

James R. O'Callaghan: «Développement d'un versoir de charrue à l'aide d'un procédé analytique.»

L'auteur décrit un procédé analytique qui permet le calcul d'un versoir de charrue pour une vitesse de travail de 13 km/h. Il établit d'abord des rapports mathématiques entre la forme du versoir, la vitesse, les forces en action et les déplacements de la terre sur le versoir. Des mesures d'essai ont fourni les valeurs inconnues pour un versoir dont le travail est satisfaisant à une vitesse de 6,5 km/h. L'auteur détermine ensuite à l'aide des rapports mathématiques et en admettant certaines hypothèses une forme de versoir convenant aux vitesses de travail plus élevées.

James R. O'Callaghan: «Construcción de una regla para arados por un procedimiento analítico.»

Se trata de un procedimiento analítico que permite el cálculo de una regla de arado para una velocidad de trabajo de 13 km/h. Se empieza con establecer una ecuación entre la forma de la regla y la velocidad, así como los esfuerzos y los movimientos que ejerce la tierra sobre la regla. Mediciones de ensayo suministran los valores desconocidos para una regla que da rendimientos satisfactorios a la velocidad de 6,5 km/h. Se encuentra entonces la forma de una regla para velocidades más elevadas con la ayuda de relaciones matemáticas y de los valores medidos, así como de algunos valores supuestos.

Werner Kiene:

## Entwicklung einer Ersatzfahrbahn zur Prüfung des Sitzkomforts auf Ackerschleppern

Schlepper-Prüffeld des KTL, Darmstadt

Das vorliegende Thema wurde beim Schlepper-Prüffeld als Forschungsauftrag des Bundesministeriums für Ernährung, Landwirtschaft und Forsten bearbeitet, dem auch an dieser Stelle für die Finanzierung gedankt sei. Ferner gebührt unser Dank Herrn Prof. Dipl.-Ing. H. MEYER und seinen Mitarbeitern am Institut für Schlepperforschung der FAL für Rat und tatkräftige Hilfe dadurch, daß uns die dort im Rahmen ähnlicher Vorhaben gleichzeitig erarbeiteten Ergebnisse zur Verfügung gestellt, die Erfahrungen ausgetauscht und am Computer der mathematisch-statistischen Auswertestelle der FAL die erforderlichen Rechnungen durchgeführt wurden.

Prof. Dr.-Ing. R. FRANKE, TH Darmstadt

Seit Jahren besteht der Wunsch, die Prüfung des Fahrersitzes in die Technische Prüfung von Ackerschleppern einzubeziehen. Außer dem deutschen Schlepper-Prüffeld [1] bemühen sich auch Prüfstationen anderer Länder seit langem um die Erfüllung dieses Wunsches. Auch auf Expertentagungen der OECD, den Annual Meetings of Representatives of National Tractor Testing Authorities, wurde mehrfach darüber gesprochen, daß es wünschenswert sei, den OECD-Standard Code for the Official Testing of Agricultural Tractors dahingehend zu erweitern. Leider konnten aber solche Prüfungen bislang nicht durchgeführt werden, weil es noch keine allgemein anerkannte Methode dafür gab.

Heute scheinen nun die grundsätzlichen Voraussetzungen weitgehend geklärt zu sein, so daß einer Aufnahme der Sitzkomfortprüfung in die Schlepperprüfregeln, seien diese nun national oder auch international, nichts mehr im Wege zu stehen scheint. Vorher muß man sich aber darüber klar werden, ob es sinnvoll ist, einen Sitz für sich allein zu prüfen oder ob er aufgebaut auf einen Schlepper behandelt werden muß. Schlepper, Sitz und Fahrer sind zusammen ein sehr kompliziertes gekoppeltes Schwingungssystem. Schon HAACK hat hierauf hingewiesen [2], ein Schwingungersatzschema für Schlepper, Sitz und Fahrer angegeben und die Bewegungsgleichungen dafür aufgestellt. HAACK ist dabei allerdings von sehr stark vereinfachten Voraussetzungen ausgegangen. So mußte er beispielsweise Fahrersitz und Fahrer als starres einheitliches Gebilde in seine Formeln einführen, weil sonst der für Berechnungen erforderliche Gleichungsumfang ohne elektronische Rechenmaschinen, die damals noch nicht zur Verfügung standen, nicht zu bewältigen war. Die von ihm angegebenen Formeln enthalten den Massenfaktor als Quotienten der beiden gegeneinander schwingenden Massen des Schleppers einerseits und des Fahrers mit dem Sitz andererseits. Außerdem enthalten sie noch das Verhältnis der entsprechenden Eigenkreisfrequenzen, in welchem die Federhärten und noch einmal die Massen vorkommen. Mögen diese HAACKSchen Formeln auch nicht alle Erfordernisse mathematisch korrekt erfüllen, sie gestatten es aber doch, den für diese Ausgangsüberlegung erforderlichen Schluß zu ziehen, nämlich, daß bei der Prüfung eines bestimmten Sitzes auf verschiedenen Schleppern und mit verschiedenen Fahrern unterschiedliche Ergebnisse herauskommen müssen. Wenn also im Rahmen einer Schlepperprüfung der Sitzkomfort geprüft werden soll, dann muß das Schwingungssystem Schlepper gegen Mensch plus Sitz immer als Ganzes behandelt werden; der Sitz darf bei einer solchen Prüfung nicht aus diesem Zusammenhang herausgelöst und für sich allein geprüft werden.

Im folgenden soll nun versucht werden, einen zusammenfassenden Überblick über den gegenwärtigen Stand des Wissens auf dem

Gebiet der Einwirkung von Fahrzeugschwingungen auf den Schlepperfahrer zu geben. Weiter soll gezeigt werden, welche Versuchsmethoden zur Untersuchung von Fahrersitzen bisher von den verschiedenen Autoren benutzt wurden. Schließlich soll dargelegt werden, wie nach dem heutigen Stand der Technik eine Prüfung des Sitzkomforts zur objektiven Beurteilung der Schwingungen von Fahrersitzen auf Ackerschleppern durchgeführt werden kann.

### 1. Der Einfluß der Schwingungen auf den Fahrer

#### 1.1. Frühere Forschungen

Schon seit Anfang der dreißiger Jahre ist an dem Problem des Einflusses mechanischer Schwingungen auf den Menschen an vielen Stellen in den USA und in Deutschland gearbeitet worden, um daraus Folgerungen für die bessere Gestaltung von Fahrer- und Mitfahrersitzen in aller Art Fahrzeugen, besonders aber in und auf Kraftfahrzeugen ableiten zu können [3 . . . 11]. Nach Unterbrechung durch den Krieg wurden diese Forschungen wieder aufgenommen und besonders in Deutschland wesentliche Fortschritte erzielt. Es würde zu weit führen, alle Veröffentlichungen, die auf diesem und den verwandten Gebieten bekannt geworden sind, hier aufzuführen, doch soll auf eine Anzahl der wichtigsten hingewiesen werden [2; 12 . . . 51]. In Deutschland arbeiteten an diesem Fragenkomplex insbesondere die Institute und Lehrstühle für Kraftfahrwesen der Technischen Hochschulen, die Max-Planck-Institute für Arbeitsphysiologie in Dortmund und für Landarbeit und Landtechnik in Bad Kreuznach, Institute der Forschungsanstalt für Landwirtschaft in Braunschweig, medizinische Fakultäten, die Fachgruppe Schwingungstechnik des VDI und nicht zuletzt auch Forschungs- und Entwicklungsabteilungen großer Schlepper- und Automobilproduzenten. Die Forschungsergebnisse dieser Stellen wurden in Fachzeitschriften veröffentlicht; auch auf einer Anzahl von wissenschaftlichen Vortrags tagungen wurde dieses Thema behandelt, so beispielsweise auf der Tagung der Fachgruppe Fahrzeugtechnik (ATG) des VDI im März 1957 in Nürnberg [52 . . . 54] und auf der Tagung der gleichen Gesellschaft im Oktober 1962 in Braunschweig [55 . . . 59]. Eingehend befaßte sich auch die 22. Tagung der Landmaschinenkonstruktoren der FAL in Braunschweig im April 1964 mit diesen Problemen [60 . . . 62] sowie die Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft auf ihrer Wintertagung 1962 in Wiesbaden [63] und der 11. Kongreß der Gesellschaft für Arbeitswissenschaft im März 1964 in Darmstadt [64].

#### 1.2. Die VDI-Richtlinie 2057 und ihre Anwendbarkeit auf Schlepperschwingungen

Obwohl besonders in Deutschland, aber auch in den USA, auf diesem Gebiet schon viel Arbeit geleistet worden ist, bleibt noch viel zur Erforschung der Wirkung von Fahrzeugschwingungen auf den Menschen zu tun. Lediglich auf dem Gebiet der Einwirkung von sinusförmigen translatorischen Schwingungen vertikaler oder horizontaler Richtung im Bereich von 0,5 bis 80 Hz, wenn diese über die Sitzfläche oder die Füße auf den stehenden oder sitzenden Menschen übertragen werden, sind dank intensiver Forschungsarbeiten Erkenntnisse vorhanden. Es fehlt aber vorläufig immer noch ein international allgemein und vorbehaltlos

anerkannter Maßstab, nach dem die Einwirkung von mechanischen Schwingungen auf den Menschen beurteilt werden kann.

In den USA ist man zu einer Vereinbarung gekommen, die vom SAE-Committee on Ride and Vibration veröffentlicht wurde [65], die zwar Untersuchungen amerikanischer Stellen berücksichtigt, im wesentlichen aber doch auf MEISTERS Forschungen [4] basiert. Ebenso war es möglich, in Deutschland im Fachausschuß Schwingungstechnik des VDI die Richtlinie 2057 [66] mit einer Bewertungsskala zu vereinbaren. Wenn auch naturgemäß in den Tendenzen der SAE-Empfehlung und der VDI-Richtlinie eine gewisse Übereinstimmung besteht, so weichen sie doch in Einzelheiten wesentlich voneinander ab.

