichwert der Beschleunigung als Spannung mit einem Kathodenstrahl-Oszillographen gemessen (Bild 2). Von einem Sinusgenerator wurde ein vergleichbarer dynamischer Eichwert als Wechselspannung auf die zweite Spur der Bandschleife überspielt, der zur Eichung des Frequenzanalysators diente.

Als Beispiele der von dem Kompensationsschreiber aufgezeichneten spektralen Verteilungen sind in Bild 3 die Spektren der Vertikalschwingungen zwischen Fahrer und Sitz bei einer allradangetriebenen, zweiachsgefederten Zugmaschine E, einem ungefederten Ackerschlepper B und einem Kettenschlepper F



bereiche wurden mit Hilfe eines Synchronmotors in jeweils 10 min kontinuierlich durchfahren. Die benutzte Bandbreite des Analysators beträgt konstant 6 Hz, bei einer Transformation 1:100 entspricht dies einer Bandbreite der Originalschwingung von 0,06 Hz (diese Bandbreite gilt für 3 dB Abfall).

Die Länge der Magnetbandschleife wurde auf die genannte Filterbandbreite in folgender Weise abgestimmt: Der Frequenzvorschub des Analysators sollte während eines Schleifenlaufes etwas geringer als die Bandbreite (0,06 Hz) sein. Bei einer Transformation 1:100 wird der Frequenzbereich 0 bis 20 Hz in 10 min = 600 s durchfahren. Die Zeit für einmaligen Schleifenlauf errechnet sich daher wie folgt:

$$t \leq \frac{600 \cdot 0,06}{20} \leq 1,8 \text{ s};$$

sie wurde deshalb mit 1,7 s festgelegt. Bei 95 cm/s Bandgeschwindigkeit ergibt sich daraus eine Schleifenlänge von 161 cm. Unter Berücksichtigung der Geschwindigkeitstransformation 1:100 muß dann die Originalaufnahmezeit (= Zeit des Fahrversuchs) 170 s = 2,83 min betragen.

Bei dem zweiten einstellbaren Frequenzbereich 0 bis 200 Hz wird jeweils nur ein Zehntel der Bandschleife im Bereich einer Bandbreite analysiert. Die Genauigkeit im Hinblick auf die zeitlichen Schwankungen wird somit geringer. Da von diesem Teil der Frequenzanalyse jedoch lediglich der Bereich > 20 Hz verwendet wurde und mit zunehmender Frequenz die Empfindlichkeit des Menschen abnimmt, ist der Einfluß der zeitlichen Schwankungen ohne wesentliche praktische Bedeutung.

Als Registriergerät wurde ein Kompensationsschreiber (Typ Höfler der Firma Rhode und Schwarz) verwendet, dessen Papiergeschwindigkeit auf 45 mm/min eingestellt wurde. Die durch die Dämpfung verursachte Trägheit des Schreibers führt zu einer

²⁾ Das Analysenverfahren wurde von Ing. H. A. Broicher, Bad Kreuznach, vorbereitet.

Bild 3. Frequenzspektren der Vertikalbeschleunigungen zwischen Fahrer und Sitz.

- E allradgetriebene, zweiachsgefederte Zugmaschine (6 bis 20 km/h auf Waldweg)
- B ungefedertes Ackerschlepper (12 km/h Feldweg)
- F Kettenschlepper (7,4 km/h Bodenbearbeitung)

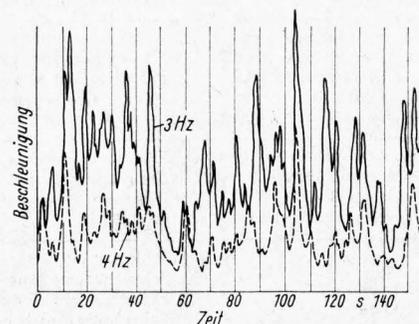


Bild 4. Amplitudenschwankungen in Abhängigkeit von der Zeit für zwei Frequenzen.

Bandbreite, konstant 0,6 Hz

Messung der Beschleunigung am Schlepperchassis bei der Bodenbearbeitung

dargestellt. Die starken Streuungen der Amplitude sind zu einem Teil durch die zeitabhängigen Schwankungen während der Versuchsfahrt (2,83 min) bedingt³⁾. Das kann durch die Darstellung der zeitlichen Amplitudenschwankung bei zwei konstant eingestellten Frequenzbändern 3,0 Hz (2,7 bis 3,3 Hz) und 4,0 Hz (3,7 bis 4,3 Hz) nachgewiesen werden⁴⁾, Bild 4. Hieraus ist deutlich ersichtlich, daß die Amplituden in den einzelnen Frequenzberei-

³⁾ Aber auch die von der Klebestelle verursachten Spannungsstöße gehen hier mit ein. Ihre Größe liegt jedoch in der Regel weit unter den Amplitudenschwankungen der Schwingbeschleunigung.

