

Frequenzanalyse mechanischer Schwingungen in drei Richtungen am Schleppersitz

Max-Planck-Institut für Landarbeit und Landtechnik, Bad Kreuznach

Die zahlreichen, in verschiedenen Instituten während der vergangenen Jahre durchgeführten Schwingungsuntersuchungen wurden vor einem Jahr an dieser Stelle zusammenfassend gewertet [1]. Dabei wurden sowohl die arbeitsmedizinischen Untersuchungen angeführt, als auch näher auf die statistischen Meßverfahren eingegangen und die Möglichkeiten zur Beurteilung der gefundenen Meßwerte nach der VDI-Richtlinie 2057 diskutiert.

Die meisten der in der vorjährigen Arbeit zitierten Untersuchungen waren nach ihrer Themenstellung in zweierlei Richtungen begrenzt:

1. Die Schwingungsuntersuchungen beschränkten sich zumeist auf die Messung und Bewertung der vertikalen Schwingungen.
2. Eine Berücksichtigung der vorkommenden Schwingungsfrequenzen erfolgte entweder gar nicht oder nur nach einem sehr vereinfachten Verfahren.

1. Bekannte Untersuchungen

Auf einige Arbeiten, für die diese beiden Feststellungen nicht zutreffen, soll im folgenden eingegangen werden:

Schwingungsmodelle für mathematische Studien an Schleppern [2] und anderen Kraftfahrzeugen [3] berücksichtigen zumeist nur die vertikale Komponente. Die Einbeziehung der horizontalen Schwingrichtungen würde den Rechengang nochmals wesentlich verkomplizieren. So erwähnt MITSCHKE [3] den Freiheitsgrad einer Nickbewegung durch die Schwingungsübertragung einer schräggestellten Rückenlehne auf den Oberkörper, berücksichtigt diesen aber nicht. Bei amerikanischen Arbeiten [4; 5; 6] wurden zwar Schlepperschwingungen in den drei Richtungen oszillographisch aufgezeichnet, jedoch nur in einem Falle die Grundfrequenzen durch Abmessen der Spitzenfolge ermittelt. BJERNINGER [7] hat Schwingungen in drei Ebenen am Fahrerrücken gemessen und ein Oszillogramm abgebildet, gibt jedoch für die horizontalen Komponenten keine Auswertergebnisse an.

In den neueren Arbeiten von MATTHEWS [8] finden sich bereits umfangreichere Messungen von Schwingungen in den drei Richtungen, die sogar hinsichtlich der Frequenzen — allerdings nur im Bereich von 0 bis 8 Hz — analysiert werden. Die Analyse erfolgte mit einem für tiefe Frequenzen geeigneten Frequenzspektrometer. Hierbei handelt es sich um die auf den Fahrer einwirkenden Schwingungen, während COENENBERG [9], WENDEBORN [10] und KIENE [11] sich zunächst nur mit Frequenzanalysen der Fahrbahnunebenheiten befaßt haben, wobei beispielsweise die Motorschwingungen unberücksichtigt bleiben. Wie MITSCHKE [3] behandelt auch SÖHNE [12] die analoge Analyse regelloser Funktionen von der Theorie aus. CUBRIAN [13] hat sich bereits vor Jahren speziell mit den vom Motor verursachten Schwingungen befaßt, konnte damals aber noch keine Frequenzanalyse durchführen.

In den eigenen Arbeiten haben wir anfangs nur die Grundfrequenzen durch Handauswertung der Oszillogramme ermittelt [14]. Dann wurde ein verbessertes Handverfahren durch Abmessen des Abstandes der Nulldurchgänge angewandt [15]. Ergebnisse dieser Methode wurden, entgegen den Ausführungen von KIENE [11], bereits für einen Personenwagen [16], für verschiedene Erdbaummaschinen [17] sowie für verschiedene Schlepper und Landmaschinen [18] veröffentlicht. Obgleich dieses Verfahren gerade in dem besonders interessierenden Bereich niedriger Frequenzen relativ genau arbeitet, ist seine Anwendung wegen des hohen zeitlichen Aufwandes begrenzt. Dagegen ist wiederum die Benutzung großer Rechenanlagen, wie sie zum Teil in der Industrie verwendet werden, für eine genaue Frequenzanalyse in vielen Fällen nicht möglich.

Der Grund dafür, daß bisher vorwiegend vertikale Schwingungen gemessen wurden, dürfte einmal darin liegen, daß der Mensch gegenüber Schwingungen in dieser Richtung besonders empfindlich zu sein scheint und sie daher bereits subjektiv besonders lästig empfindet. Zum anderen haben die verschiedenen Autoren offensichtlich bei Testmessungen ebenfalls den Eindruck gewonnen, daß die Vertikalschwingungen in der Fahrpraxis stärker vertreten sind als die Schwingungen in anderen Richtungen.

Beide Annahmen dürften zu einem Teil begründet sein. Ob aber die Schwingempfindlichkeit des Menschen in einer horizontalen Richtung objektiv wirklich geringer ist, läßt sich endgültig heute noch nicht sagen, da hier weit weniger arbeitsmedizinische Grundlagenuntersuchungen vorliegen als für die Vertikalrichtung [19 . . . 23]. Mit Sicherheit verschiebt sich der kritische Resonanzbereich des menschlichen Körpers nach unten auf etwa 1 bis 3 Hz [19], während er in der vertikalen Richtung bei 3 bis 5 Hz liegt. Bei Messungen an schlechten Schleppersitzen oder am Fahrgestell überwiegt tatsächlich unter den meisten Fahrbedingungen die vertikale Komponente.

Mit zunehmender Verwendung besser gefedelter Fahrersitze haben sich die Verhältnisse allerdings etwas verschoben: Da fast alle neueren Fahrersitze zum Abfangen und Dämpfen vertikaler Schwingungen konstruiert sind, ist ihre Federwirkung in den horizontalen Richtungen praktisch meist gleich Null. (Die horizontale Einstellbarkeit mancher Fahrersitze bei Schrägfahrt des Schleppers ändert nichts daran, daß die Federwirkung des Sitzes rechtwinklig zur Schlepperstandfläche gerichtet ist.) Uns ist nur eine Schweizer Sitzkonstruktion bekannt, bei der auch Horizontalschwingungen quer zur Fahrtrichtung mit nennenswertem Schwingweg abgedefert werden.

Wenn also bei den meisten modernen Fahrersitzen die Vertikalschwingungen wesentlich vermindert werden, können jetzt die Horizontalschwingungen in ihrer Auswirkung auf den Körper relativ stark in Erscheinung treten. Bei solchen federnden Sitzträgern werden vor allem die höheren Frequenzen, die vom Motor und Getriebe verursacht werden können, in der vertikalen Ebene weitgehend, in der horizontalen Ebene dagegen nur sehr unvollkommen oder gar nicht „ausgesiebt“. Das bedeutet, daß gemeinhin Horizontalschwingungen weit größere Anteile höherer Frequenzen enthalten. Da höhere Frequenzen mit kleiner Wegamplitude für den menschlichen Körper weniger schädlich sind als niedrige Frequenzen mit großer Wegamplitude, ist bei einer Bewertung solcher Schwingungen darauf Rücksicht zu nehmen. Wenn man bei der Messung und Auswertung vertikaler Schwingungen am Schleppersitz bisher meist auf eine Frequenzanalyse verzichtete — schon allein, weil diese zu kompliziert oder doch zu aufwendig erschien —, so wird man künftig zur Beurteilung horizontaler Schwingungen eine wenigstens grobe Frequenzanalyse in den meisten Fällen durchführen müssen.