Bei der VDI-Richtlinie ist als Maßstab die „Wahrnehmungsstärke“ mit dem Formelzeichen „K“ definiert worden. „K“ kann formelmäßig sowohl durch die Schwingbeschleunigung als auch durch die Schnelle beziehungsweise den Schwingweg ausgedrückt werden.

$$K = a \frac{\alpha}{\sqrt{1 + (f/f_0)^2}} \quad (1)$$

$$K = v \frac{\beta f}{\sqrt{1 + (f/f_0)^2}} \quad (2)$$

$$K = \xi \frac{\gamma f^2}{\sqrt{1 + (f/f_0)^2}} \quad (3)$$

Darin bedeutet:

- a = die Schwingbeschleunigung in m/s<sup>2</sup> (Effektivwert),
- v = die Schnelle in mm/s (Effektivwert),
- ξ = den Schwingweg in mm (Effektivwert),
- f = die Schwingfrequenz in Hz.

Die Konstanten sind:

$$f_0 = 10 \text{ Hz als Bezugsfrequenz,}$$

$$\alpha = 18,0 \frac{\text{K-Wert}}{\text{m/s}^2},$$

$$\beta = 0,112 \frac{\text{K-Wert}}{\text{mm/s}^2},$$

$$\gamma = 0,71 \frac{\text{K-Wert}}{\text{mm/s}^2}.$$

Bild 1, das dieser VDI-Richtlinie entnommen ist, zeigt die Kurven gleicher Wahrnehmungsstärke, links im Frequenz-Beschleunigungs-Diagramm, rechts im Frequenz-Schnelle-Diagramm. Diese Wahrnehmungsstärke ist eine Funktion der Schwingungsintensität, wobei allerdings die wirklichen Zusammenhänge nicht so einfach sind, wie sie nach den Bewertungskurven der VDI-Richtlinie zu sein scheinen. Diese stellen vielmehr einen Kompromiß dar, bei dem Vereinfachungen in Kauf genommen werden mußten, um die tatsächlich verwickelten Beziehungen durch Meßgeräte erfaßbar zu machen, wie analog in der akustischen Meßtechnik die DIN-phon Bewertungskurven einen Kompromiß zu den Kurven gleicher Lautstärke für reine Töne darstellen [67]. Entsprechend

$$K = a \frac{\alpha}{\sqrt{1 + (f/f_0)^2}} \quad K = v \frac{\beta f}{\sqrt{1 + (f/f_0)^2}} \quad K = \xi \frac{\gamma f^2}{\sqrt{1 + (f/f_0)^2}}$$

a Schwingbeschleunigung in m/s<sup>2</sup>(Effektivwert); v Schnelle in mm/s (Effektivwert)  
 ξ Ausschlag in mm (Effektivwert); f Schwingfrequenz in Hz

Die Konstanten sind:

$$f_0 = 10 \text{ Hz} \quad \alpha = 18,0 \frac{\text{K-Wert}}{\text{m/s}^2} \quad \beta = 0,112 \frac{\text{K-Wert}}{\text{mm/s}^2} \quad \gamma = 0,71 \frac{\text{K-Wert}}{\text{mm/s}^2}$$

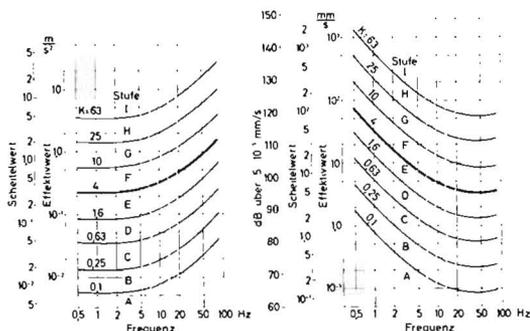


Bild 1: Kurven gleicher Wahrnehmungsstärke zur Beurteilung der Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen (nach VDI-Richtlinie 2057)

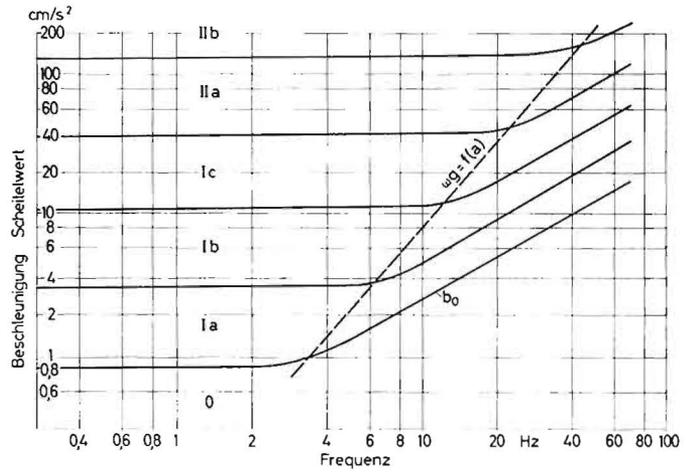


Bild 2: Abhängigkeit der Grenzfrequenz von der Schwingungsbelastung (nach MEISTER)

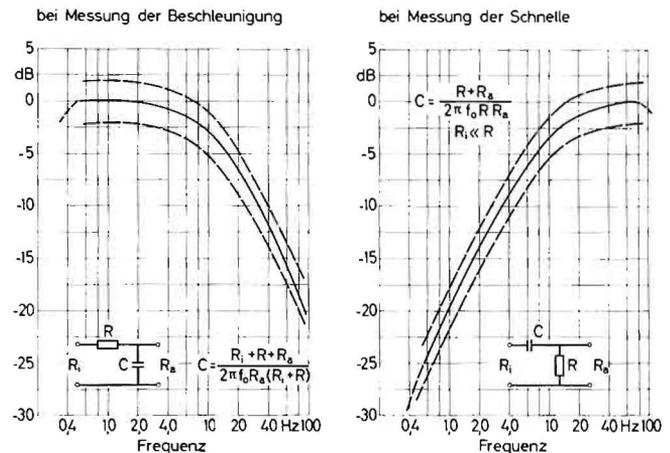


Bild 3: Frequenzgang für Schwingungsmeßgeräte bei Messung des K-Wertes (nach VDI-Richtlinie 2057)

den Eigenschaften des menschlichen Körpers muß bei der Schwingungsbewertung außer der Amplitude des Schwingweges auch die Schwingfrequenz berücksichtigt werden, denn durch Schwingungen verschiedener Frequenz werden unterschiedliche Sinnesorgane des Menschen besonders stark beansprucht. Unterhalb 5 Hz ist die Wahrnehmungsstärke der Beschleunigung und oberhalb 15 Hz der Schnelle direkt proportional. Die Schnelle ist bekanntlich der erste und die Beschleunigung der zweite Differentialquotient des Schwingweges nach der Zeit. Zwischen 5 und 15 Hz besteht ein Übergangsgebiet. Hier sind sich die verschiedenen Autoren über die menschliche Reaktion nicht einig. Während SPERLING-BETZHOID [33] und auch DIECKMANN [28] keine Abhängigkeit der Grenzfrequenz des Übergangs von der Beschleunigung zur Schnelleproportionalität festgestellt haben, gibt MEISTER eine Abhängigkeit der Grenzfrequenz von der Belastung nach Bild 2 an. Dieser Unsicherheit trägt die VDI-Richtlinie durch den zwischen 5 und 15 Hz vereinbarten Kurvenverlauf Rechnung. Dieser Kurvenverlauf kommt darüber hinaus den Wünschen der Ingenieure, die die VDI-Richtlinie anzuwenden beabsichtigen, insofern entgegen, als solche Kurven sich durch elektrische Schaltkreise sehr einfach nachbilden lassen (Bild 3).

Die Schwingungsversuche, die zu diesen Kurven des „K“-Wertes geführt haben, wurden auf Rütteltischen mit diskreten Frequenzen und Amplituden, das heißt mit Sinusschwingungen der Form

$$x = A \sin(\omega t + \varphi) \quad (4)$$

gemacht. Die VDI-Richtlinie gilt deshalb auch nur für sinusförmige und kontinuierliche, translatorische Schwingungen senkrechter oder waagerechter Richtung im Bereich von 0,5 bis 80 Hz. In Wirklichkeit hat man es aber ganz allgemein bei Fahrzeugschwingungen und insbesondere bei Schlepperschwingungen, die bei der Fahrt auf natürlichen Fahrbahnen angeregt werden, mit

nichtsinusförmigen aus verschiedenen Frequenzen gemischten Schwingungen zu tun. Für solche Schwingungen, deren Größe regelmäßig oder unregelmäßig schwankt, liegen aber noch nicht genügend Erfahrungen vor, um auch für sie Wahrnehmungsstärken festlegen zu können. Für aperiodisch in ihrer Größe schwankende, besonders für impulsartig einsetzende oder abbrechende Schwingungen kann die Wahrnehmungsstärke erheblich vom Wert äquivalenter harmonischer Dauerschwingungen abweichen. Nach COERMANN [64] haben Stoßamplituden, die mit großer Häufigkeit auftreten, einen wesentlich anderen Einfluß als dieselben Stoßamplituden, wenn sie in Zeitabständen von mehreren Sekunden vorkommen. Kontinuierliche Erschütterungen, auch wenn sie relativ hohe Stoßamplituden haben, können für den Menschen weniger belastend sein als Stöße mit derselben Amplitude, die nur in gewissen, unregelmäßigen Zeitabständen auftreten.

Die VDI-Richtlinie gibt zur Zeit nur allgemeine Anhaltspunkte für einige praktisch vorkommende Fälle dieser Art. Wenn die Schwingungsgröße, beispielsweise die Beschleunigung, bei gleichbleibendem Spektrum regelmäßig zeitlich nur wenig schwankt, reicht es aus, ihren Wert geometrisch über die Zeit zu mitteln und diesen Mittelwert zur Bildung von „K“ heranzuziehen. Eine derartige amplituden-modulierte Schwingung muß durch die Formel

$$x = [A + \alpha \sin(\omega_m t + \varphi_m)] \sin(\omega t + \varphi) \quad (5)$$

ausdrückbar sein. Wenn

$$m = \frac{\alpha}{A} \text{ der Modulationsgrad und}$$

$$\omega_m = \frac{2 \cdot \pi}{T} \text{ die Modulationsperiode ist,}$$

dann gilt eine Schwingung als gering schwankend, wenn

$$m \leq 33\% \text{ bei } T \geq 10 \text{ s,}$$

$$m \leq 23\% \text{ bei } 5 < T < 10 \text{ s und}$$

$$m \leq 12\% \text{ bei } T \leq 5 \text{ s}$$

ist. Es dürfen also bei den entsprechenden Modulationsperioden Amplitudenschwankungen um den geometrischen Mittelwert von 0,71 bis 1,4 beziehungsweise 0,8 bis 1,25 oder von 0,9 bis 1,12 vorkommen. Treten größere Schwankungen auf oder setzt die Schwankung periodisch ganz aus, dann ist eine zeitliche Mitteilung nicht mehr zulässig.