⁴⁾ Die 0,6 Hz breiten Frequenzbänder ergaben sich durch die in diesem Fall verwendete Geschwindigkeitstransformation 1:10, die wegen maximaler Papiergeschwindigkeit von nur 1 cm/s gewählt werden mußte.

chen zeitabhängig außerordentlich stark variieren. Das führt zu der Erkenntnis, daß für eine übersichtlichere Beurteilung zweckmäßigerweise über enge Bandbreite eine Mittelwertbildung vorgenommen werden sollte. In allen weiteren Darstellungen wurden daher, wie auch von Mitschke [21] Verfahren wurde, solche Mittelwertkurven gezeichnet, um die spektralen Verteilungen besser vergleichbar zu machen. Es wird weiterhin bei den Frequenzspektren auf die Wiedergabe der Bereiche > 10 Hz in den Fällen verzichtet, in denen diese Frequenzen nur mit kleinen Amplituden vertreten und daher für die Beurteilung unwichtig sind.

5 Ergebnisse der Frequenzanalysen

In acht Versuchsreihen wurden verschiedene Einflüsse studiert. In **Tafel 1** sind die Einflußfaktoren und die konstant gehaltenen Faktoren in einer Übersicht zusammengestellt. Die wichtigsten Daten der verwendeten Fahrzeuge gehen aus **Tafel 2** hervor. Die Beschleunigungsmessungen erfolgten zwischen Sitzfläche und Gesäß, ausgenommen für Versuchsreihe 5, bei der es sich um einen Vergleich der Schwingungen am Getriebeblock (unter dem Sitz) handelt. Für die Simulationsversuche mit Hilfe des servohydraulischen Prüfstandes (Versuchsreihen 7 und 8) wurden zusätzlich vertikale Schwingungsmessungen am Chassis durchgeführt.

Bei der Betrachtung der in **Bild 3** und **5 bis 12** wiedergegebenen Beschleunigungen muß berücksichtigt werden, daß es sich um Amplituden in sehr schmalen Frequenzbändern handelt, die dadurch verhältnismäßig niedrig liegen. Demgegenüber ergeben sich bei breiteren Frequenzbändern im allgemeinen größere Beschleunigungsamplituden.

Tafel 1. Übersicht über die Beschleunigungsmessungen zwischen Sitzfläche und Gesäß des Fahrers (Versuchsreihe 1 bis 8, ausschließlich 5) und am Getriebeblock (Versuchsreihe 5).

Versuchsreihe	Versuchsvariationen	Versuchskonstanten (Daten der verwendeten Fahrzeuge siehe Tafel 2)
1	Schwingungsrichtungen beim Radschlepper: x -, y - und z -Richtung	Schlepper A; 7,4 km/h Fahrergewicht 90 kp Eggen auf gepflügtem Acker
2	Schwingungsrichtungen beim Kettenschlepper: x -, y - und z -Richtung	Schlepper F; 7,4 km/h Fahrergewicht 90 kp Eggen auf gepflügtem Acker
3	Schwingungsrichtungen beim Mährescher: x -, y - und z -Richtung	Mährescher G; 4,2 km/h bei 5% Seitenhang Fahrergewicht 72 kp Mähdrusch von Winterweizen
4	Schlepperbauarten: a) ungefederter Schlepper C mit Hinterachsantrieb b) zweiachsgefederter Schlepper E mit Allradantrieb	Schwingungsrichtung z ; 8 km/h Fahrergewicht 80 kp Holzstämmerücken im Forst
5	Schleppergewichte: a) Fahrzeug A 1830 kp b) Fahrzeug B 2090 kp c) Fahrzeug D 3300 kp	Schwingungsrichtung z ; 12 km/h Messung am Getriebeblock Fahrt auf Feldweg mittlerer Qualität
6	Fahrgeschwindigkeiten: a) 8 km/h b) 12 km/h c) 16 km/h	Schlepper B; Schwingungsrichtung z Fahrergewicht 75 kp Fahrt auf Feldweg mittlerer Qualität
7	Sitztypen: a) Eigenfrequenz 2,4 Hz b) Eigenfrequenz 2,2 Hz c) Eigenfrequenz 1,8 Hz	Schlepper D; 7 km/h Schwingungsrichtung z Simulierte Fahrt bei Bodenbearbeitung (Grubbern)
8	Fahrergewichte: a) 60 kp b) 95 kp	wie Versuchsreihe 7

5.1 Versuchsreihe 1

Der Vergleich der Spektren für die drei Schwingungsrichtungen bei der Bodenbearbeitung eines Radschleppers, **Bild 5**, ergibt als deutliches Merkmal, daß die vertikale Richtung z zwischen 1,5 und 4 Hz die größten Beschleunigungen aufweist. Die Frequenz von ~ 2 Hz mit der höchsten Beschleunigungsspitze liegt im Vergleich zu anderen Arbeiten (s. Versuchsreihen 4 bis 6) relativ niedrig und hat zweifellos ihre Hauptursache in der Erregung

Tafel 2. Daten der verwendeten Fahrzeuge und Fahrersitze.