2. Definition der Schwingungsrichtungen

Die Bezeichnung der Richtungen von Schwingungen, die auf den menschlichen Körper einwirken, wird in der Literatur bisher in keiner Weise einheitlich vorgenommen. Während der Begriff „vertikal“ übereinstimmend für die auf den Erdmittelpunkt gerichteten Schwingungen angewandt wird, werden in der horizontalen Ebene verschiedene Begriffe benutzt. Einige Autoren [4; 21], vor allem in den USA, verstehen unter „transversal“ die zum Körper frontale Richtung (Schulter — Schulter), im Kraftfahrzeug demnach quer zur Fahrtrichtung, während unter „longitudinal“ die Richtung Brust — Rücken, oder im Kraftfahrzeug dessen Fahrtrichtung verstanden wird. Andere wiederum bezeichnen als „longitudinal“ die Längsachse des Körpers, die im Sitzen der Vertikalen entsprechen würde.

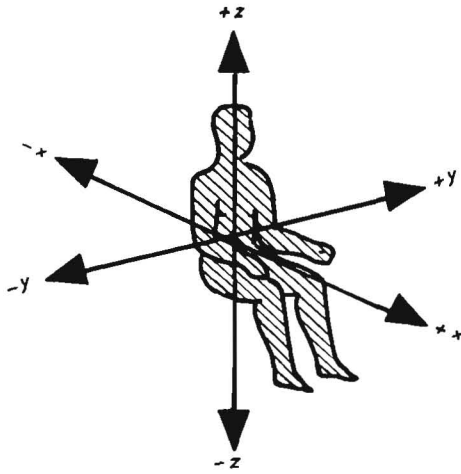


Bild 1: Festlegung der drei Schwingungsrichtungen (auf den Menschen bezogenes Koordinatensystem)

Auf COERMANNs und unsere Anregung hin hat sich der VDI-Ausschuß „Beurteilung der Wirkung von Schwingungen auf den Menschen“ dieser terminologischen Frage angenommen. Nach einer vorläufigen Vereinbarung dürfen die beiden Begriffe „longitudinal“ und „transversal“ in diesem Zusammenhang nicht in die für Deutschland geltende Terminologie übernommen werden, da beide Bezeichnungen bereits in der Physik zur Kennzeichnung von Wellen mit Schwingungsrichtung längs oder quer zur Fortpflanzungsrichtung benutzt werden.

Es muß jedoch eine Absprache über die Bezeichnung der Schwingungsrichtungen getroffen werden, die international gültig und übertragbar ist. Bis zu einer solchen Festlegung sollten hier zunächst Buchstaben beziehungsweise Indices angewendet werden, wie sie im amerikanischen Sprachgebiet bereits zur Verwendung gekommen sind [24; 25]. Dort wird ein erdbezogenes System (mit großen Buchstaben X, Y und Z) von einem auf den Menschen bezogenen System (mit kleinen Buchstaben x, y und z) unterschieden. Für unseren Zweck mag es zunächst genügen, das auf den Menschen bezogene System zu benutzen und dabei zur Vermeidung von Unklarheiten noch anzugeben, in welchem Winkel zu dem Erdsystem das auf den Menschen bezogene Koordinatensystem angeordnet ist.

Beim auf den Menschen bezogenen System wird in den USA für die Beschleunigung G verwendet, was dort auch häufig als Vielfaches der Fallbeschleunigung g benutzt wird. Eine solche Regelung kann jedoch nicht übernommen werden, da sie allen in Deutschland üblichen Normen widerspricht. Es ergibt sich hieraus also ein Koordinatensystem, wie es Bild 1 zeigt. Danach ist die bisher als „vertikal“ bezeichnete Richtung beim aufrecht sitzenden Schlepperfahrer die z-Richtung (Kopf — Gesäß), die x-Richtung entspricht Brust — Rücken (praktisch gleich Schlepperlängsachse) und die y-Richtung liegt in der Schulter-Schulter-Ebene (gleich Querachse), eine provisorische Festlegung, wie sie bereits anlässlich einer anderen Veröffentlichung benutzt wurde [26].

3. Aufgabe der Untersuchung

Da keine einheitlichen Vorstellungen darüber bestehen, in welchem Ausmaß horizontale Schwingungen im Vergleich zu den vertikalen im praktischen Schlepperfahrbetrieb vorkommen und auf den Fahrer einwirken, waren bei drei typischen Schlepperarbeiten die Schwingungen in den drei Richtungen nach Bild 1 zu messen und auszuwerten¹⁾. In dieser Versuchsreihe waren ebenfalls die beiden Fragen zu untersuchen, wie sich Rad- und Kettenschlepper bei derselben Feldarbeit und wie sich zwei verschiedene Sitze auf demselben Schlepper im Hinblick auf Amplituden- und Frequenzverteilung in den drei Schwingungsrichtungen auswirken. Da offensichtlich in der horizontalen Ebene die Übertragung höherer Frequenzen (vom Motor und Getriebe) bis auf den Sitz und damit auf den Fahrer größer ist als in der vertikalen, sollten alle Versuche durch Frequenzanalysen ausgewertet werden.

Ein für stochastische Schwingungen geeigneter Frequenzanalysator stand uns nicht zur Verfügung. Die Verwendung eines Geräuschanalysators hätte wegen der niedrigen Frequenzen ein

Transponieren derselben und damit einen frequenzmodulierten Meßmagnetbandspeicher mit verschiedenen Bandgeschwindigkeiten zur Voraussetzung gehabt. Nach DIECKMANN [27] sind Frequenzanalysen bei erheblichen methodischen Schwierigkeiten auch sehr aufwendig. Die Problematik liegt unseres Erachtens vor allem darin, daß bei einem stochastischen Ablauf das Frequenzspektrum sich ständig ändert, so daß aus statistischen Gründen eine genügend lange Fahrstrecke analysiert werden muß. Demgegenüber wird für Geräuschanalysen das Frequenzspektrum weitgehend konstant gehalten, so daß man eine Kurzaufnahme über eine Tonbandschleife leicht dem Analysator zuführen kann, der den Pegel für das jeweils eingestellte Frequenzband anzeigt.

Die Benutzung spezieller Beschleunigungsaufnehmer mit verschiedenen Frequenzbereichen erschien ebenfalls zu kompliziert. Daher sollte für die Aufgabenstellung ein Klassierverfahren für zwei Parameter in seiner Eignung untersucht werden, mit dessen Hilfe Amplituden und Frequenzen klassiert werden können.

4. Methode und verwendete Meß- und Auswertegeräte

Die Schwingbeschleunigungen müssen an der Stelle ihrer Einwirkung auf den Menschen gemessen werden. Dazu wurden die Beschleunigungsaufnehmer²⁾ in einem speziellen Halter zwischen Fahrer und Sitz gelegt. Die Meßkabel führten zu den Verstärkern³⁾, die im nebenherfahrenden Meßwagen untergebracht waren. Um das Klassierverfahren im Laboratorium anwenden zu können, mußten die Meßwerte mit Hilfe eines frequenzmodulierten Doppelspur-Meßmagnetbandgerätes⁴⁾ auf Band gespeichert werden. Zur Erfassung aller drei Schwingrichtungen mußten jeweils zwei Versuche (d. h. eine Wiederholung) gefahren werden: Zuerst wurden die Schwingungsrichtungen z und x und im Wiederholungsversuch z und y gemessen und aufgenommen. Durch die Wiederholung der z-Messung war es möglich, die Reproduzierbarkeit der Versuche zu überprüfen.