Bild 4 gibt ein Beispiel einer Schwingungsmessung am Rücken eines Schlepperfahrers wieder. Es wurden die bei Fahrt mit einem Schlepper moderner Bauart bei mäßiger Geschwindigkeit (etwa 5 km/h) auf ebenem Grasland auftretenden Beschleunigungen aufgezeichnet. Diese Messung erfolgte nicht im Rahmen eines bestimmten Prüf- oder Untersuchungsvorganges, sondern entstand rein zufällig. Auch die Auswahl der Versuchsstrecke erfolgte nicht nach bestimmten Gesichtspunkten, sondern war ebenso rein zufällig. Allerdings lief schräg über den Schlag eine Schlepperspur, die bei der Meßfahrt gekreuzt wurde. Solche querlaufenden Schlepperspuren sind aber auf landwirtschaftlichen Fahrbahnen keineswegs selten, so daß man durchaus berechtigt ist, die dieser Meßfahrt zugrunde liegende Fahrbahn als typisch für landwirtschaftliche Verhältnisse anzusehen. Wie das Diagramm zeigt, liegt zwar eine amplituden-modulierte Schwingung vor, deren Modulationsgrad aber keinesfalls innerhalb der in der VDI-Richtlinie angegebenen Grenzen bleibt. Während der Effektivwert etwa 0,25 g bis 0,30 g beträgt, treten außerhalb der Querrinne Spitzen bis zu 1,7 g auf, also bis zum 5,7fachen, in der Querrinne sogar bis zum 10fachen. Die Bedingung der VDI-Richtlinie ist also nicht erfüllt und diese daher zumindest auf die Schlepperschwingungen bei Fahrt auf landwirtschaftlichen Fahrbahnen nicht anwendbar. Dagegen ist es denkbar, daß bei der Fahrt auf festen Fahrbahnen

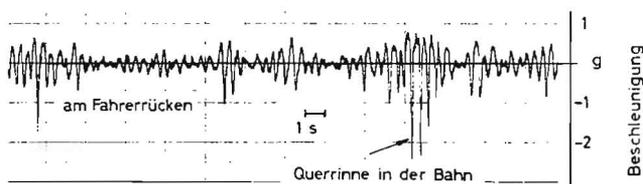


Bild 4: Schwingbeschleunigung am Rücken eines Schlepperfahrers bei Fahrt auf ebenem Grasland

die Aufbauschwingungen von Kraftfahrzeugen amplituden-moduliert im Sinne der VDI-Richtlinie sein können.

## 2. Die physiologische Wirkung von mechanischen Schwingungen auf den Menschen

Den Ingenieur interessiert natürlich zunächst ganz besonders das schwingungsmechanische Verhalten des menschlichen Körpers. Er übersieht dabei aber nur zu leicht die Auswirkungen, die andauernde Schwingungseinwirkung und Erschütterungen sowie Stöße auf den Gesundheitszustand haben. ROSEGGERS [68, 69] haben mit Reihenuntersuchungen an mehr als 300 Schlepperfahrern über mehrere Jahre hinweg festgestellt, daß ein stark gehäuftes Auftreten von röntgenologisch und klinisch nachweisbaren Magenkrankungen sowie ein erheblich vorzeitiges Auftreten degenerativer Veränderungen der Wirbelsäule augenscheinlich waren. Die hauptsächlich auftretenden, nachweisbar auf das Schlepperfahren zurückzuführenden Krankheiten waren Magenschleimhautentzündungen, verbunden mit Magensenkungen und Entleerungsverzögerungen, ferner Veränderungen im Bereich der Brust- und Lendenwirbelsäule. Bei diesen Untersuchungen haben sie Schlepper mit schlechten Sitzen benutzt. Entsprechende Versuche, bei denen Schlepper mit guten Sitzen verwendet wurden, sind noch nicht bekanntgeworden.

CHRIST und DUPUIS [70...72] haben mit Hilfe von Röntgen-Film-Aufnahmen das Verhalten der Wirbelsäule und des Magens unter Schwingungseinfluß direkt beobachtet. Der Magen legt einen größeren Schwingweg zurück als das Skelett. Diese Versuche wurden aber nur bei der Frequenz von 2 Hz, also etwa bei der Eigenfrequenz des Magens, gemacht. Dabei wurden Schwingwege des Magens festgestellt, die doppelt so groß waren wie die des Gesamtkörpers. CHRIST wies ferner nach, daß ein sehr hoher Prozentsatz der Jugendlichen anlage- und wachstumsbedingte Schädigungen der Wirbelsäule haben. Diese Schädigungen werden zweifellos durch hohe Beanspruchung des Menschen bei ungenügender Sitz- und Fahrzeugfederung verschlimmert.

Ähnliche Ergebnisse haben auch Autoren in den USA bei ihren arbeitsmedizinischen Untersuchungen gefunden. Ohne näher auf sie einzugehen, soll hier nur kurz auf die Arbeiten von ASHE [73], CLAYBERG [74], FISHBEIN und SALTER [75], GUILLEMIN und WECHSBERG [76] sowie GOLDMANN [77] hingewiesen werden. Die Arbeiten dieser Forscher betreffen nicht nur pathologische, sondern auch physiologische Wirkungen von mechanischen Schwingungen auf den Menschen. Außerdem bedürfen noch besonders die Untersuchungen von SCHMITZ, SIMONS, HORNICK und Mitarbeitern von den Bostrom Research Laboratories der Erwähnung [78...91], die sich sehr eingehend mit der Verminderung der menschlichen Leistungsfähigkeit und Reaktion unter der Einwirkung von Schwingungen befaßt haben.

In Deutschland wird zur Zeit ein umfangreiches Forschungsvorhaben vorbereitet, bei welchem Mediziner, Arbeitswissenschaftler, Landwirte und -techniker sowie Ingenieure zusammenarbeiten werden, um die Einwirkung von Fahrzeugschwingungen auf den Menschen eingehender zu untersuchen. Vielleicht wird es in nicht zu ferner Zukunft gelingen, auch für solche regellosen Schwingungen einen Bewertungsmaßstab zu schaffen.

## 3. Die bei der Fahrt mit Schleppern auftretenden Schwingfrequenzen

Bevor behandelt werden kann, welche Verfahren bislang zur Untersuchung von Schleppersitzen angewendet wurden und welches davon als Prüfverfahren für die Zukunft möglicherweise brauchbar sein kann, ist es noch wichtig zu wissen, welche Frequenzen in der Praxis beim Schlepperfahren vorkommen.

HAACK [12] gibt an, daß bei fahrenden Ackerschleppern ohne Anbaugeräte beim Überfahren von Wegunebenheiten die Hub- und Nickfrequenzen allgemein zwischen 1 und 6 Hz liegen. COENENBERG [92] hat weiterhin festgestellt, daß Anbaugeräte, Frontlader und mehr oder weniger beladene Anhänger die Schwingungsabläufe wesentlich verändern und daß die hauptsächlich auftretenden Eigenfrequenzen im Bereich von 1,2 bis 17 Hz liegen. Daß daneben auch noch höhere Frequenzen bis 100 Hz mit relativ großen Häufigkeiten auftreten, hat außer COENENBERG auch UZ [22] festgestellt, doch sind die Frequenzen, die höher als etwa 17 Hz sind, Eigenfrequenzen von Drehfedersystemen im und

am Schlepper, die den Fahrkomfort erst in zweiter Linie beeinflussen.

Würde man HAACK folgen, so würde es genügen, einen Prüfstand zu bauen, der den Schlepper zu reinen Sinusschwingungen in dem von ihm angegebenen Frequenzbereich anregt und brauchte nun lediglich die am Sitz auftretenden Beschleunigungen zu messen. Da in diesem Frequenzbereich die Schwingungsempfindung des Menschen der Beschleunigung direkt proportional ist, könnte man aus den gemessenen Beschleunigungswerten aus dem in der VDI-Richtlinie angegebenen Frequenz-Beschleunigungs-Diagramm unmittelbar den zugehörigen „K“-Wert ablesen.

Man kommt dabei aber zu einem Trugschluß, denn die anregende Schwingung ist in der Wirklichkeit niemals eine reine Sinusschwingung und ferner ist ein breiteres Frequenzband vorhanden. Ein solches Verfahren kann wohl für einen einfachen Vergleich mehrerer Sitze untereinander am gleichen Schlepper geeignet sein, über das Verhalten verschiedenster Schlepper mit verschiedensten Sitzen auf natürlichen Fahrbahnen wäre damit aber nichts bekannt. Bei der Prüfung muß der Schlepper also nichtsinusförmigen Schwingungsanregungen ausgesetzt werden, die im allgemeinen nur den von COENENBERG angegebenen Frequenzbereich von 1,2 bis 17 Hz zu bestreichen brauchen. Besser ist es natürlich, einen sowohl nach unten als auch nach oben etwas erweiterten Frequenzbereich zu wählen, zum Beispiel von 0,7 bis 25 Hz, um mit ausreichender Sicherheit alle einflußreichen Frequenzen zu erfassen. Höhere Frequenzen brauchen nicht mehr berücksichtigt zu werden, weil die Empfindlichkeit des Menschen auf Schwingungen nach höheren Frequenzen hin rasch abnimmt, und weil die Amplituden bei diesen Frequenzen nur sehr klein sind. Außerdem werden höhere Frequenzen als 20 Hz auf ihrem Weg durch den menschlichen Körper ausgefiltert. Frequenzen von mehr als 20 Hz dringen nach BÉKÉSY [9] nicht bis zum Kopf durch.

#### 4. Bisher bekanntgewordene Versuchsverfahren

In der Literatur sind eine ganze Anzahl von Verfahren beschrieben, die zur Untersuchung von Fahrersitzen angewendet worden sind. Die wichtigsten davon sollen hier geschildert werden, ohne daß damit Anspruch auf Vollständigkeit erhoben wird.