Fahrzeugart	Motorleistung PS	Gesamtgewicht kp	Sitz
Radschlepper A, ungefedert	35	1830*	Schwingsitz mit langem Hebelarm, Gummidruckfeder, ohne Stoßdämpfer, Schaumstoffkissen
Radschlepper B, ungefedert	36	2090	Parallelogrammsitz mit progressiver in 4 Stufen verstellbarer Feder, hydraulischer Stoßdämpfer, Schaumstoffpolster
Radschlepper C, ungefedert	35	1650*	Schraubenfedersitz mit Schaumstoffpolster, ohne Stoßdämpfer
Schlepper D, ungefedert, mit Vierradantrieb	50	3300*	Verschiedene Sitze (siehe Tafel 1 , Versuchsreihe 7)
Schlepper E, zweiachsgefedert, mit Vierradantrieb	32	2000	Polsterbank, dünn gepolstert
Kettenschlepper F	55	4600	Auf Rohrrahmen gummischurverspanntes dünnes Sitzkissen
Mährescher G (Selbstfahrer)	87	5170	Polsterbank (10 cm Schaumstoffpolsterung)

*) mit Frontladerschwinge oder Zusatzausrüstung

durch die Fahrbahn. Der Sitz selbst hat eine etwas oberhalb 3 Hz liegende Eigenfrequenz, die in der zweiten Spitze der z -Kurve zum Ausdruck kommt.

Die Kurven der Beschleunigungen in der x - und y -Richtung zeigen einen einander sehr ähnlichen Verlauf, jedoch sind die Querschleunigungen a_y bei Frequenzen $< 1,5$ Hz etwa doppelt so groß wie die Längsbeschleunigungen a_x . Zwischen 1,5 und 3,8 Hz ist die x -Komponente jedoch aufgrund der starken Nickbewegungen des Sitzes vergleichsweise stark vertreten.

Im Frequenzbereich 5 bis 30 Hz nehmen die Beschleunigungsamplituden bei allen drei Richtungen kontinuierlich ab. Lediglich bei 10,5 Hz zeigen sich kleine Spitzen, die auf eine nur geringe Schwingungserregung durch die Reifenprofile auf dem weichen Ackerboden hindeuten.

Auffällige steile Spitzen zeigen alle Spektren zwischen 35 und 110 Hz, die ihre Ursache in den erregenden Motor- oder Getriebschwingungen haben, worauf der regelmäßige Frequenzabstand hindeutet. In der z -Achse werden diese wegen der vertikalen Sitzbewegung jedoch stark vermindert. Dagegen sind sie in der y -Richtung wegen der seitlichen Starrheit des Sitzes aber besonders ausgeprägt. Das Sitzkissen ist demnach nicht in der Lage, diese hohen Frequenzen auszufiltern. Wegen der verminderten Empfindlichkeit des Menschen gegenüber höheren Frequenzen kommt diesem Ergebnis jedoch eine geringere physiologische Bedeutung zu, als es der Verlauf des Spektrums andeutet [27].

5.2 Versuchsreihe 2

Gegenüber allen Radschleppern weichen die Frequenzspektren beim Kettenschlepper erheblich ab, **Bild 6**. Hier sind die zwischen 8 und 12 Hz liegenden Spitzen, vor allem in z -Richtung, besonders deutlich, die durch das Fahrwerk, d. h. den Ablauf der Kettenglieder, bedingt sind. Zwischen 4 und 5 Hz finden sich zwei weitere durch das System Sitz—Fahrer bedingte Spitzen. Oberhalb 20 Hz zeigt die z -Richtung nur unbedeutende Amplituden, die auf eine gute Absorption des Sitzes in dieser Richtung deuten.

Für die x -Achse ist der verhältnismäßig stark ausgeprägte Bereich 0,8 bis 2,0 Hz charakteristisch, der von den langwelligen Nickbewegungen des Kettenschleppers herrühren kann. Zwischen 8 und 12 Hz sind ebenso wie bei der z -Achse die Laufwerkeigenschaften für die allerdings vergleichsweise geringeren Amplitudenspitzen verantwortlich.

Der Kurvenverlauf des Spektrums für die y -Achse zeigt erst oberhalb von 16 Hz Besonderheiten, da von hier ab in dieser Richtung die größten Beschleunigungen auftreten. 35 Hz entspricht der Motordrehzahl, so daß die schlechte Isolierung des Sitzes gegenüber den horizontalen Querschwingungen, die vom Motor erregt werden, als Ursache anzusehen ist.

5.3 Versuchsreihe 3

Die Beschleunigungsamplituden bei einem selbstfahrenden Mährescher, **Bild 7**, sind im Vergleich zu den Schleppern wegen der geringen Fahrgeschwindigkeit und der schweren, relativ ruhig liegenden Maschine durchweg niedrig. Über 4 Hz besteht generell ein deutlicher Zusammenhang zwischen allen Schwingungskomponenten, der auf Erregungen von sich bewegenden Maschinenteilen hinweist [15]. Einzelheiten über diese Schwingungserregungen wurden nicht untersucht.

In der vertikalen z -Richtung finden sich zwischen 1,5 und 3,5 Hz Maxima, die durch die Eigenfrequenzen der gesamten Maschine sowie des Sitzes verursacht werden. Teilweise liegt bei Frequenzen $< 2,5$ Hz wieder eine deutliche Koppelung mit der x -Komponente vor, die auf stärkeren Nickschwingungen des Fahrzeuges beruht.