Meßverstärker und Magnetbandspeicher wurden im Meßwagen aus zwei 12 V-Batterien über einen Transistor-Sinus-Wechselrichter⁵⁾ mit frequenzkonstantem 50 Hz — 220 V — Wechselstrom betrieben. Um in der statistischen Auswertung eine möglichst gute Reproduzierbarkeit zu erreichen, wurde für jede Messung eine Versuchszeit von 5,0—8,35 Minuten eingehalten.

Für die Auswertung der vom Magnetband abgenommenen Schwingungen und für die Berechnung des Effektivwertes der Beschleunigungsamplitude (mittlere quadratische Abweichung σ) wurde die Methode angewandt, die bereits mehrfach beschrieben worden ist [14; 15; 28; 29]. Es handelt sich um ein Klassierverfahren mit automatischer Abtastung des Meßverlaufes (Stichprobenverfahren) bei einer Abtasthäufigkeit von 10/s. Um die volle Kapazität des Klassiergerätes⁶⁾ mit 10 000 Abtastungen auszunutzen, wurde der Schwingungsverlauf jeden Versuches zwei- bis dreimal in das Gerät gegeben.

Die Berechnung der mittleren quadratischen Abweichung wurde nach dem Rechenverfahren von KOLLER [30] ausgeführt. Auf diese Weise konnte für jeden Versuch der Wert errechnet werden, der dem Effektivwert der Schwingbeschleunigung, ausgedrückt in $[m/s^2]$, entspricht.

Um die Schwingungen hinsichtlich ihrer Frequenz zu analysieren, wurde dieses Verfahren unter Vorschaltung eines elektronischen Tiefpasses angewandt. Der Tiefpaß⁷⁾ ermöglicht das „Abschneiden“ der Schwingungen in der Frequenz, die höher ist als diejenige, auf welche das Gerät eingestellt ist (Tiefpaßstufen: 120; 60; 30; 16; 8 und 4 Hz). Es mußte mit jeder Tiefpaßstufe jeweils der ganze Versuch klassiert werden, wodurch sich für jeden Frequenzbereich (0 bis 4 Hz, 0 bis 8 Hz, 0 bis 16 Hz, 0 bis 30 Hz, 0 bis 60 Hz, 0 bis 120 Hz, 0 bis ∞) die mittlere quadratische Abweichung σ berechnen ließ. Auf diese Weise konnten die Schwingungen in zwei Parametern, also nach Amplituden- und Frequenzverteilung klassiert werden.

¹⁾ Bei den Untersuchungen wirkten die Herren J. BUSSE und J. MANNZEN mit, denen wir für ihre wertvolle Mitarbeit an dieser Stelle unseren Dank sagen möchten.

²⁾ Typ B 1 der Firma Hottinger-Baldwin Meßtechnik

³⁾ Typ KWS 11/5 der Firma Hottinger-Baldwin Meßtechnik

⁴⁾ Typ MAS 24 der Firma Telefunken

⁵⁾ Typ TWSS 500 ss der Firma Schroff

⁶⁾ Typ KS 10, System Masing der Firma Hottinger-Baldwin Meßtechnik

⁷⁾ Typ TP 10 der Firma Hottinger-Baldwin Meßtechnik

Tafel 1: Übersicht der durchgeführten Versuche

Art der Schlepperarbeit	Schleppertyp	Gang	Fahrgeschwindigkeit [km/h]	Versuchsperson	Meßstelle
Feldarbeit Eggen mit Scheibenegge (zusätzlich 3 Walzen)	Kettenschlepper H 55 PS	3	7.4	Eb	zwischen Fahrer und Sitz
Feldarbeit Eggen mit Scheibenegge (zusätzlich 3 Walzen)	Radschlepper D 35 PS	6	7.4	Eb	zwischen Fahrer und Sitz
Frontladerarbeit Mistladen auf Betonfläche	Radschlepper D 35 PS	2. Schnellgang schnell. Rückw.gang		Bu	zwischen Fahrer und Sitz
Transportfahrt auf teils befestigtem, teils schlechtem Feldweg	Radschlepper D 35 PS	8	12	Bu	zwischen Fahrer und Sitz (Standardsitz D)
Transportfahrt auf teils befestigtem, teils schlechtem Feldweg	Radschlepper D 35 PS	8	12	Bu	zwischen Fahrer und Sitz (Fahrsitz B)
Transportfahrt auf teils befestigtem, teils schlechtem Feldweg	Radschlepper D 35 PS	8	12	Bu	am Chassis

Tafel 2: Meßergebnisse

(ermittelte Effektivwerte in den verschiedenen Tiefpaßstufen)
— Beispiel —

Art der Schlepperarbeit	Tiefpaßstufe [Hz]	mittlere quadratische Abweichung σ (Effektivwert) [m/s ²]		
		Z-Achse	X-Achse	Y-Achse
Feldarbeit (Kettenschlepper H; 55 PS)	0—∞	1,549	2,533	5,179
	0—4	0,326	0,751	0,116
	0—8	0,511	0,896	0,459
	0—16	1,099	1,536	1,305
	0—30	1,274	1,727	1,522
	0—60	1,338	1,964	2,895
Feldarbeit (Radschlepper D; 35 PS)	0—∞	1,039	2,268	4,938
	0—4	0,730	0,730	0,449
	0—8	0,832	0,816	0,460
	0—16	0,861	0,878	0,460
	0—30	0,880	0,990	0,481
	0—60	0,956	1,198	3,330
	0—120	0,968	1,852	4,938

5. Praktische Versuche

Es wurden im ganzen die in der Tafel 1 wiedergegebenen Versuche durchgeführt. Diese im folgenden beschriebenen Versuche und deren Ergebnisse sind Teil einer Untersuchung im Rahmen einer Dissertation, die an der Landwirtschaftlichen Fakultät in Lublin, Polen, vorgelegt werden wird.

6. Ergebnisse

Von den mit Hilfe des Klassierverfahrens ermittelten Ergebnissen sind als Beispiel eine Feldarbeit mit Ketten- und Radschlepper in Tafel 2 dargestellt. Da der Tiefpaß immer von 0 aus arbeitet, muß jeweils die Differenz des Effektivwertes einer bestimmten Tiefpaßstufe gegenüber der nächst höheren Stufe gebildet werden, um den Effektivwert eines bestimmten Frequenzbandes zu erhalten. Das ist möglich für die Bereiche von 0 bis 4 Hz, 4 bis 8 Hz, 8 bis 16 Hz, 16 bis 30 Hz, 30 bis 60 Hz, 60 bis 120 Hz und über

Tafel 3: Errechnete Effektivwerte in verschiedenen Frequenzbändern

Umrechnung der Werte nach Tafel 2

Art der Schlepperarbeit	Frequenzband [Hz]	mittlere quadratische Abweichung σ (Effektivwert) [m/s ²]		
		Z-Achse	X-Achse	Y-Achse
Feldarbeit (Kettenschlepper H; 55 PS)	0—∞	1,549	2,533	5,179
	<4	0,326	0,751	0,116
	4—8	0,185	0,145	0,343
	8—16	0,588	0,640	0,846
	16—30	0,175	0,191	0,217
	30—60	0,064	0,237	1,373
	60—120	0,092	0,421	1,645
	>120	0,119	0,148	0,639
Feldarbeit (Radschlepper D; 35 PS)	0—∞	1,039	2,268	4,938
	<4	0,730	0,730	0,449
	4—8	0,102	0,086	0,011
	8—16	0,029	0,062	—
	16—30	0,019	0,112	0,021
	30—60	0,076	0,208	2,849
	60—120	0,012	0,654	1,608
	>120	0,071	0,416	—