Die ersten 1933 bekanntgewordenen Versuche zur Prüfung der Fahrbequemlichkeit wurden von JACKLIN und LIDDELL durchgeführt [10]. Sie fuhren mit den zu untersuchenden Kraftfahrzeugen auf ebenen Straßen, auf denen ein Einzelhindernis einer genau definierten Form so angebracht war, daß es von den linken Rädern angefahren wurde. Die Fahrgeschwindigkeit wurde bei jeder einzelnen Versuchsfahrt sorgfältig konstant eingestellt und gemessen, bevor das Hindernis angefahren wurde. Mit jedem Fahrzeug wurden mehrere Versuchsfahrten mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten zwischen 10 und 50 mph gefahren. Bei diesen Versuchsfahrten wurden auf dem Rücksitz die in drei Ebenen auftretenden Beschleunigungen gemessen und aufgeschrieben. Mit Hilfe einer in vorher durchgeführten Grundsatzversuchen gefundenen Formel errechneten sie aus den gefundenen Beschleunigungen eine Beurteilungskennzahl und trugen diese in einem Diagramm abhängig von der Fahrgeschwindigkeit auf. Aus dem Verlauf und der Lage dieser Kurven konnten sie die einzelnen Fahrzeuge miteinander vergleichen.

HAACK [2] führte seine Untersuchungen auf einer ebenen Betonmeßbahn durch. Bei einer ersten Versuchsgruppe ging er ähnlich vor wie JACKLIN und LIDDELL und brachte ein Einzelhindernis auf der Versuchsstrecke an, das aber für beide Radspuren angeordnet war. In einer weiteren Versuchsreihe ordnete er ein periodisches Hindernis an, das so dimensioniert war, daß der Abstand der einzelnen Erhebungen voneinander gleich dem halben Radstand des Versuchsschleppers war. Dadurch gelang es ihm, dem Schlepper weitgehend reine Hubschwingungen aufzuzwingen und die Nickschwingungen auszuschließen. Er erzielte also ein sehr einfaches, gut definiertes Bewegungsbild. Bei der Fahrt über diese Hindernisbahnen maß er die Schwingwege an der Hinterachse, dem Sitz und am Rücken des Fahrers und die Schwingbeschleunigung nur am Rücken des Fahrers. Er stützte sich dabei auf BÉKÉSY und erfaßte damit alle Frequenzen bis etwa 20 Hz, konnte aber keine Frequenzbewertung vornehmen, weil ihm die Einrichtungen dazu nicht zur Verfügung standen. Die Versuchs-

fahrten machte er bei den durch die Getriebekonstruktion des Versuchsschleppers gegebenen Konstruktionsgeschwindigkeiten bei voller Motordrehzahl. Zu einer Beurteilung kam er durch Darstellung der gemessenen Beschleunigungsspitzen bei der zugehörigen Fahrgeschwindigkeit in einem Diagramm. HAACK war berechtigt, die Auftragung über der Fahrgeschwindigkeit vorzunehmen, weil er wegen der genau definierten Anlage der Hindernisbahn und wegen ihrer Anpassungsfähigkeit an die Konstruktionsmaße der einzelnen zu untersuchenden Schlepper stets einen eindeutigen Zusammenhang zwischen Hindernisweite  $l$  und Fahrgeschwindigkeit  $v$  einerseits und Erregerfrequenz andererseits nach der Formel

$$f = \frac{v}{l} \quad (6)$$

hatte. Trotz der starken Vereinfachungen, die vorzunehmen er gezwungen war, war das Verfahren für einen angenäherten Vergleich verschiedener Sitze auf einem Meßschlepper für die damalige Zeit recht gut geeignet und hat auch einen entscheidenden Anstoß zur Weiterentwicklung der Schleppersitze gegeben.

ISENDAHL [54] untersuchte ebenfalls Schleppersitze bei der Fahrt über Einzelhindernisse auf sonst ebener Fahrbahn. Auch er maß die auftretenden Schwingbeschleunigungen am Fahrerrücken. Er konnte aber keine Übereinstimmung zwischen der gefühlsmäßigen subjektiven Beurteilung der Sitze durch die Versuchspersonen und den gemessenen Beschleunigungen erreichen. Daher glaubte er, im Gegensatz zu HAACK, zu keinem brauchbaren Beurteilungsverfahren durch Messung rein mechanischer Größen kommen zu können, weil er die Energieaufteilung zwischen Körper und Sitz nicht bestimmen konnte. Er schloß daraus, daß bei diesem Problem die Wechselwirkung zwischen Mensch und Maschine einen entscheidenden Einfluß haben muß und schlug deshalb vor, bei Sitzkomfortprüfungen nicht nur mechanische Größen wie beispielsweise die Beschleunigung sondern auch noch physiologische Wirkungen am Schlepperfahrer wie zum Beispiel die Pulsfrequenz zu messen.

DUPUIS [14] benutzte für seine Arbeiten einen Rollenprüfstand, dessen Rollen durch einen Elektromotor mit stufenlos variabler Drehzahl angetrieben werden können. Diese Rollen haben einen Umfang von 1310 mm entsprechend einem Durchmesser von 417 mm, ihr Abstand kann dem Radstand des Schleppers angepaßt werden. Auf diese Rollen brachte DUPUIS Hindernisse so auf, daß diese wechselweise um 180° versetzt auf das rechte und linke Hinterrad und je um 90° phasenverschoben auf die Vorderräder wirken. Damit werden dem zu untersuchenden Schlepper verhältnismäßig komplizierte Bewegungen aufgezwungen, einer reinen Hubschwingung werden Nick- und Wankschwingungen überlagert, der Schlepper führt also eine Art Taumelbewegung aus. DUPUIS hat auf diese Weise versucht, die in der Wirklichkeit auftretenden Verhältnisse nachzuahmen. Als Prüfungsgeschwindigkeiten wählte er 3, 6, 9, 12 und 15 km/h, die er mit dem regelbaren Elektromotor einstellen konnte. Dabei maß er dann die am Fahrersitz auftretenden Beschleunigungen mit drei verschiedenen schweren Fahrern. Als Beurteilungsziffer für die Qualität der Sitze benutzte er den aus allen Versuchen gebildeten Mittelwert aus den gemessenen Beschleunigungen. Außerdem trug er die bei den Einzelversuchen gefundenen Beschleunigungswerte abhängig von der jeweiligen Fahrgeschwindigkeit in Tabellen [93] und Diagramme [14] ein. Im Vergleich zu HAACK hatte DUPUIS jedoch keinen Zusammenhang zwischen Hindernisweite, Fahrgeschwindigkeit und Erregerfrequenz, da die Rollen seines Prüfstandes nicht rund und auch nicht zylindrisch sind und die vier Räder nicht synchron auf die auf den Rollen angebrachten Hindernisse auftreffen. Er benutzte also keine eindeutige definierte Anregungsfrequenz, sondern ein Gemisch von diskreten Frequenzen, das unbestimmbar ist, solange die Unrundheit der Prüfstandsrollen in ihrer jeweiligen Lage sowohl zu den zusätzlichen Hindernissen als auch untereinander an den beiden Radspuren nicht bekannt ist. DUPUIS macht hierzu keine Angaben. Außerdem ist dieser Prüfstand nur zum Vergleich von Schleppern mit Bereifungen gleicher Größen geeignet, da die Schleppertriebbräder auf zwei hintereinander liegenden Rollen stehen, deren Achsabstand nicht veränderlich ist. Bei dieser Anordnung wird aber die resultierende Hinterradbewegung durch das Zusammenspiel der beiden Prüfstandsrollen mit dem Schlepperrad erzeugt, die Hubbewegung des Rades ist

damit eine Funktion des Triebraddurchmessers. Dieser Einfluß des Triebraddurchmessers kann aber an diesem Prüfstand nicht ausgeglichen werden, da nicht nur die Höhe der zusätzlichen Hindernisse, sondern auch die Unrundheit der Rollen veränderlich sein müßte (Bild 5).

Aus diesem Bild, das die Unrundheit der Trommeln unberücksichtigt läßt, kann die Formel für die Raderhebung abgeleitet werden. Bezeichnet man mit A und B die Mittelpunkte der Antriebsrollen des Prüfstandes und mit M den Mittelpunkt des Schlepperhinterades, und bezeichnet man in diesem Dreieck MAB den Winkel bei B mit  $\beta$ , dann ist nach dem Kosinussatz

$$\cos \beta = \frac{a^2 + (R + T + \Delta T)^2 - (R + T)^2}{2a(R + T + \Delta T)}, \quad (7)$$

da außerdem

$$\sin^2 \beta + \cos^2 \beta = 1 \quad (8)$$

ist, und in diesem Dreieck die Höhe auf a

$$h_a = MB \cdot \sin \beta \quad (9)$$

ist, folgt

$$h_a = (R + T + \Delta T) \sqrt{1 - \left( \frac{a^2 + (R + T + \Delta T)^2 - (R + T)^2}{2a(R + T + \Delta T)} \right)^2}, \quad (10)$$

a, T und  $\Delta T$  sind aber konstante Größen. Daher ist  $h_a$  vom Radius des Schleppertrieberrades abhängig und damit auch die Raderhebung, wenn das Schlepperhinterad auf das Hindernis aufläuft, denn die Seite MB kann zwei verschiedene Längen haben, entweder  $R + T$  oder  $R + T + \Delta T$ . Befindet sich das Hindernis nicht zwischen Rad und Trommel, dann ist  $\Delta T = 0$  und Gl. (10) vereinfacht sich zu

$$h'_a = (R + T) \sqrt{1 - \left( \frac{a}{2(R + T)} \right)^2}. \quad (11)$$

Die Raderhebung ist dann

$$\Delta h_a = h_a - h'_a. \quad (12)$$

Sind aber  $h_a$  beziehungsweise  $h'_a$  Funktion von R, dann ist auch  $\Delta h_a$  eine Funktion von R.

Aus Bild 5 und Gl. (10) folgt auch, daß das Rad nicht nur eine Vertikal- sondern auch eine Longitudinalbewegung erfährt, die vom Triebraddurchmesser abhängig ist, denn das Dreieck MAB ist ohne das Hindernis gleichschenkelig und mit Hindernis schiefwinklig. Auch für diese Longitudinalbewegung läßt sich eine Formel für die Abhängigkeit vom Triebraddradius ableiten.