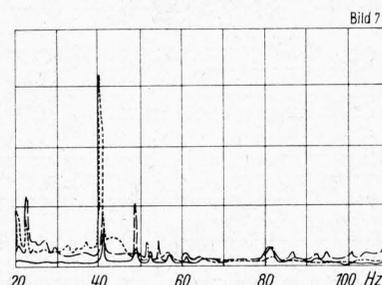
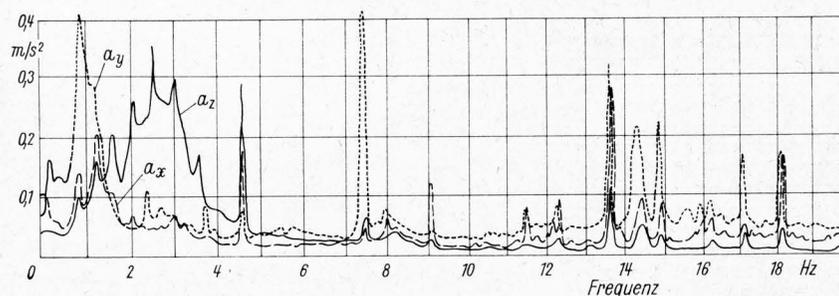
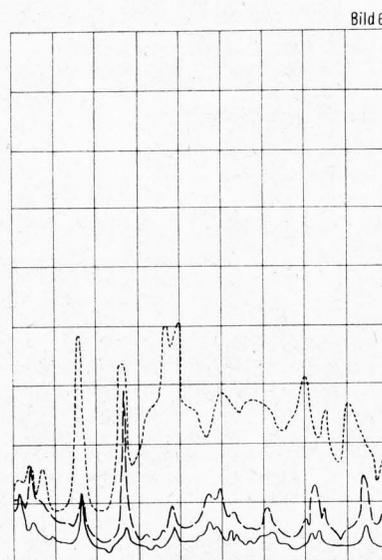
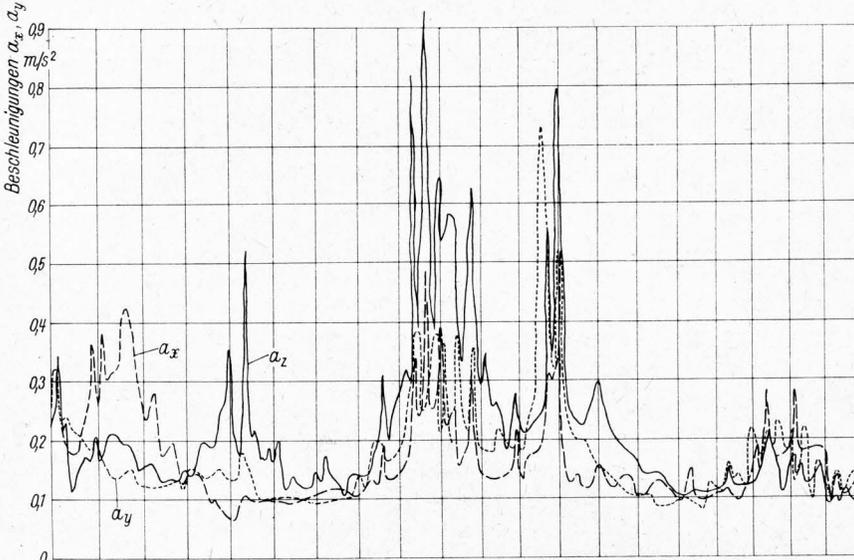
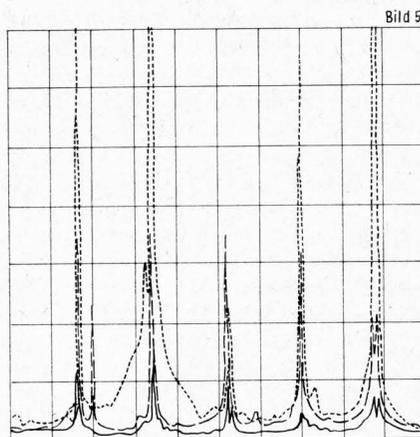
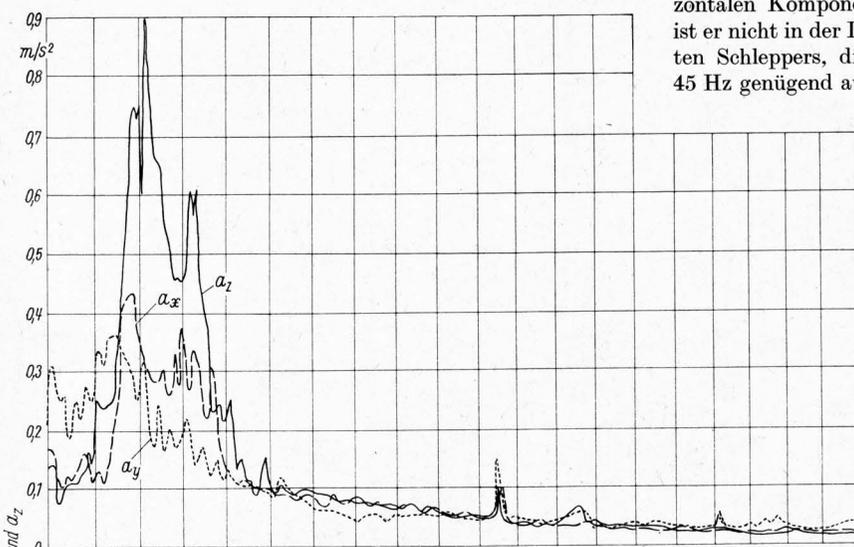


Bild 5. Frequenzspektren (Mittelwertkurven) des ungefederten Radschleppers A beim Eggen auf ungepflügtem Acker (Versuchsreihe 1).