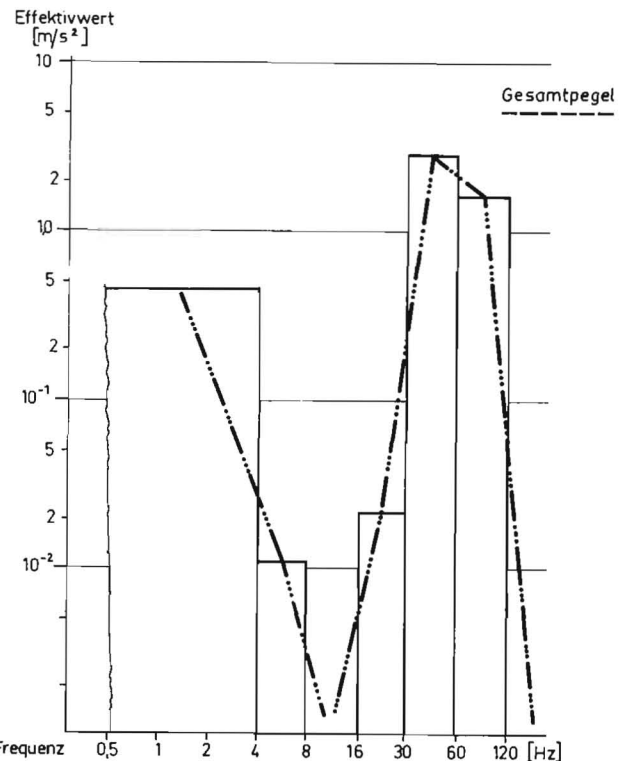


Bild 2: Oktavanalyse mechanischer Schwingungen zwischen Fahrer und Sitz beim Radschlepper D mit Scheibenegge
Schwingungsrichtung y

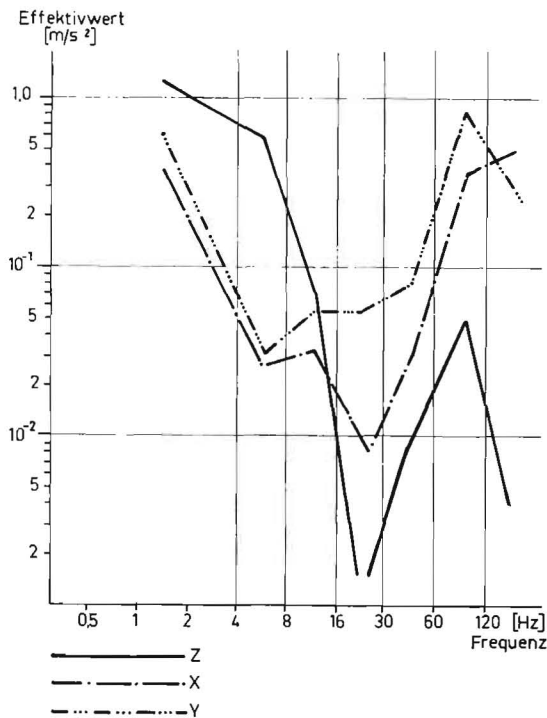


Bild 3: Frequenzspektrum am Chassis des Schleppers D
Schwingungsrichtungen x, y und z

120 Hz. Mit Hilfe des Tiefpasses lassen sich somit fünf geschlossene und zwei nach außen offene Frequenzbänder bilden. Die auf diese Weise berechneten Werte sind — wieder nur für die Beispiele der Ketten- und Radschlepper bei Feldarbeit — in Tafel 3 dargestellt.

Von den Versuchen wurden weitere Ergebnisse im Frequenz-Amplitudendiagramm (mit logarithmischem Maßstab in beiden Richtungen) eingetragen. Dabei wurden die Effektivwerte in den einzelnen Frequenzbändern zunächst als Säulen dargestellt (siehe Bild 2). Durch die Verbindung der Pegel der einzelnen Säulen erhält man eine Kurve der Charakteristik des Frequenzverlaufes. Die durchbrochene Linie entspricht dagegen dem Pegel des Effektivwertes über dem gesamten Frequenzbereich.

Als Beispiel für die Darstellungsweise soll die Frequenzverteilung bei Schlepperfeldarbeit (Eggen mit Scheibenegge) mit einem 35 PS-Radschlepper in der Schwingungsrichtung y (Querachse) im Bild 2 betrachtet werden. Während der Gesamtpegel, das heißt der Effektivwert über dem gesamten Frequenzbereich bei 4,93 m/s² liegt, ist der Frequenzbereich 0 bis 4 Hz nur mit einer Amplitude von 0,45 m/s² vertreten. In den Frequenzbändern 30 bis 120 Hz liegen die Effektivwerte jedoch um 2,0 m/s², also vergleichsweise hoch, während die Frequenzbänder 4 bis 30 Hz ein ausgesprochenes Tal darstellen. Ursachen für diese Verteilung sind einmal die hohen Motordrehzahlen bei der schweren Feldarbeit, die wegen des in y-Richtung starren Sitzes unvermindert übertragen werden und sich so in einem großen Anteil hoher Frequenzen äußern. Zum anderen wird das Schwingungssystem Schlepper und Reifen, das bei niedrigem Luftdruck eine Eigenfrequenz < 4 Hz hat, durch die Fahrbahn erregt und erzeugt somit auch am Sitz Schwingungen in Richtung der y-Achse, die jedoch vergleichsweise gering sind, wie die Säule über Frequenzband 0 bis 4 Hz zeigt.

6.1. x-, y- und z-Richtung bei Transportfahrt

Einen Vergleich der Frequenzverteilung in den drei Schwingungsrichtungen zeigt Bild 3 für eine Feldwegfahrt mit Radschlepper, gemessen am Schlepperchassis (auf dem Getriebe). Die größte Spitze aller Kurven ist im Frequenzbereich unter 4 Hz in z-Richtung vorhanden. Diese Feststellung entspricht der praktischen Erfahrung, daß die vertikale Komponente bei Feldwegfahrt am stärksten ausgeprägt ist und — weil der Mensch in diesem Bereich besonders empfindlich ist (Resonanzbereich!) — als sehr unangenehm angesehen wird. Zum Abbau dieser Spitze sind daher die Schleppersitze im wesentlichen konstruiert. Die y-Kurve liegt

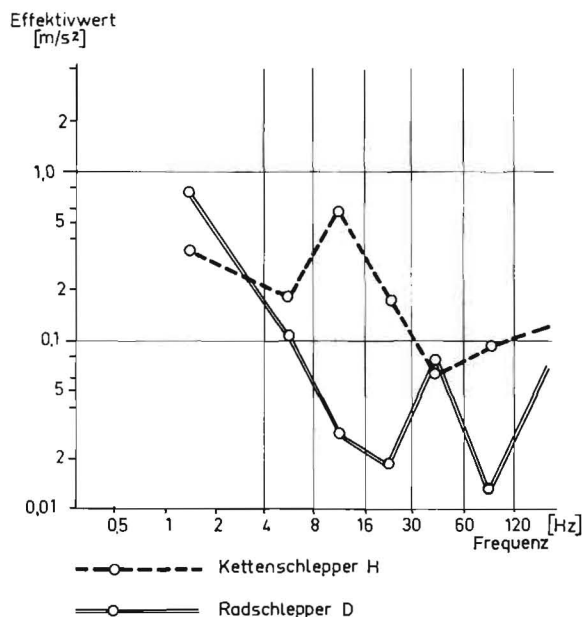


Bild 4: Vergleich der Vertikalschwingungen z zwischen Fahrer und Sitz bei Rad- und Kettenschlepper
Feldarbeit (Eggen)