Bei späteren Untersuchungen [16 . . . 18], die dann von Uz [22] weitergeführt wurden und die sowohl zur Bestimmung des Einflusses von Fahrzeugschwingungen auf den Menschen als auch dem Vergleich von Sitzen unterschiedlicher Bauart dienen sollten, wandten DUPUIS und BROICHER eine Klassiermethode an, wobei

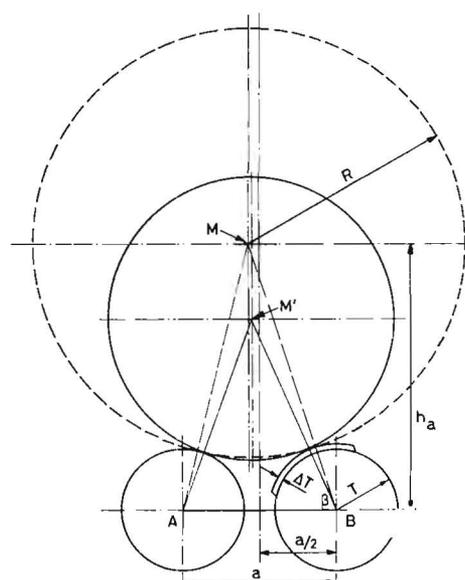


Bild 5: Zur Ableitung der Hubbewegung des Schleppertrieberrades auf einem Mehrrollenprüfstand  
Schleppertrieberräder stehen auf 2 Rollen mit unveränderlichem Abstand, ein Hindernis befindet sich nur auf einer Trommel

sie ein Klassiergerät mit zeitlicher Abfrage des Meßwertes benutzten. Dabei ließen sie die zu untersuchenden Fahrzeuge mit den Geschwindigkeiten, für welche sie gebaut sind, auf solchen Fahrbahnen fahren, die für den Einsatz der untersuchten Fahrzeuge typisch sind. Personen- und Lastkraftwagen wurden also bei verschiedenen Geschwindigkeiten auf Straßen verschiedener Qualität untersucht und Ackerschlepper außerdem noch auf Feldwegen und Äckern. Zu Vergleichszahlen kamen sie, indem sie die Beschleunigung zwischen Sitz und Fahrer maßen, die an dem besten Fahrzeug auf der besten Fahrbahn gemessenen Werte gleich 100 und die übrigen Meßwerte hierzu ins Verhältnis setzten. Eine Frequenzbewertung führte DUPUIS weder bei seinem ersten noch bei seinem zweiten Verfahren durch.

DIECKMANN [29] führte bei seinen Versuchen an Automohlsitzen die Meßfahrten ebenfalls auf natürlichen Fahrbahnen durch. Er maß ebenfalls die am Sitz auftretenden Schwingbeschleunigungen. Dabei benutzte er sondergefertigte Aufnehmer, um die Frequenzen trennen zu können. Außerdem wandte er die Frequenzanalyse an. Zusätzlich untersuchte er die zu prüfenden Sitze außerhalb des Fahrzeugs mit statischen und dynamischen Methoden durch Aufnahme der Federkennlinie, durch einen Ausschwingversuch und durch Untersuchungen auf einem Schwingtisch. Er versuchte aber nicht, die von ihm benutzten Versuchsverfahren zu Prüfmethode auszubauen. Er kam zu dem Schluß, daß das Hauptproblem der Beurteilung des Sitzkomforts weniger bei der eigentlichen Schwingungsmessung und der Bewertung der Beschleunigungsamplituden etwa mit Hilfe der VDI-Richtlinie liegt als vielmehr bei der praktisch unendlichen Mannigfaltigkeit der auftretenden Schwingungserscheinung im zeitlichen Ablauf einer Fahrt.

DRECHSLER [94] nahm seine Untersuchung an Schleppersitzen sowohl auf natürlichen Fahrbahnen als auch auf einer Meßbahn mit künstlichen Hindernissen in fester Anordnung vor. Auf dieser Meßbahn waren vier verschieden hohe aber gleich breite und gleich weit voneinander entfernte Hindernisse angebracht. Gemessen hat auch er die Beschleunigungen am Rücken des Fahrers. Zu einer Bewertung kam er, indem er die von DIECKMANN aufgestellte Tabelle über die Erträglichkeit von Schwingungen benutzte und die Beschleunigungen, die DIECKMANN für  $K = 30$  und  $K = 100$  angibt, als Bezugsbeschleunigungen wählte. Mit diesen verglich er durch Verhältnisbildung die gemessenen Maximalbeschleunigungen.

STEINBRENNER und DUGGE [49] haben bei ihren ersten Arbeiten Fahrzeugschwingungen, die an Automobilen auf natürlichen Fahrbahnen auftreten, auf Magnetband aufgenommen. Um Vergleiche durchführen zu können, haben sie sich dabei nicht nur immer der gleichen Straße, sondern sogar nach Möglichkeit der gleichen Fahrspur bedient. Diese Magnetbandaufnahmen haben sie dann Frequenzanalytoren zugeführt und damit Frequenzspektren erhalten. Bei ihren Bemühungen, aus solchen Frequenzanalysen mit Hilfe von Beurteilungsmaßstäben zu absoluten Wertzahlen zu kommen, sind aber auch sie nicht weiter gekommen, weil nach ihrer Meinung keiner der bisher aufgestellten Maßstäbe, auch die VDI-Richtlinie nicht, aus den schon genannten Gründen die Verhältnisse bei der Fahrt über Straßen und straßenähnliche Fahrbahnen mit ihren sich dauernd ändernden Amplituden und Frequenzen ausreichend berücksichtigt. Auch die Art der Mittelwertbildung bei der Frequenzanalyse hielten sie nicht für geeignet, eine exakte Angabe zu liefern. STEINBRENNER und DUGGE haben deshalb ein eigenes Meßgerät entwickelt, mit dem die beim Befahren einer bestimmten Meßstrecke auftretenden Beschleunigungen integriert werden. Dieses Gerät liefert zwar keine Frequenzanalyse, gestattet aber doch eine Frequenzbewertung, und zwar einerseits durch Wahl von Beschleunigungsgebern mit definierter Grenzfrequenz und andererseits durch den Integrationsvorgang selbst, wobei die Frequenzbewertung durch ein elektrisches Netzwerk nachgebildet wird, wie dies in der VDI-Richtlinie im Anhang angegeben ist. Mit diesem Integrationsgerät gelang es ihnen, unmittelbar anschließend an die Meßfahrten Maßzahlen zu bekommen, die eine rangmäßige Einordnung verschiedener Fahrzeuge in bezug auf ihre Fahrannehmlichkeit ermöglichten. Dabei sollte nach ihrer Beobachtung der subjektive Eindruck der Versuchsfahrer mit den gewonnenen Maßzahlen konform sein.

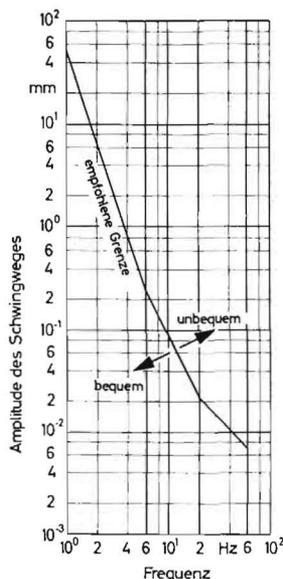


Bild 6: Reaktion des Menschen auf Erschütterungen  
(Tafel 11 aus Ride and Vibration Data, umgezeichnet auf metrisches Maßsystem)

In den USA haben MORRISON und HARRINGTON [95] zur Entwicklung eines Schleppersitzes folgendes Verfahren angewendet: Auf einer 300 ft langen Prüfstrecke wurden die an einem Schlepper auftretenden Beschleunigungen gemessen und mit einem Oszillographen aufgeschrieben. Dabei waren die Geber am Fahrerrücken, am Sitz und an drei weiteren Stellen des Schleppers angebracht. Die Prüffahrten wurden mit mehreren Geschwindigkeiten durchgeführt. Aus den Diagrammen wurde durch Ausmessen der Zeit zwischen zwei Nulldurchgängen eine ungefähre Schwingungsanalyse zwischen 0,75 bis 6,25 Hz in einer Bandbreite von 0,5 Hz graphisch durchgeführt. Alle anderen Schwingungsdaten wie Schnelle, Amplitude und Stoß wurden gerechnet unter der Annahme, daß Sinusschwingungen vorliegen. Aus diesen Analysen wurde ein Programm zusammengestellt, mit dessen Hilfe dann an einem Schwingtisch die weiteren Entwicklungsarbeiten durchgeführt werden konnten. Dieser Schwingtisch wurde mit Frequenzen von 1,0 bis 6,0 Hz mit Intervallen von je 0,5 Hz erregt und mit solchen Amplituden bewegt, daß Beschleunigungen auftraten, die der Analyse der Schwingungen der vorangegangenen Feldversuche entsprachen. Als Wertungsmaßstab wurde eine Empfehlung des „SAE-Committees on Ride and Vibration“ benutzt (Bild 6) [65]. Jedoch sind MORRISON und HARRINGTON der Meinung, daß die Tests, die zur Aufstellung dieser Empfehlung geführt haben, von zu kurzer Dauer waren, um für die Verhältnisse beim Schleppverfahren repräsentativ zu sein.

In Schweden hat BJERNINGER [96 . . . 98] Untersuchungen von Schleppersitzen mit einer Fallmaschine vorgenommen. Ein Gestell, auf das der zu untersuchende Sitz aufgebaut ist, auf welchem eine Person sitzt, fällt in einen Fall auf einen Betonboden. Die durch den Aufprall verursachte Sitzschwingung wird von einem schreibenden Gerät registriert und aus dem Schwingungsverlauf die Dämpfung bestimmt. Die Fallhöhe kann dabei variiert werden. Außerdem hat BJERNINGER die Sitze statisch untersucht, in dem er die Durchfederung unter verschiedenen Lasten und Federeinstellungen aufnahm. Schließlich wandte er noch eine dynamische Methode an. Auf einer Rüttelmaschine, ähnlich dem auch von DUPUIS verwendeten Rollenprüfstand, auf die der ganze Schlepper aufgebaut werden kann, maß er die an Schulter und Kopf des Fahrers auftretenden Beschleunigungen. Die Antriebsdrehzahl der Rollen wurde dabei so gewählt, daß Resonanz eintrat. Auch auf diesem Prüfstand stand der Versuchsschlepper mit seinen Triebrädern auf zwei hintereinander liegenden, gemeinsam angetriebenen Rollen, ein Vergleich von zwei Schleppern mit unterschiedlich großen Triebrädern ist also auch hier nicht ohne weiteres möglich. Allerdings läßt sich bei diesem Prüfstand der Einfluß des Triebraddurchmessers auf die Radanhebung beim Überfahren der Hindernisse durch entsprechende Anpassung der Hindernishöhe ausgleichen, denn die Rollen sind kreisrund und zylindrisch. BJERNINGER wählte aber eine grundsätzlich andere Anordnung der Hindernisse auf den Prüfstandsrollen als

DUPUIS. Er brachte die Hindernisse auf beiden Rollen so an, daß die Triebräder des Schleppers alle vier Hindernisse gleichzeitig anlaufen und auch verlassen. Er erreichte damit wie HAACK einen eindeutigen Zusammenhang zwischen Hindernisweite, Fahrgeschwindigkeit und Anregungsfrequenz. Zu einer Bewertung kam BJERNINGER dadurch, daß er die mit dem Prüfsitz gemessene Beschleunigung zu der mit einem Normalsitz gemessenen ins Verhältnis setzte.