Bild 6. Frequenzspektren (Mittelwertkurven) des Kettenschleppers F beim Eggen auf gepflügtem Acker (Versuchsreihe 2).

Bild 7. Frequenzspektren (Mittelwertkurven) des Mähreschers G beim Drusch von Winterweizen (Versuchsreihe 3).

Der steile Anstieg des Spektrums der horizontalen Querschwingungen a_y unterhalb 1,5 Hz kann nur vom Fahrverhalten des gesamten Fahrzeuges herrühren. Es handelt sich also offensichtlich um die beträchtlichen seitlichen Wankbewegungen.

5.4 Versuchsreihe 4

Der Vergleich des Frequenzspektrums eines ungefederten Ackerschleppers mit einem zweiachsgefederten, allradangetriebenen Schlepper in z -Richtung zeigt deutliche Unterschiede der Grundresonanz, **Bild 8**. Bei der vorliegenden Arbeit — Rücken von Baumstämmen im Forst — liegt das Maximum des Spektrums beim ungefederten Schlepper zwischen 2,5 und 3 Hz, bei dem gefederten Schlepper jedoch etwas unterhalb 2 Hz, der insofern günstiger ist, als die Beschleunigungsamplitude hierbei niedriger bleibt. Der recht primitive Fahrersitz überträgt allerdings zusätzlich Beschleunigungsamplituden der beiden horizontalen Komponenten in gleicher Größenordnung. Weiterhin ist er nicht in der Lage, im Gegensatz zu dem Sitz des ungefederten Schleppers, die vom Motor verursachten Frequenzen um 45 Hz genügend auszufiltern.

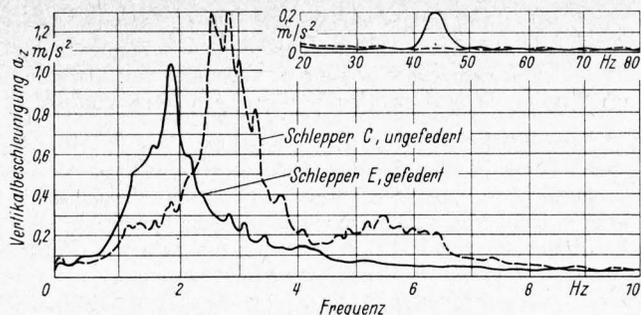


Bild 8. Frequenzspektren (Mittelwertkurven) für einen zweiachsgefederten und einen ungefederten Schlepper beim Stämmerrücken im Forst (Versuchsreihe 4).

5.5 Versuchsreihe 5

In dieser bei Feldwegfahrt durchgeführten Versuchsreihe handelt es sich um einen Vergleich zweier etwa gleich schwerer Schlepper der 3-Schar-Klasse (~ 35 PS) mit einem schwereren Schlepper mit 50 PS Motorleistung, **Bild 9**. Die dargestellten Spektren der Vertikalschwingungen am Schleppergetriebeblock zeigen einen sehr ähnlichen Verlauf mit Verschiebungen der maximalen Spitze. Während die Hauptfrequenz der beiden leichteren Schlepper weitgehend übereinstimmt, liegt diese bei dem schwereren Schlepper aufgrund seiner größeren Masse um etwa 0,8 Hz niedriger. Von den leichteren Schleppern zeigt Schlepper A niedrigere Beschleunigungsamplituden zwischen 3,3 und 4,0 Hz. Wahrscheinlich ist hierfür die in der Vertikalrichtung stabilisierende Wirkung des angebauten Frontladers verantwortlich. Es kommt allerdings noch zu Nickbewegungen des gesamten Fahrzeuges infolge des angebauten Frontladers, die sich an der Spitze bei 0,8 Hz erkennen lassen. Bei Frequenzen oberhalb 10 Hz (die nicht dargestellt sind) haben sich keine Besonderheiten zwischen den verschiedenen Schleppern ergeben.

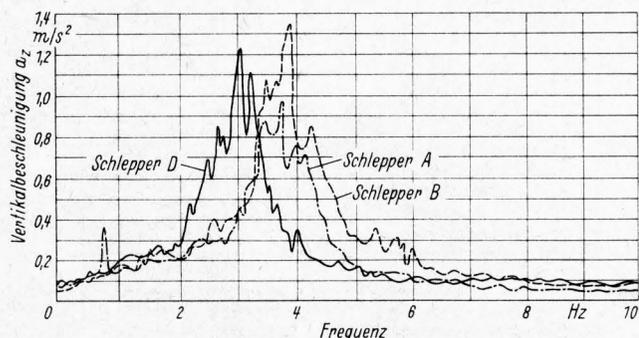
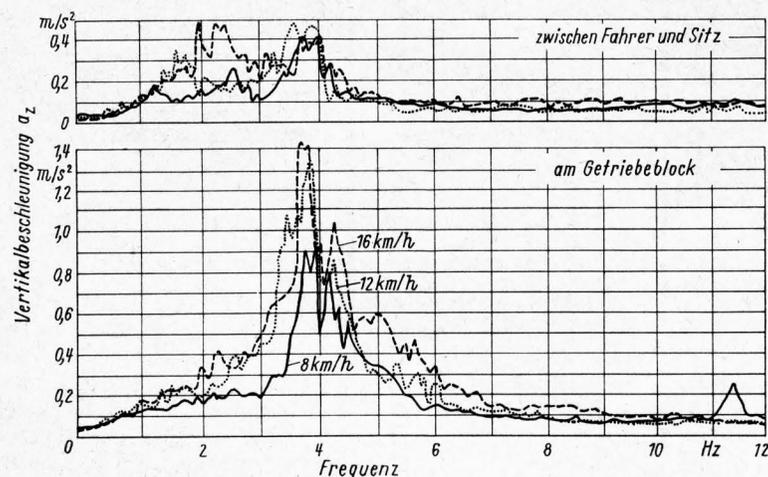