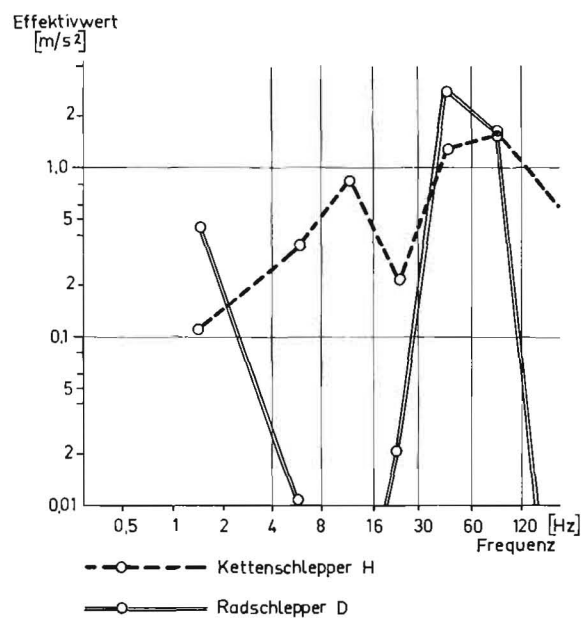


Bild 5: Vergleich der Horizontalschwingungen y zwischen Fahrer und Sitz bei Rad- und Kettenschlepper
Feldarbeit (Eggen)

zunächst beträchtlich niedriger als die z-Kurve, jedoch fast immer oberhalb der x-Kurve. Die x- und y-Richtungen zeigen die schon bekannten Spitzen im höherfrequenten Bereich aufgrund der Motorschwingungen, die dagegen in der z-Richtung weniger stark ausgeprägt sind.

6.2. Radschlepper — Kettenschlepper

Der Einfluß der Schlepperbauart (Kettenschlepper — Radschlepper) bei gleicher Feldarbeit kann durch die Gegenüberstellung der entsprechenden Kurven in den Bildern 4, 5 und 6 erkannt werden. Während der Radschlepper wegen der Reifenresonanz in der z-Richtung (Bild 4) seine schon betonte Spitze im Bereich unter 4 Hz zeigt, ist diese beim Kettenschlepper wesentlich niedriger. Sie wird hier nur durch das Schwingungssystem Sitzfederung — Mensch bestimmt, dessen Eigenfrequenz allerdings auch zwischen 3 und 5 Hz liegt, aber weniger als bei dem Radschlepper angeregt wird. Der Kettenschlepper hat dagegen seine größte Resonanzspitze zwischen 8 und 16 Hz, die auf die Lauf Frequenz der Kettenglieder (13 Hz) zurückzuführen ist. Die

höheren Frequenzen > 30 Hz spielen in der z-Achse bei beiden Schlepperbauarten eine untergeordnete Rolle, da sie durch die Sitzfederung weitgehend absorbiert werden.

In der y-Richtung (Bild 5) kennen wir den Kurvenverlauf für den Radschlepper bereits aus Bild 2. Demgegenüber zeigt der Kettenschlepper außerordentlich geringe Querschwingungen am Sitz in dem niedrigsten Frequenzband (0 bis 4 Hz), weil er mit beiden Ketten auf der ganzen Breite fest aufliegt. Die Kettenresonanzspitze zwischen 8 und 16 Hz ist wieder stark ausgeprägt, wird aber noch durch den hohen Beschleunigungspegel bei Frequenzen über 30 Hz aufgrund von Motorschwingungen übertriften.

Die Kurven der x-Achse (Bild 6) zeigen bei beiden Schleppern im ganzen einen etwas gleichmäßigeren Verlauf über der gesamten Frequenz. Zwischen 0 und 4 Hz haben beide Schlepperbauarten

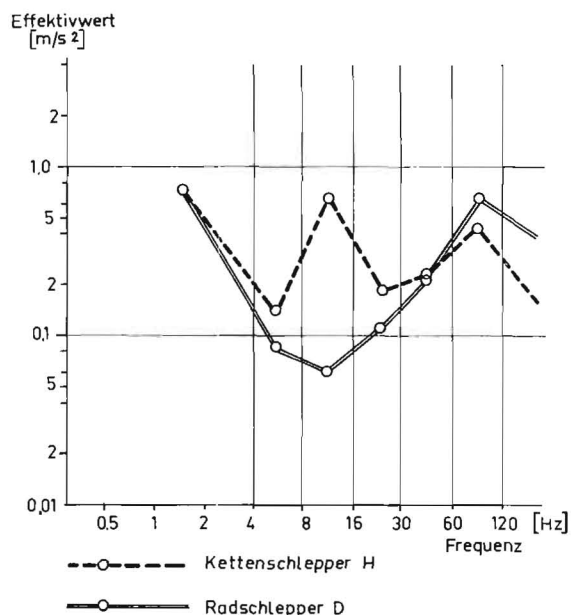


Bild 6: Vergleich der Horizontalschwingungen x zwischen Fahrer und Sitz bei Rad- und Kettenschlepper Feldarbeit (Eggen)

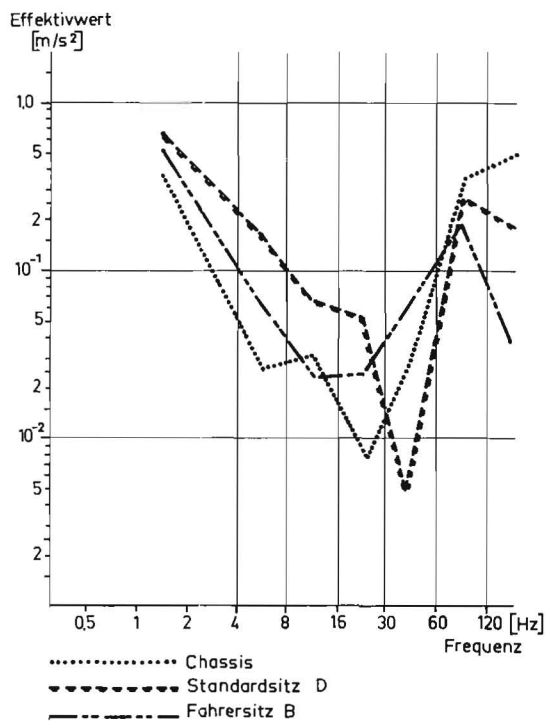


Bild 7: Schwingübertragung vom Chassis des Radschleppers D auf zwei Fahrersitze verschiedener Konstruktion Schwingungsrichtung x

einen für diese Schwingungsrichtung unerwartet hohen Beschleunigungspegel, der etwa gleich hoch ist wie beim Radschlepper in z-Richtung. Die Ursache dürfte beim Radschlepper in den starken Nickbewegungen des Schwingsitzes mit langem Hebelarm zu suchen sein, die sich in einer entsprechend hohen x-Komponente äußern. Für den Kettenschlepper könnte die sehr weiche Rückenbeziehungsweise Beckenabstützung (gummischnurverspanntes Sitzkissen) vielleicht eine Erklärung geben.

6.3. Schwingübertragung vom Fahrzeug auf den Sitz

Im Bild 7 wird für die Schwingachse x als einem Beispiel aufgezeigt, wie sich die Schwingungen vom Schlepperchassis auf zwei Sitze verschiedener Konstruktion in den einzelnen Frequenzbändern übertragen. Bei Sitz D handelt es sich um den serienmäßigen Standardsitz des Radschleppers 35 PS, der an einem langen Hebelarm Nickbewegungen ausführt, ohne mit einem Stoßdämpfer ausgerüstet zu sein. Als Federelement dient eine Gummidruckfeder. Der Alternativsitz B ist dagegen ein Parallelogrammsitzträger mit progressiver, in der Hebelübersetzung verstellbarer Feder und hydraulischem Stoßdämpfer. Da beide Sitze wohl zum Abfedern vertikaler Schwingungen, nicht aber solchen in x-Richtung konstruiert sind, schaukeln sie sich sogar auf. Das trifft jedenfalls im niedrigen Frequenzbereich zu. Der Standardsitz D zeigt dabei eine etwa doppelt so starke Schwingungsüberhöhung wie der Sitz B, weil er — wie schon erwähnt — starke Nickbewegungen ausführt, die sich in relativ hohen Beschleunigungen in x-Richtung äußern. Im mittleren Frequenzbereich verhalten sich beide Sitze unterschiedlich, um dann über 60 Hz die Beschleunigungen gegenüber dem Chassis wieder herabzusetzen.