## 5. Wie kann nun die Prüfung des Sitzkomforts durchgeführt werden?

In einer technischen Prüfung von Ackerschleppern, deren Sinn es ist, Kenngrößen zu ermitteln, durch die verschiedene Maschinen untereinander vergleichbar gemacht werden können, wird man immer versuchen, diese Kenngrößen im Meßversuch zu bestimmen und nur solche Kenngrößen errechnen, die auf einfache Weise nicht meßbar sind, aber durch mathematische Beziehungen mit anderen meßbaren Kenngrößen verbunden sind, wobei nach Möglichkeit nur einfache Rechenhilfsmittel zugelassen sein sollten. Computer können heute noch nicht als einfache Rechenhilfsmittel in diesem Sinne angesehen werden. Man hat in der letzten Zeit häufig versucht, bei der Entwicklung neuer Fahrzeuge Rechenverfahren zur Bestimmung des Schwingungsverhaltens anzuwenden, um Zeit und Kosten für den Bau und die Erprobung ganzer Fahrzeuge mit all den bei der Entwicklung erforderlichen Variationen zu vermeiden und hat damit auch beachtliche Erfolge erzielt [56 . . . 58; 99 . . . 101], doch setzt dieses Verfahren voraus, daß für das zu berechnende Fahrzeug ein zutreffendes Schwingungsersatzsystem aufgestellt werden kann, und daß weiterhin alle in die Rechnung einzusetzenden Größen, insbesondere die Massen, Trägheitsmomente, Federungen und Dämpfungen aller Schwingungssysteme, bekannt sind.

Es dürfte einleuchtend sein, daß es bei technischen Prüfungen, die Abnahmeprüfungen gleichzustellen sind, und bei denen ein stellvertretendes Exemplar einer laufenden Serienproduktion vorgestellt wird, einfacher ist, die Schwingungseigenschaften im Meßversuch zu bestimmen als durch Rechnung zu ermitteln, wenn es gelingt, eine hierzu geeignete Meßeinrichtung zu schaffen.

Es dürfte ebenso einleuchtend sein, diesen Meßversuch unter den gleichen Bedingungen der Schwingungsanregung durchzuführen, wie sie von den zu prüfenden Ackerschleppern auch im praktischen Einsatz angetroffen werden. Man sollte also versuchen, zu Schwingungsbildern am Fahrersitz zu kommen, die möglichst vollkommen mit den auf natürlichen Fahrbahnen erzeugten übereinstimmen. Da man es in der Wirklichkeit auf der Fahrbahn immer mit einer regellosen Verteilung der Schwingungsanregungen und daraus folgend auch immer mit regellosen Schwingungen des Fahrzeugs und seines Sitzes zu tun hat, kommen alle diejenigen Untersuchungsverfahren, die sich einzelner oder auch periodischer Hindernisse bedienen, für Prüfzwecke nicht in Frage, da die von diesen Hindernissen erzeugten Fahrzeug- und Sitzschwingungen mit den auf wirklichen Fahrbahnen erzeugten nicht übereinstimmen und auch nicht dazu in irgendeine Beziehung gebracht werden können. Dagegen könnten Versuchsmethoden, die sich natürlicher Fahrbahnen bedienen, geeignet sein, zu Prüfverfahren entwickelt zu werden. Allerdings haben natürliche Fahrbahnen den Nachteil, daß sie nicht nur in ihrer Längsausdehnung wellig sind, auch in ihrer Querrichtung sind sie niemals gleichmäßig, so daß auf solchen Fahrbahnen nur dann vergleichbare Prüfergebnisse erhalten werden können, wenn besondere Sorgfalt aufgewendet und immer die gleiche Fahrspur benutzt wird. Außerdem haben aber natürliche Fahrbahnen noch den Nachteil, daß ihr Profil durch Benutzung und Witterungseinflüsse einem ständigen Wandel unterliegt, so daß über längere Zeiträume hinweg keine Vergleichbarkeit der Ergebnisse erwartet werden kann.

Es kommen also nur solche Prüfeinrichtungen in Frage, die diese Nachteile vermeiden. Daraus ergeben sich folgende Forderungen:

1. Die Schwingungsanregung durch die Prüfeinrichtung muß der von natürlichen Fahrbahnen gleich sein.
2. Die Schwingungsanregung muß von der Benutzung und von Witterungseinflüssen unabhängig sein.

Um die erste Bedingung erfüllen zu können, muß bekannt sein, welche Oberflächenformen oder Längsprofile die verschiedenen in der landwirtschaftlichen Praxis vorkommenden Fahrbahnen wie



Bild 7: Geodätische Feldwegvermessung mit Theodolit, Meßlatte und Maßband beim Schlepper-Prüffeld

Straßen, Feldwege und Äcker aufweisen. Dazu müssen eine ausreichend große Anzahl solcher Fahrbahnen vermessen werden. Hierzu gibt es mehrere Verfahren. Sowohl geodätische [101], als auch dynamisch-mechanische [102] oder photographische Verfahren [103] sind brauchbar. Wie sich bei einer Reihe von Wegvermessungen inzwischen erwiesen hat, ist das geodätische Verfahren der stufenweise fortschreitenden Aufnahme des Nivellements mit Theodolit, Meßlatte und Maßband das am einfachsten und sichersten zu handhabende Verfahren, wenn es sich wie im vorliegenden Fall darum handelt, die Schwingungsanregung von langsam fahrenden Fahrzeugen wie beispielsweise von Ackerschleppern zu bestimmen. Feldweg-Profilaufnahmen nach dieser Methode wurden in Deutschland von WENDEBORN am Institut für Schlepperforschung, Braunschweig-Völkenrode [61] und vom Schlepper-Prüffeld, Darmstadt, [104] gemacht (Bild 7). RIFAI hat dagegen ein photographisches Verfahren angewendet und ist damit zu vergleichbaren Ergebnissen gekommen [103]. Die so gewonnenen Unebenheitsfunktionen lassen sich, wie zu erwarten war, nach Güteklassen ordnen. Das Kriterium dafür ist das Power-Spektrum.

Der Begriff des Power-Spektrums wurde aus der amerikanischen Literatur entnommen, wo er sich in der Beschreibung von Verfahren zur Berechnung statistischer Mittelwerte findet, die dort auf Probleme am Flugzeug und in der Regelungstechnik angewendet wurden. Eine Beschreibung der Anwendung der Theorie des Power-Spektrums findet sich bei WALLS, HOUBOLT und PRESS, die Flugzeuglandebahnen damit untersucht haben [105], sowie bei PEVZNER und TIKHANOV, die Autostraßen verschiedener Qualitäten in Zentral-Rußland damit beschrieben haben [118]. MITSCHKE gelang es, hierauf aufbauend ein durch Messungen bestätigtes Rechenverfahren zur Analyse der Fahrzeugschwingungen aufzustellen [36].

Wenn eine Unebenheitsfunktion beliebiger Form

$$h = f(t) \quad (13)$$

gegeben ist, dann läßt sich diese bekanntlich mit Hilfe des FOURIERSchen Integrals

$$f(t) = \int_0^{\infty} A \sin(\omega t + \gamma) d\omega \quad (14)$$

in eine unendliche Zahl von Sinus- und Cosinus-Schwingungen zerlegen. Damit können Bewegungen am Fahrzeug für jeden beliebigen Augenblick berechnet werden, wenn die schwingungstechnischen Daten des Fahrzeuges, die Trägheitsmomente, Massen, Federungen und Dämpfungen bekannt sind und wenn eine elektronische Rechenmaschine zur Verfügung steht. Bei Prüfungen wird man aber, wie bereits ausgeführt, immer versuchen, mittels

Experiment und nicht durch Rechnung zum Ziel zu kommen. Dabei wird man bei Schwingungsvorgängen zweckmäßig keine zeitlichen Abläufe, sondern Mittelwerte bestimmen. Man muß deshalb auch von Mittelwerten bei der Betrachtung der Schwingungsanregung ausgehen. Der lineare Mittelwert der Unebenheitsfunktion um die Zeit ist nicht interessant, weil er nichts anderes als die Steigung der Fahrbahn angibt. Zur Bestimmung der Güte einer Fahrbahn ist deshalb lediglich der quadratische Mittelwert um die Zeit  $t_0$  kennzeichnend, denn dieser kann positive und negative Werte erfassen, da bei der Quadrierung die negativen Vorzeichen zu positiven umgewandelt werden.

Der quadratische Mittelwert hat die Formel

$$\bar{j}^2(t_0) = \frac{1}{2T'} \int_{t_0-T'}^{t_0+T'} |f(t)|^2 dt, \quad (15)$$

wenn das endliche Zeitintervall von  $-T'$  bis  $+T'$  betrachtet wird, oder allgemein für das unendlich lange Zeitintervall

$$\bar{j}^2 = \lim_{T' \rightarrow \infty} \frac{1}{2T'} \int_{-T'}^{+T'} |f(t)|^2 dt. \quad (16)$$

Diesen Ausdruck kann man umformen zu

$$\bar{j}^2 = \int_0^{\infty} \lim_{T'} \left| \frac{a(\omega)}{T'} \right|^2 d\omega. \quad (17)$$

Diesem Integranden hat man die Bezeichnung Power-Spektrum gegeben. Damit wird nun der quadratische Mittelwert der Unebenheitsfunktion, der ein Maßstab für die Güte der Fahrbahn ist, zu

$$\bar{j}^2 = \int_0^{\infty} p(\omega) d\omega. \quad (18)$$

Ist nun die Funktion  $f(t)$  periodisch oder enthält sie periodische Anteile, dann ist die Integration nach Gl. (18) schwierig, denn das Power-Spektrum enthält dann bei den in Frage kommenden Frequenzen Spitzen oder sogar Unendlichkeitsstellen. Enthält das Power-Spektrum dagegen keine Spitzen oder Unendlichkeitsstellen, dann hat die Oberfläche der betreffenden Fahrbahn eine gleichmäßig regellose Gestalt, oder, was dasselbe ist, die Schwingungsanregungen durch diese Fahrbahn sind gleichmäßig regellos. Bild 8 zeigt einen Ausschnitt aus der Profilaufnahme eines Feldweges im Raum Darmstadt von 72 m Länge. Das Power-Spektrum dieses Feldweges ist in Bild 9 wiedergegeben. Hier sind außerdem die Power-Spektren von zwei weiteren Feldwegen ebenfalls im Raum Darmstadt zum Vergleich mit eingezeichnet.