Bild 9. Frequenzspektren (Mittelwertkurven) der Vertikalschwingungen für verschieden schwere, ungefederte Radschlepper bei Feldwegfahrt. Messung der Beschleunigungen am Getriebeblock (Versuchsreihe 5).

Schlepper A, 35 PS, 1830 kp
Schlepper B, 36 PS, 2000 kp
Schlepper D, 50 PS, 3300 kp



5.6 Versuchsreihe 6

Mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit erhöhen sich bei ungefederten Schleppern bekanntlich auch die durchschnittlichen Beschleunigungen. Die Frequenzlage der Maxima der entsprechenden Spektren im Bereich < 10 Hz bleibt von der Fahrgeschwindigkeit jedoch kaum berührt, wie die Messungen am Getriebeblock in **Bild 10** zeigen. Die mit zunehmender Geschwindigkeit steigende Beanspruchung äußert sich dagegen im wesentlichen in der Höhe der Beschleunigungsamplituden.

Die Messungen zwischen Fahrer und Sitz, die also die Wirkung der Sitzfederung und -dämpfung einschließen, lassen die besondere Schwingungsverminderung im Bereich 3 bis 6 Hz erkennen, die für alle Fahrgeschwindigkeiten gegeben ist. Zwischen 1,8 und 3 Hz ist bei der größten Geschwindigkeit (16 km/h) jedoch die Wirkung des Sitzes nicht mehr so effektiv. Hier kommt es offensichtlich leichter zu Resonanzerscheinungen als bei geringeren Fahrgeschwindigkeiten. Oberhalb 10 Hz ergaben sich nur wenige geschwindigkeitsabhängige Besonderheiten in der Frequenzverteilung, die den Variationen in den Drehzahlen von Motor und Getriebewellen zugeschrieben werden müssen.

5.7 Versuchsreihe 7

In dieser Versuchsreihe handelt es sich um einen Vergleich von drei Schleppersitzen, die aus einer Untersuchung von 20 verschiedenen Sitzen ausgewählt wurden [12]. Die Frequenzspektren für die Vertikalschwingung der drei Sitze sind in **Bild 11** dargestellt (während das Frequenzspektrum für die Vertikalschwingung unter dem Sitz, also am Getriebeblock, aus **Bild 12** zu ersehen ist).

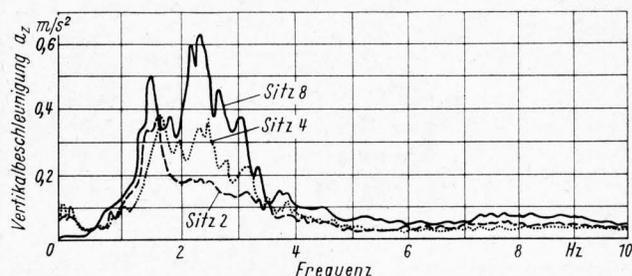


Bild 11. Frequenzspektren (Mittelwertkurven) für drei verschiedene Schleppersitze bei simulierter Bodenbearbeitung (Versuchsreihe 7).

Sitz Nr.	Eigenfrequenz f_0 Hz	Wahrnehmungsstärke K
2	1,8	18,2
4	2,2	20,0
8	2,4	22,4

Ein in seiner Federung und Dämpfung schlecht ausgelegter Sitz (Nr. 8) kann im Bereich seiner Eigenfrequenz (2,4 Hz) die Beschleunigungsamplituden wesentlich vergrößern. So zeigen auch die anderen Sitze eine relative Spitze (bezogen auf die Erregungsamplitude) innerhalb ihres Spektrums.

Der Verlauf der Spektren bei den drei Sitzen zeigt in seiner Tendenz eine gute Übereinstimmung mit den ermittelten Gesamtpegeln der Wahrnehmungsstärke K [27]. Darüber hinaus sind solche Frequenzanalysen geeignet, die Wirkung von konstruktiven Änderungen an Schleppersitzen deutlich zu machen.

Bild 10. Frequenzspektren (Mittelwertkurven) für verschiedene Fahrgeschwindigkeiten eines ungefederten Radschleppers bei Feldwegfahrt (Versuchsreihe 6).