6.4. Vergleich dreier typischer Schlepperarbeiten in z-Richtung

Da im Rahmen der Untersuchung auch eine Versuchsreihe bei Frontladerarbeit auf Betonfahrbahn durchgeführt wurde, sollen die Frequenzanalysen der Schwingungen in z-Richtung bei drei gewählten typischen Schlepperarbeiten gegenübergestellt werden (Bild 8). In den beiden tiefsten Frequenzbändern (0 bis 8 Hz) — also dem für den Menschen unangenehmsten Bereich — zeigt die Frontladerarbeit die geringsten, die Feldarbeit (Eggen mit Scheibenegge) etwas höhere und die Feldwegfahrt die größten Vertikalbeschleunigungen am Fahrersitz. In den mittleren Frequenzen nähern sich dagegen die Kurven. Im Bereich über 60 Hz zeigt sich bei der Frontladerarbeit noch ein Anstieg der Beschleunigung, der vielleicht mit dem häufigen Drehzahlwechsel des Motors erklärt werden kann.



Bild 8: Frequenzspektrum mechanischer Schwingungen zwischen Fahrer und Sitz bei verschiedenen Arbeiten mit Radschlepper D Schwingungsrichtung z

7. Frequenzanalyse und VDI-Richtlinie 2057

Das beschriebene und mit mehreren Beispielen belegte Verfahren einer Frequenzanalyse stochastischer mechanischer Schwingungen scheint schließlich auch eine bessere Einordnung und Bewertung von Meßergebnissen an Fahrersitzen nach der VDI-Richtlinie 2057 zu ermöglichen. Wenn auch diese Richtlinie zunächst in erster Linie zur Bewertung kontinuierlicher Schwingungen vorgesehen war, so gab sie doch bereits Anhaltspunkte für die Erträglichkeit stochastischer Schwingungen. Da die Kurven gleicher Wahrnehmungsstärke K in der VDI-Richtlinie stark frequenzabhängig sind, müssen dazu die Frequenzen der zu bewertenden Schwingung in irgendeiner Form berücksichtigt werden. Liegt die Grundfrequenz unter 5 Hz und wird höchstens durch unbedeutende Anteile höherer Frequenzen überlagert, so war die Anwendung der Richtlinie bisher verhältnismäßig einfach, weil die Kurvenzüge der K -Werte bis zu etwa 5 Hz annähernd proportional zu den Beschleunigungswerten verliefen. Bei sehr breiten Frequenzspektren ist das jedoch ohne eine Frequenzanalyse nicht möglich.

Im Bild 9 ist als Beispiel die Frequenzverteilung der Schwingungen in den drei Richtungen bei der Schlepperfeldarbeit (Eggen mit Scheibenegge) in das Diagramm-Bild 1 der VDI-Richtlinie 2057 eingetragen. Es läßt sich sofort erkennen, daß kritische Punkte im niedrigen Frequenzbereich hinsichtlich der z - und x -Richtung gegeben sind, während bei den höheren Frequenzen die y -Richtung die größten Beschleunigungen überträgt. In allen drei Fällen wird $K = 10$ überschritten und somit die Wahrnehmungsstufe G erreicht. Wenn also Maßnahmen zur Schwingungsverminderung durchgeführt werden sollen, müßten diese bei den niedrigen Frequenzen in erster Linie auf die z - und x -Richtung, bei den höheren Frequenzen auf die y -Richtung abgestellt sein. Würde nur der Gesamtpegel über dem ganzen Frequenzbereich berücksichtigt, so ergäbe sich ein anderes Bild. Es könnte beispielsweise nicht erkannt werden, daß der vergleichsweise höchste Gesamtpegel in der y -Richtung im wesentlichen auf die Einwirkung der hohen Frequenzen zurückzuführen ist. Diese Schwingungsrichtung müßte nach dem Gesamtpegel sogar in die Wahrnehmungsstufe I eingeordnet werden, während tatsächlich nur Stufe G erreicht wird, weil die hohen Frequenzen für die menschliche Belastung nicht so stark bewertet werden. Die Frequenzanalyse kann jedoch der Ursachenfindung und der Verminderung menschlicher Beanspruchung dienen.

Zusammenfassung

In früheren Untersuchungen wurden vorwiegend nur Vertikal-schwingungen gemessen und diese nur gelegentlich einer Frequenzanalyse unterworfen. Wenn man die Schwingungseinwirkung auf den Menschen vermindern will, muß man die Größe der Schwingungen und ihre Frequenzverteilung in allen drei Ebenen kennen. Nach einer noch unverbindlichen, aber notwendigen terminologischen Festlegung der drei Schwingungsrichtungen wird über die Anwendung eines elektronischen Klassierverfahrens nach Stichprobenprinzip in Verbindung mit einem Oktaventiefpaß berichtet. Als Beispiele werden drei typische Schlepperarbeiten: Transport, Eggen mit Scheibenegge und Frontladerarbeit sowie in je einer Gegenüberstellung Rad- und Kettenantrieb und zwei verschiedene Sitzkonstruktionen in ihrer Auswirkung auf die Änderung des Frequenzspektrums untersucht. Analog der Lärmanalyse können die Frequenzspektren mechanischer Schwingungen bei konstruktiven Maßnahmen der Ursachenfindung dienen. Durch Einordnung der Frequenzkurven in die Bewertungsdiagramme der VDI-Richtlinie 2057 wird eine genauere Beurteilung der Einwirkungen auf den menschlichen Körper als bisher ermöglicht.

Schrifttum

- [1] DUPUIS, H.: Bewertung der Schwingbeanspruchung bei Fahrern von Ackerschleppern und Landmaschinen im praktischen Einsatz. Landtechnische Forschung 14 (1964), S. 145—149
- [2] HAACK, M.: Über die günstigste Gestaltung der Schleppersitzfederung bei luftbereiften Ackerschleppern mit starrer Hinterachse. Landtechnische Forschung 3 (1953), S. 1—3
- [3] MITSCHKE, M.: Beitrag zur Untersuchung der Fahrzeugschwingungen (Theorie und Versuch). In: Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik Heft 157, Düsseldorf (1962), S. 7—70
- [4] SIMONS, A. K.: Tractor ride research. SAE-Paper, No. 653. SAE National Tractor Meeting, Milwaukee 1951
- [5] RADKE, A. O.: Vehicle vibration . . . Man's new environment. ASME-Paper, No. 57-A-54, S. 5 ASME-Meeting, New York 1957