Keines dieser Power-Spektren zeigt eine Spitze oder Periodizität. Auch unter allen anderen vermessenen, hier nicht gezeigten Feldwegen und Straßen wurde keine Fahrbahn gefunden, deren Power-Spektrum bei irgend einer Frequenz eine Periodizität von wesentlicher Bedeutung aufweist. Damit wird die bisher noch unbestätigte Behauptung, daß man es bei Fahrt auf Feldwegen und Straßen

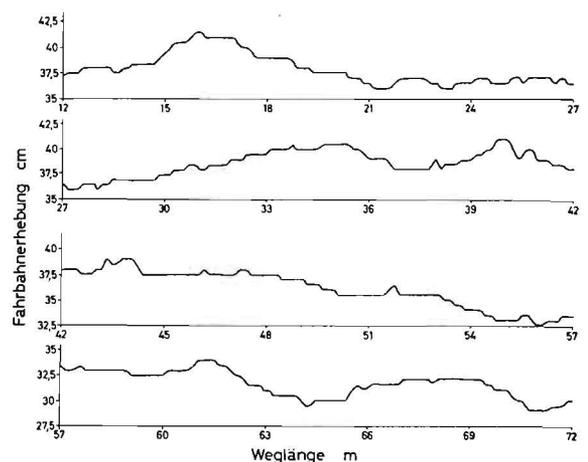


Bild 8: Ausschnitt aus dem Längsprofil eines Feldweges (Nr. 7) im Darmstädter Raum

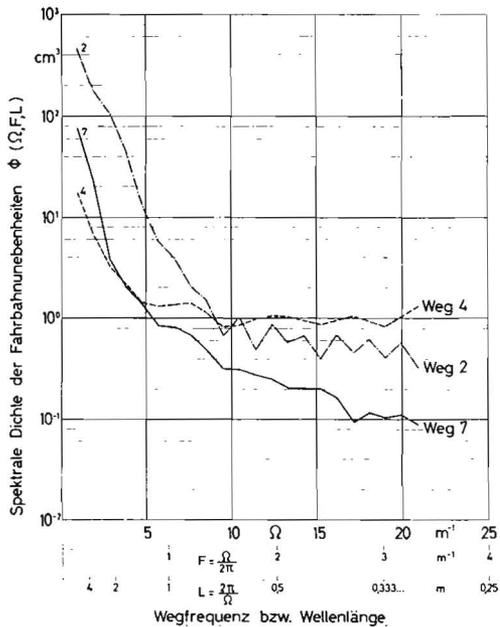


Bild 9: Power-Spektren von 3 Feldwegen aus dem Darmstädter Raum (Weg Nr. 7 siehe Bild 8)

immer mit gleichmäßig regellosen Schwingungsanregungen zu tun hat, bewiesen. Anders ist es bei der Fahrt auf Äckern. Hier wurden Periodizitäten mit diesen Frequenzen entsprechenden Spitzen in den Power-Spektren dann gefunden, wenn die Äcker abgeerntet, aber vorher mit Reihenkulturen bestellt waren, oder wenn eine vorhergegangene Bodenbearbeitung zu Wellen konstanter Länge geführt hatte und wenn die Vermessungsrichtung in einem Winkel zu diesen Reihen oder Wellen gelegt wurde, so daß diese geschnitten wurden. Nachdem inzwischen eine ausreichend große Anzahl von Feldwegen vermessen worden ist, für die ausnahmslos die Power-Spektren errechnet wurden, ist ein genügender Einblick in die Oberflächengestalt der Feldwege gegeben. Es ist daher jetzt möglich, ein Power-Spektrum auszuwählen und einer Prüfeinrichtung als Programm zugrunde zu legen.

Als Prüfeinrichtung können Prüfstände oder Prüfbahnen in Frage kommen.

Prüfstände der bisher üblichen Bauarten als Schwingtische mit mechanischem Antrieb oder als Rollenprüfstände mit auf den Rollen aufgebrauchten Hindernissen haben alle den Nachteil, daß bei Schwingtischen nur je eine diskrete Amplitude und Frequenz, bei Rollenprüfständen üblicher Größe höchstens zwei oder drei diskrete Amplituden und Frequenzen aufgebracht werden können. Durch Änderung der Antriebsgeschwindigkeit können die Frequenzen stufenlos durchfahren werden; eine Mischung der Frequenzen nach natürlichen Kollektiven ist dagegen unmöglich. Eine wirkliche Fahrbahn wird also nicht nachgebildet. Außerdem entspricht die Kopplung zwischen translatorischen und rotatorischen Schwingmassen nicht den gegebenen Verhältnissen in der Praxis. Die translatorischen Bewegungen werden darüber hinaus je nach Bauart des Prüfstandes gar nicht oder falsch erzeugt. In der Darstellung des Power-Spektrums heißt dies, daß nur ein Linienspektrum und kein kontinuierliches Spektrum erzeugt werden kann. Damit muß die Erwägung solcher Prüfstände für Prüfungszwecke außer Betracht bleiben (Bild 10).

Ein Rollenprüfstand wäre lediglich nur in dem Fall denkbar, daß es gelingen könnte, den Umfang der Trommeln so groß zu machen, daß ein vollständiges Programm für die Schwingungsanregung darauf unterzubringen wäre. Aus konstruktiven Gründen könnten dann aber nicht mehr zwei oder sogar drei Rollen verwendet werden, wie bislang bei DUPUIS [14] und BJERNINGER [96] geschehen, sondern nur noch eine, weil die Rollengröße bei einem Mehr-Rollen-Prüfstand durch den Radstand der zu prüfenden Schlepper nach oben begrenzt ist. Aber auch ein Stand mit nur einer Rolle läßt sich vernünftigerweise nicht oder doch nur mit einem untragbaren Aufwand bauen, wie sich später bei der Entwicklung des Programms für die Schwingungsanregung von selbst ergibt. Die Trommel müßte einen Durchmesser von mindestens 30 m haben.

An die Stelle eines Ein-Rollen-Prüfstandes könnte auch ein Prüfstand mit umlaufendem endlosem Band treten, wie er zur Zeit als „Treadmill“ nach TAYLOR und WILLIAMS [106] beim NIAE in Silsoe, England, für die Dauererprobung von Ackerschleppern verwendet wird. Ein ähnlicher Prüfstand war nach KNEIPKAMP [107] schon vor dem Krieg bei der Kraftfahrversuchsstelle des HWA in Kummerdorf zur Entwicklung und Erprobung von Gleiskettenfahrzeugen in Betrieb. Bei diesem wurden zur Untersuchung der Federungseigenschaften solcher Gleiskettenfahrzeuge während des Versuchslaufes Einzelhindernisse in das umlaufende Band ein- und auch wieder ausgeschleust. Leider ist hierüber aus den damaligen Geheimhaltungsgründen nichts Näheres veröffentlicht worden. Eine solche Einschleusevorrichtung müßte erst wieder neu entwickelt werden und so beschaffen sein, daß damit die Hindernisse nach einem vorzugebenden Programm aufgebracht werden. Solche Prüfstände bieten gegenüber Rollenprüfständen keine grundsätzlichen Vorteile, sondern nur Nachteile, wie zum Beispiel einen erheblich größeren Kostenaufwand und die größere Reparaturanfälligkeit des umlaufenden Bandes.

In neuerer Zeit sind Maschinen bekannt geworden, die mit hydraulischem Antrieb als Pulsatoren arbeiten [108]. Maschinen dieser Bauart, von denen schon eine Anzahl in den Entwicklungsabteilungen bedeutender Automobilhersteller auch in Deutschland zufriedenstellend arbeitet, könnten als Prüfeinrichtung für den Fahrkomfort in Frage kommen, zumal sie mit einer unbegrenzten Anzahl von Programmen zur Schwingungsanregung betrieben werden können. Sie sind aber wegen der erforderlichen Größe so teuer, daß eine Anwendung im vorliegenden Fall vorläufig nicht erwogen werden kann.

Es bleibt daher nur die Möglichkeit, eine besondere Prüfbahn zu bauen, die zweckmäßigerweise in Beton ausgeführt wird, damit die zweite Forderung nach Beständigkeit unter Benutzungs- und Witterungseinflüssen erfüllt wird.

Eine Prüfbahn kann auf verschiedene Weise gebaut werden, entweder

- A. als getreue Kopie eines wirklich vorhandenen Feldweges oder
- B. als eine Bahn, deren Oberfläche als Stufenfunktion ausgebildet ist, die im interessierenden Wellenlängenbereich statistisch den wirklichen Verhältnissen entspricht.

Im Falle (A) brauchte nur nach Ortsbesichtigung ein Feldweg ausgesucht und zur Prüfstrecke erklärt zu werden. Er müßte dann beim zuständigen Prüfinstitut in Beton gegossen werden. Abgesehen davon, daß es schwierig ist, die Unebenheiten einer solchen Bahn exakt nachzubilden und daß man sich ferner beim Bau einer solchen Prüfbahn auf Jahre hinaus festlegt, weil sie nicht variabel ist und damit der fortschreitenden Wegebautechnik nicht folgen und geänderten Verhältnissen nicht angepaßt werden kann, hat

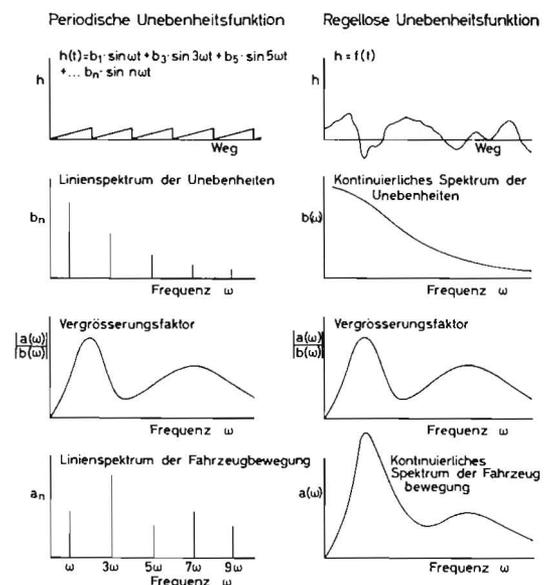


Bild 10: Linienspektrum und kontinuierliches Spektrum der Fahrbahnebenheiten und der Amplituden der Fahrzeugbewegung (Schema)

eine solche Bahn den weiteren schwerwiegenden Nachteil, daß sie nicht an mehreren Prüfinstituten mit vollkommen gleichem Profil gebaut werden kann. Da die Unebenheitsfunktion eines natürlichen Feldweges nicht durch eine genügend einfache mathematische Formel beschrieben werden kann, werden an verschiedenen Prüfinstituten angelegte Bahnen zwangsläufig verschiedene Oberflächengestalt haben. Die Vergleichbarkeit von Prüfungsergebnissen wird damit zweifelhaft, wenn nicht sogar in Frage gestellt.