5.8 Versuchsreihe 8

Es ist bekannt, daß trotz Verstellmöglichkeiten der Sitze für verschiedene Fahrergewichte leichtere Fahrer größeren Beschleunigungen ausgesetzt sind als schwerere Fahrer. Bild 12 enthält zu dieser Frage zwei Frequenzspektren für Fahrer mit 60 bzw. 95 kp und gibt außerdem die Frequenzverteilung unterhalb des Sitzes wieder. Es ist eine deutliche frequenzabhängige Verschiebung der Kurven mit einer Tendenz des schwereren Fahrers zu niedrigeren Frequenzen zu erkennen, wie zu erwarten war. Das bedeutet also, daß trotz der sogenannten Gewichtsverstellbarkeit des Sitzes infolge der gleichbleibenden Federkonstante c bei dem leichten Fahrer das System Sitz—Mensch eine höhere Eigenfrequenz f_0 erhält:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}}$$

Das Ergebnis ist für den leichten Fahrer daher ungünstiger, wie auch der K -Wert anzeigt. Oberhalb von 6 Hz verlaufen die Kurven für beide Gewichte annähernd identisch. Insgesamt ist die oft zu findende Erkenntnis festzustellen, daß bei Ackerarbeiten Fahrersitze zur Resonanz angeregt werden, die im Frequenzbereich 2 bis 4 Hz zu vergrößerten Schwingbeschleunigungen führt.

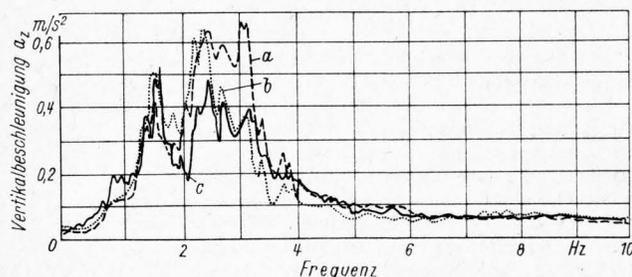


Bild 12. Frequenzspektren (Mittelwertkurven) für zwei Fahrergewichte bei simulierter Bodenbearbeitung (Versuchsreihe 8).

Kurve a: zwischen Sitz Nr. 8 und Fahrer, Fahrergewicht 60 kp, $K = 24,9$

Kurve b: zwischen Sitz Nr. 8 und Fahrer, Fahrergewicht 95 kp, $K = 22,4$

Kurve c: am Schleppergetriebeblock

6 Zusammenfassung

Es wird auf die bei der Schwingbelastung auf den Menschen wirkenden Einflußfaktoren hingewiesen und festgestellt, daß zwar noch viele arbeitsphysiologische Grundfragen ungeklärt sind, daß aber über die frequenzabhängigen Wirkungen von Schwingungen auf den Menschen so weitgehende Kenntnisse vorliegen, daß es notwendig erscheint, die auf Fahrer von Schleppern und Mähreschern eingeleiteten mechanischen Schwingungen nach ihrer Frequenzverteilung zu analysieren.

Das angewandte Verfahren zur Durchführung der Frequenzanalyse beruht auf einer Frequenztransformation im Verhältnis 1:100, die es möglich macht, einen Analysator mit anwendbaren linearen Frequenzbereichen von 30 bis 2000 Hz bzw. 300 bis 20 000 Hz bei konstanter Bandbreite (6 Hz) einzusetzen. Das bedeutet für die Originalschwingung eine Analyse der Bereiche 0,3 bis 20 Hz (Bandbreite 0,06 Hz) und 3 bis 200 Hz (Bandbreite 0,6 Hz). Die beiden Frequenzbereiche werden mit Hilfe eines Synchronmotors kontinuierlich durchfahren und die spektrale Verteilung mit einem Kompensationschreiber aufgezeichnet.

Die in acht Versuchsreihen ermittelten Frequenzspektren betreffen Schwingungen zwischen Sitz und Fahrer bzw. am Getriebeblock der Schlepper in drei Koordinatenachsen bei einem Radschlepper, einem Kettenschlepper und einem Mährescher, zwei Bauarten des Schlepperfahrgerüstes, unterschiedliche Schleppergewichte, Fahrgeschwindigkeiten, Sitztypen und Fahrergewichte.

7 Schrifttum

- [1] Berthoz, M. A.: Etude biomécanique des vibrations de basses fréquences subies par l'homme. Diss. Univers. de Paris 1966.
- [2] Bjerninger, S.: Vibrations of tractor driver. Acta Polytechnica Scandinavica, Mechanic. Engng Series Nr. 23 (1966), S. 1/122. Ref. in: Grundl. Landtechn. 17 (1967) Nr. 6, S. 225.