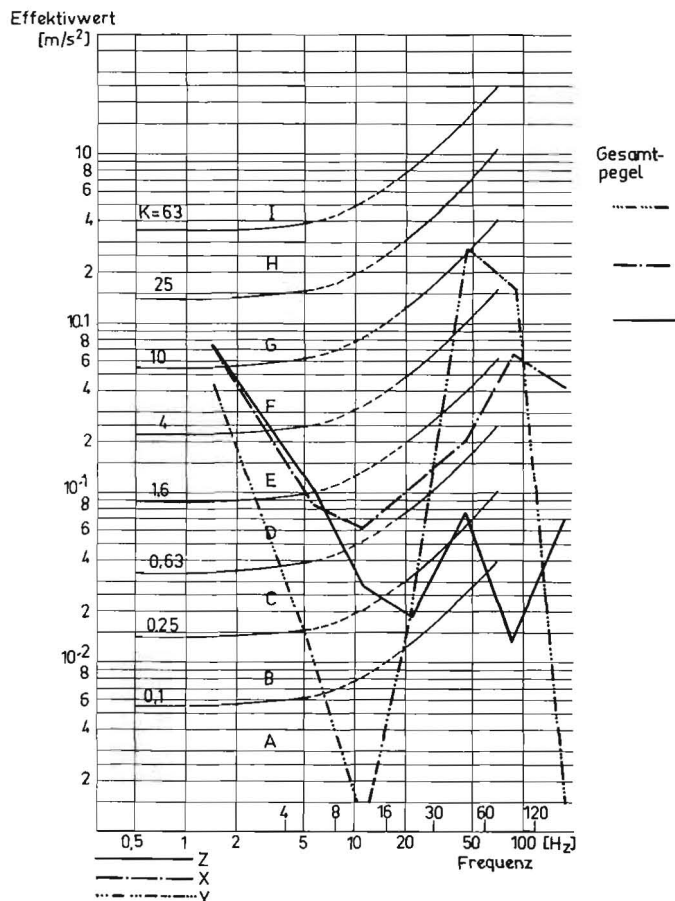


Bild 9: Bewertung mechanischer Schwingungen in drei Richtungen bei Schlepperfeldarbeit (Eggen) nach VDI-Richtlinie 2057

- [6] MORRISON, C. S. and R. E. HARRINGTON: Tractor seating for operator comfort. ASAE-Paper, No. 61—132. 1961
- [7] BJERNINGER, S.: Traktorsitsar. Meddelande Nr. 307. År 1964. Jordbrukstekniska Institutet, Ultuna Uppsala
- [8] MATTHEWS, J.: Ride comfort for tractor operator. II. Analysis of ride vibrations on pneumatictyred tractors. Journal of Agricultural Engineering Research 9 (1964), S. 54—157
- [9] COENENBERG, H. H.: Das „äußere“ Schwingungsverhalten von Ackerschleppern, insbesondere ihre dynamischen Achslasten. Landtechnische Forschung 12 (1962), S. 145—150 und 13 (1963), S. 1—10
- [10] WENDEBORN, J. O.: Die Unebenheiten landwirtschaftlicher Fahrbahnen als Schwingungserreger landwirtschaftlicher Fahrzeuge. Landbauforschung Völknerode 14 (1964), S. 157—164
- [11] KIENE, W.: Entwicklung einer Ersatzfahrbahn zur Prüfung des Sitzkomforts auf Ackerschleppern. Landtechnische Forschung 15 (1965), S. 116—120
- [12] SÖHNE, W.: Stand des Wissens auf dem Gebiet der Fahrzeugschwingungen unter besonderer Berücksichtigung landwirtschaftlicher Fahrzeuge. Grundlagen der Landtechnik 15 (1965), S. 11—22
- [13] CIBRIAN, S.: Schwingungsmessungen an Ackerschleppern. Landtechnische Forschung 8 (1958), S. 49—53
- [14] DUPUIS, H. und H. A. BROICHER: Elektronisch-statistische Meßmethode zur quantitativen Bewertung von Fahrzeugschwingungen. ATZ 64 (1962), S. 80
- [15] DUPUIS, H.: Bewertung der Schwingbeanspruchung bei Fahrern von Ackerschleppern und Landmaschinen im praktischen Einsatz. Landtechnische Forschung 14 (1964), S. 146
- [16] CHRIST, W. und H. DUPUIS: Beanspruchung des Menschen durch Fahrzeugschwingungen. ATZ 64 (1962), S. 364
- [17] DUPUIS, H. und W. CHRIST: Die Beanspruchung von Fahrern gleisloser Erdbaummaschinen. Baubetriebstechnik 2 (1964), S. 10—15
- [18] UZ, E.: Auf den Fahrer einwirkende Vertikalschwingungen bei Schleppern und Landmaschinen. Dissertation Gießen 1964
- [19] DIECKMANN, D.: Einfluß horizontaler mechanischer Schwingungen auf den Menschen. Internationale Zeitschrift für angewandte Physiologie einschließlich Arbeitsphysiologie 17 (1958), S. 83—100
- [20] JACKLIN, H. M.: Human reactions to vibration. SAE Journal, Oct. 1936, S. 401—407
- [21] HORNICK, R. J. a. o.: The effect of low frequency, high amplitude, whole body, longitudinal and transverse vibration upon human performance. Final report Ordnance Project Nr. TEI-1000, Bostrom Corp. Milwaukee, July 1961
- [22] GOLDMANN, D. E. and H. E. VON GIERKE: The effects of shock and vibration on man. In: US-Nav. Med. Res. Inst. 60—3 (Jan. 1960), S. 177—178
- [23] COERMANN, R. und A. OKADA: Übertragung von Erschütterungen auf den Menschen bei verschiedenen Anstellwinkeln der Rückenlehne. Internationale Zeitschrift für angewandte Physiologie einschließlich Arbeitsphysiologie 20 (1964), S. 398—411
- [24] GELL, C. F.: Table of equivalents for acceleration terminology. Aerospace Medicine 32 (1961), S. 1109—1111
- [25] CLARK, C.: Acceleration and body distortion. Life Sciences (Martin Baltimore), ER 12138, Nov. 1961, S. 3
- [26] HAFFER, D. und H. DUPUIS: Verminderung der Schwingungsübertragung auf den Rücken durch geeignete Sitzkonstruktion. ATZ 67 (1965), S. 289—292
- [27] DIECKMANN, D.: Einige Methoden zur Untersuchung des Schwingungsverhaltens von Kraftfahrzeugsitzen. ATZ 64 (1962), S. 71

- [28] DUPUIS, H. und H. A. BROICHER: Schwingungsuntersuchungen mit elektronischer Klassierung bei praktischen Fahrversuchen. Landtechnische Forschung 12 (1962), S. 40—43
- [29] DUPUIS, H.: Senkrechte Schwingbeschleunigungen von Fahrern in Kraftfahrzeugen, auf Ackerschleppern und selbstfahrenden Arbeitsmaschinen. In: Grundlagen der Landtechnik Heft 16. Düsseldorf 1963. S. 9—12
- [30] KOLLER, S.: Graphische Tafeln zur Beurteilung statistischer Zahlen. Darmstadt 1953
- [31] FIEYTAG, J. und C. PUZYNA: Z badań nad wpływem wstrząsów na stan zdrowia traktorzystów. (Erste Untersuchungen über den Einfluß von Schwingungen auf den Gesundheitszustand bei Schlepperfahrern). Annales Universitatis Mariae Curie-Skłodowska. VIII/20. Lublin 1953

Résumé

Heinrich Dupuis, Hans-Adolf Broicher and Waclaw Pleszczyński: "Frequency Analysis of Mechanical Vibrations in Three Directions at the Tractor Seat."

In former examinations primarily vertical vibrations were measured and only now and then a frequency analysis was made. In order to reduce the vibration effect on man, it is necessary to know the magnitude of the vibrations as well as their frequency distribution in all three directions. After a still non-obligatory but necessary terminological determination of the three vibration directions, the application of an electronic classification method according to the sample principle in conjunction with an octave low-pass is recorded.