- [3] Bobbert, G.: Schwingungseinwirkung auf den Menschen. In: Schwingungstechnik (Tagung Augsburg 1966). VDI-Ber. Nr. 113. Düsseldorf: VDI-Verlag 1967. S. 95/100.
- [4] Cibrian, S.: Schwingungsmessungen an Ackerschleppern. Landtechn. Forsch. 8 (1958) H. 2, S. 49/52.
- [5] Christ, W., und H. Dupuis: Untersuchung der Möglichkeit von gesundheitlichen Schädigungen im Bereich der Wirbelsäule bei Schlepperfahrern. Medizin. Welt 19 (1968) Nr. 36/37.
- [6] Coermann, R. A.: Physiologische Schwingungsprobleme in Fahrzeugen. Zentralbl. Verkehrs-Medizin. Verkehrs-Psychologie, Luft- und Raumfahrt-Medizin 3 (1965) S. 3/19.
- [7] Drechsler, K.: Untersuchungen an Schleppersitzen. Vorträge der wiss. Jahrestagung 1961. Tag.-Ber. Nr. 40, S. 93/108.
- [8] Dupuis, H.: Senkrechte Schwingbeschleunigungen von Fahrern in Kraftfahrzeugen, auf Ackerschleppern und selbstfahrenden Arbeitsmaschinen. Grundl. Landtechn. Heft 16 (1963) S. 9/12.
- [9] Dupuis, H.: Statistische Erfassung von Schwingungen, die auf den Menschen einwirken. Arbeitswiss. (1963) Beiheft 1. S. 138/42.
- [10] Dupuis, H.: Bewertung der Schwingbeanspruchung bei Fahrern von Ackerschleppern und Landmaschinen im praktischen Einsatz. Landtechn. Forsch. 14 (1964) H. 5, S. 145/49.
- [11] Dupuis, H., H.-A. Broicher und W. Pleszczyński: Frequenzanalyse mechanischer Schwingungen in drei Richtungen am Schleppersitz. Landtechn. Forsch. 15 (1965) H. 5, S. 144/50 und 16 (1966) H. 4, S. 131.
- [12] Dupuis, H., und E. Hartung: Schleppersitz-Untersuchungen mit Hilfe eines servo-hydraulischen Schwingungsimulators. Landtechn. Forsch. 16 (1966) H. 5, S. 163/71.
- [13] Dupuis, H., und H.-A. Broicher: Methoden zur Untersuchung der Schwingbeanspruchung des Menschen. Landarbeit und Technik Heft 35. Hamburg, Berlin: Parey 1968. S. 241/77.
- [14] Dupuis, H.: Zur physiologischen Beanspruchung des Menschen. Fortschr.-Ber. VDI-Z. (im Druck).
- [15] Grin'kov, Ju. V., V. A. Močalov und O. A. Poluškin: Vibracii rabočego mesta voditelja kombajna SK-4 (Schwingungen am Fahrersitz des Mähreschers SK-4). Traktory i sel'chozmašiny 38 (1968) Nr. 3, S. 24/27.
- [16] Haffer, D., und H. Dupuis: Untersuchungen an einem neuartigen Autositz (Verminderung der Schwingungsübertragung auf den Rücken durch geeignete Sitzkonstruktion). Automobiltechn. Z. (ATZ) 67 (1965) H. 9, S. 289/92.
- [17] Huang, B. K., und C. W. Suggs: Vibration studies of tractor operators. Transactions ASAE 10 (1967) Nr. 4, S. 478/82. Ref. in: Grundl. Landtechn. 18 (1968) Nr. 4, S. 158.
- [18] Louda, L. T. D.: Specification for tractor seats design. Vortrag a. d. Intern. Kolloquium über Ergonomie im Maschinenbau. Prag 1967.
- [19] Matthews, J.: Ride comfort for tractor operators. I. Review of existing information. J. Agric. Engng Res. 9 (1964) Nr. 1, S. 3/31. Ref. in: Grundl. Landtechn. 16 (1966) Nr. 1, S. 35.
- [20] Matthews, J.: Ride comfort for tractor operators. II. Analysis of ride vibrations on pneumatic-tired tractors. J. Agric. Engng Res. 9 (1964) Nr. 2, S. 147/58. Ref. in: Grundl. Landtechn. 16 (1966) Nr. 1, S. 36.
- [21] Mitschke, M.: Beitrag zur Untersuchung der Fahrzeugschwingungen (Theorie und Versuch). Dt. Kraftfahrtforsch. u. Straßenverkehrstechn. Heft 157, S. 1/70. Düsseldorf: VDI-Verlag 1962.
- [22] Morrison, C. S., und R. E. Harrington: Tractor seating for operator comfort. Agric. Engng 43 (1962) Nr. 11, S. 632/35 und 650/52.
- [23] Rosegger, S. und R.: Arbeitsmedizinische Erkenntnisse beim Schlepperfahren. Arch. Landtechn. 2 (1960) H. 1, S. 3/65.
- [24] Simons, A. K.: Tractor ride research. SAE Quarterly Transactions 6 (1952) S. 357/64.
- [25] Söhne, W.: Stand des Wissens auf dem Gebiet der Fahrzeugschwingungen u. b. B. landwirtschaftlicher Fahrzeuge. Grundl. Landtechn. 15 (1965) Nr. 1, S. 11/22.
- [26] Uz, E.: Auf den Fahrer einwirkende Vertikalschwingungen bei Schleppern und Landmaschinen. Elektronische Beschleunigungsmessungen mit statistischer Auswertung bei praktischen Fahrversuchen. Diss. Univers. Gießen 1964.
- [27] Beurteilung der Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen. VDI-Richtlinie 2057. Düsseldorf 1963.
- [28] ISO: Evaluation exposure of humans to whole body vibration. TC 108/WG 7 (Secr. 16) Doc. 22, August 1968.