To examine the change of the frequency spectrum three typical tractor operations such as transporting, harrowing with disc harrow and front loading are used as example. They are compared with gear and chain drive and two different seat designs. Analogously to the noise analysis, the frequency spectra of mechanical vibrations can be used for seeking their causes with different designs. Arranging the frequency curves in the valuation diagrams of the VDI instruction 2057, enables a more exact judgement of the effects on the human body than so far.

Heinrich Dupuis, Hans-Adolf Broicher et Waclaw Pleszczyński: «Analyse de la fréquence des vibrations mécaniques dans trois directions agissant sur le siège de conducteur.»

Lors des recherches antérieures, on a surtout mesuré les vibrations verticales dont on n'a entrepris qu'accidentellement une analyse de

fréquence. Si l'on veut diminuer les vibrations supportées par le conducteur, il faut connaître l'ordre de grandeur des vibrations et leur répartition de fréquence dans les trois directions. Après avoir donné une définition provisoire mais nécessaire des trois directions de vibrations, les auteurs décrivent un procédé de classification électronique basée sur des mesures faites au hasard, en relation avec un dispositif réglable pour des octaves de fréquence déterminées. Ils examinent trois travaux de tracteur typiques: transport, hersage à l'aide du pulvérisateur et chargement au moyen d'un chargeur frontal, et comparent les spectres de fréquence respectifs des tracteurs à roues et à chenilles et de deux sièges différents. Comme l'analyse des bruits, les spectres de fréquence des vibrations mécaniques peuvent aider à trouver les causes et par conséquent des mesures constructives appropriées. En traçant les courbes de fréquence dans les diagrammes prévus dans la norme VDI 2057, on peut apprécier de façon plus précise que jusqu'ici l'influence des vibrations sur le corps humain.

Heinrich Dupuis, Hans-Adolf Broicher y Waclaw Pleszczyński: «Análisis de las frecuencias mecánicas de tres direcciones en el asiento de conducción de un tractor.»

En investigaciones anteriores se han medido con preferencia las oscilaciones verticales y alguna u otra vez se las ha sometido al análisis de su frecuencia. Pero cuando se trate de reducir el efecto de las oscilaciones sobre el hombre, es preciso conocer tanto la amplitud de las mismas como también las frecuencias en las tres direcciones y su reparto. Después de la determinación necesaria, aunque provisional, de las tres direcciones, se habla de la aplicación de un procedimiento de clasificación electrónica por pruebas escogidas al azar, en combinación con un paso bajo de octavas. Como ejemplos se investigan tres trabajos típicos de tractores, o sea transporte, rastrillar con rastrillo de platos y carga frontal, cada uno con impulsión de cadena y con impulsión de ruedas, y con asientos de dos construcciones distintas, en cuanto al efecto que ejerce el cambio del espectro de frecuencias. En analogía con el análisis del ruido, los espectros de las frecuencias de oscilaciones mecánicas pueden emplearse para encontrar las causas en medidas constructivas diferentes. La clasificación de las curvas de frecuencias entre los diagramas de evaluación según la directiva 2057 de la asociación VDI puede servir para juzgar mejor los efectos sobre el cuerpo humano.

Leistungsverlust an Ackerschlepper-Dieselmotoren

Im „Bericht über die Tätigkeit der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode im Jahre 1964“ gibt das Institut für Schlepperforschung Ergebnisse von Untersuchungen über den Leistungsverlust an Ackerschlepper-Dieselmotoren unter dem Einfluß von Laufzeit und Pflege bekannt:

„Innerhalb von vier Jahren wurden im Institut insgesamt 53 Ackerschlepper-Motoren über die Zapfwelle des Schleppers durchgemessen und dabei Leistung und Kraftstoffverbrauch festgestellt. Die 53 Motoren verteilten sich auf 22 verschiedene Motortypen; davon waren 2 Typen Zweitakter und 20 Typen Viertakter. Die Laufzeit der meisten Motoren lag unter 3000 Stunden, 6 Motoren hatten 3000 bis 5000 Stunden. Die Meßergebnisse sind sehr aufschlußreich sowohl für den Schlepperhersteller als auch für den Schlepperhalter. Von den 53 Motoren hatten nur 8 die Nennleistung, 35 Motoren wiesen eine geringere, 10 Motoren eine größere Leistung auf. (Vergleiche konnten gezogen werden mit Untersuchungen des Schlepperprüffeldes Darmstadt an ebenfalls 53 Schleppermotoren von 11 bis 40 PS Leistung und Laufzeiten zwischen 223 und 4000 Stunden, die ähnliche Ergebnisse brachten.)

Die Leistungsminderung der untersuchten Motoren hatte verschiedene Ursachen: Die wichtigsten sind: Nichteinhaltung bestimmter Toleranzen bei der Abnahme im Herstellerwerk, Verschleiß, insbesondere an Kolben und Kolbenringen, Mängel und Störungen am Motor, die sich im Laufe des Betriebes einstellten und zum größten Teil auf schlechte Wartung zurückzuführen sind.

Bei 16 Motoren war die Drehzahl zu gering, bei 10 Motoren spritzte die Düse schlecht ab, bei 3 Motoren waren die Einspritzpumpen falsch eingestellt, bei weiteren 3 Motoren war die Zylinderkopfdichtung defekt, 2 Motoren hatten zu kleines Ventilspiel, 1 Motor wies schlecht eingelaufene Zylinder und Kolben auf. Die Überholung des Einspritzsystems brachte beachtliche Ergebnisse.

Die Leistung konnte von 75% im Mittel bei Anlieferung auf 91% im Mittel nach Überholung allein des Einspritzsystems angehoben werden. Der Einfluß des zunehmenden Lebensalters der Motoren auf ihre Leistung und ihren Kraftstoffverbrauch konnte geklärt werden unter der Voraussetzung, daß zwischendurch keine Überholungen stattfanden.

Die Untersuchung läßt erkennen, daß vom Schlepperhersteller vieles getan werden kann, um die volle Leistung möglichst lange aufrechtzuerhalten. Neben den konstruktiven Maßnahmen können die Firmen durch Aufstellung der nach bestimmten Betriebsstunden durchzuführenden Arbeiten bei den Inspektionen, ähnlich wie es im Kraftfahrzeugbau üblich ist, andererseits die Reparaturwerkstätten durch Anschaffung geeigneter Einrichtungen (z. B. Hydrobremsen) zur Kontrolle der Motorleistung und -drehzahl wesentlich dazu beitragen, daß die Ackerschleppermotoren auf lange Zeit betriebssicher und leistungsstark bleiben. Für den sorgfältigen Halter würde dies eine große Hilfe sein: die geringen Mehrkosten durch regelmäßige Wartungsarbeiten stehen in gar keinem Verhältnis zu dem Erfolg.“

Dr.-Ing. Ulsamer wieder DNA-Präsident

In seiner 18. ordentlichen Sitzung am 25. Mai 1965 in Berlin wählte das Präsidium des DNA Herrn Dr.-Ing. JULIUS ULSAMER, Direktor der Klöckner-Humboldt-Deutz AG, Köln, für weitere zwei Jahre zum Präsidenten und Herrn Dr.-Ing. FRITZ BRÜHL, Direktor der Mannesmann AG, Düsseldorf, zum amtierenden 1. Vizepräsidenten des Deutschen Normenausschusses (DNA).

Für den turnusmäßig ausscheidenden bisherigen 2. Vizepräsidenten, Herrn Ministerialdirigent i. R. Prof. Dr.-Ing. E. H. BERNHARD WEDLER, wurde Herr Dr. phil. AUGUST HÖCHTLEN, Direktor der Farbenfabriken Bayer AG, Leverkusen, gewählt.