Es ist deshalb zweckmäßig, die andere Möglichkeit zu wählen und die Oberfläche der Prüfbahn als Stufenfunktion auszubilden, die zwar auch nicht durch eine mathematische Gleichung  $h = f(x)$  dargestellt, wohl aber durch eine Zahlentafel so eindeutig beschrieben werden kann, daß der übereinstimmende Bau an mehreren Orten ohne weiteres möglich ist. Hierzu bieten sich nun wieder zwei Möglichkeiten, entweder

1. als Lattenstraße mit gleich hohen Hindernissen, aber verschiedenen Hindernislängen und -abständen in Poissonscher Verteilung, oder
2. als idealisierte Kopie eines vorhandenen Feldweges mit unterschiedlichen Hindernishöhen, -längen und -abständen.

Wählt man die erste Möglichkeit, so ergibt sich als Vorteil, daß für die Poissonsche Verteilung das Power-Spektrum als mathematische Formel bekannt ist. Eine Prüfbahn, deren Hindernislängen dieser Verteilung entsprechen, kann also exakt beschrieben werden. Sind die einzelnen Stufen einer Lattenstraße  $L_i$  m lang und ist die Fahrgeschwindigkeit  $v$  m/s, dann ist die Überfahrzeit für die einzelne Stufe

$$T_i = \frac{L_i}{v} \text{ s,} \quad (19)$$

die mittlere Überfahrzeit ist

$$\bar{T} = \frac{\bar{L}}{v} \text{ s,} \quad (20)$$

oder als Kreisfrequenz ausgedrückt

$$v = \frac{2\pi}{\bar{T}} = 2\pi \frac{v}{L} \cdot \quad (21)$$

Verteilen sich die Stufenlängen nach einer Poissonschen Verteilung

$$W(T) = \frac{1}{\bar{T}} e^{-\frac{T}{\bar{T}}}, \quad (22)$$

dann ist das Power-Spektrum der Lattenstraße

$$p(\omega) = \frac{H^2}{1 + \pi^2 \left(\frac{\omega}{v}\right)^2}. \quad (23)$$

Eine Prüfbahn dieser Oberflächengestalt ist aber leider unanschaulich, nicht so sehr weil eine Stufenfunktion vorliegt, sondern weil diese Form in der landwirtschaftlichen Praxis kaum vorkommt. In Wirklichkeit sind die langen Unebenheiten meist höher als die kürzeren, und den langen Wellen sind die kurzen meist überlagert. Auch entspricht hierbei die Mischung der Frequenzen nicht deren natürlicher Mischung.

Deshalb wurde beim Schlepper-Prüffeld Darmstadt die zweite Möglichkeit gewählt und die Prüfbahn als idealisierte Kopie eines vorhandenen Feldweges geplant.

## 6. Die Entwicklung der Stufenfunktion als Programm für die Schwingungsanregung der geplanten Prüfbahn

Das Profil der zur Verwandlung in eine Prüfbahn vorgesehenen Fahrbahn, deren Power-Spektrum bekannt ist, wird aufgezeichnet (Bild 11, oben). Die sehr langen Unebenheiten, die den Schlepper weit unterkritisch erregen, werden durch einen gleitenden Mittelwert eliminiert, der nach der Formel

$$g(x) = \frac{x + \frac{D}{2}}{x - \frac{D}{2}} \int f(x) dx \quad (24)$$

berechnet wird, worin  $D$  die Strecke ist, über die dieser Mittelwert gebildet wird, und die sich nach der kleinsten Frequenz richtet, die gerade noch berücksichtigt werden soll. Als Unebenheiten werden dann die Abweichungen von diesem Mittelwert betrachtet, wie sie

in Bild 11 in der zweiten Reihe aufgezeichnet sind. Diese neue Fahrbahn wird jetzt durch Umzeichnung nach Augenmaß in eine Stufenfunktion verwandelt (Bild 11, dritte und vierte Reihe). Da diese Umwandlung nicht ohne Auswirkung auf das Power-Spektrum bleiben kann, muß dies für die mehr oder weniger nach Gutdünken aufgestellte Stufenfunktion errechnet und mit dem Power-Spektrum der Ausgangsbahn verglichen werden. Gegebenenfalls muß diese Umwandlung mehrfach, am besten von mehreren Personen gleichzeitig aber unabhängig voneinander, durchgeführt werden.

Im vorliegenden Fall wurde die Umwandlung von zwei Personen nach folgenden Gesichtspunkten vorgenommen:

1. Die eine Person sollte mit Rücksicht auf die Baukosten der Prüfbahn den Originalweg so in eine Stufenfunktion umwandeln, daß das Volumen der auf einen ebenen Unterbau aufzubringenden Hindernisse möglichst klein war (Bild 11, dritte Reihe).
2. Die andere Person dagegen sollte ohne Rücksicht auf die Kosten die Hindernisbahn so gut wie möglich dem Originalfeldweg anpassen (Bild 11, vierte Reihe).

Beide sollten die vorzusehenden Hindernishöhen nach einer arithmetischen Reihe ordnen, und zwar von Zentimeter zu Zentimeter. Zwischenhöhen sollten nicht vorgesehen werden, um die anzufertigenden Hindernisse in der Höhe nicht mannigfaltiger werden zu lassen als irgend nötig. Außerdem sollte rechteckiger Querschnitt vorgesehen werden und die Unebenheitshöhen gleich denen des Originalfeldweges sein.

Über den Erfolg dieser Umwandlungen geben die Bilder 12 und 13 Aufschluß. In beiden ist zunächst das Power-Spektrum der Originalfahrbahn aus Bild 11, erste Reihe, im Streubereich aller bislang vermessenen Feldwege dargestellt und im Vergleich dazu jeweils dasjenige der aus dieser Originalfahrbahn entwickelten Stufenfunktion, und zwar in Bild 12 für Fall 1 und in Bild 13 für Fall 2. Es ergibt sich in beiden Fällen, daß bei den kleinen Frequenzen kein nennenswerter Unterschied in den Power-Spektren der Original- und der Ersatzfahrbahn festzustellen ist. Bei höheren Frequenzen jedoch liegt die Intensität der Ersatzfahrbahn höher, doch bleibt das Power-Spektrum vollständig im Streubereich. Werden die Unebenheitshöhen der Ersatzbahn in einem bestimmten Maßstab verringert, dann verringert sich auch die Intensität der Ersatzfahrbahn. Es hat sich gezeigt, daß man durch Wahl eines geeigneten Faktors das Power-Spektrum der Ersatzfahrbahn weitgehend in das der Originalfahrbahn überführen kann. In beiden Bildern ist als dritter Linienzug das Power-Spektrum der korrigierten Ersatzfahrbahn dargestellt, das durch Multiplikation der Amplitude der Stufenfunktion mit einem Faktor erhalten wurde.

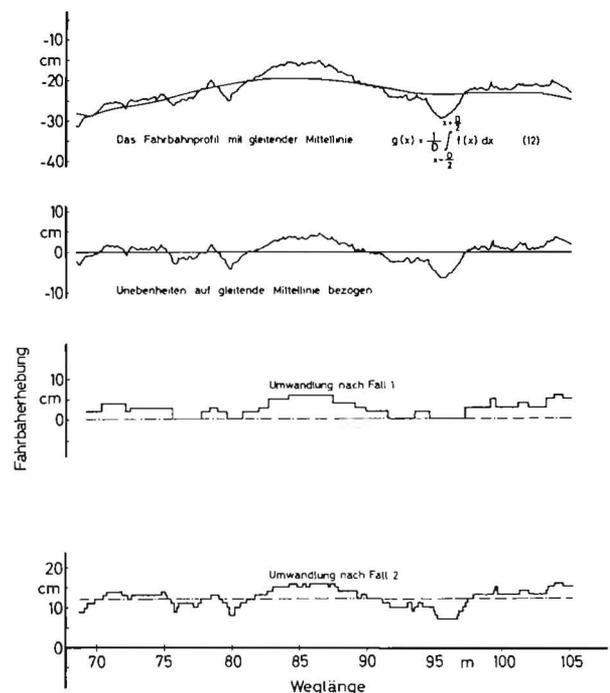


Bild 11: Entwicklung der Stufenfunktion der Prüfbahn aus einem natürlichen Feldweg

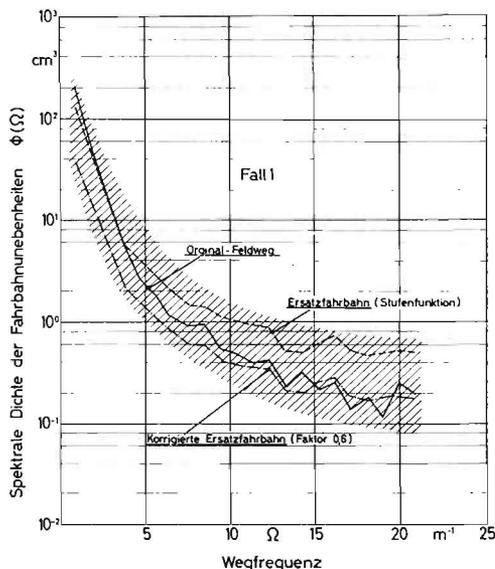


Bild 12: Power-Spektrum der Ersatzfahrbahn und der mit dem Faktor 0,6 korrigierten Ersatzfahrbahn, verglichen mit dem des Original-Feldweges (Umwandlung nach Fall 1)

In Bild 12 ist der Faktor 0,6, in Bild 13 dagegen 0,8. Außerdem zeigt sich, daß, im Vergleich zu der Umwandlung nach Fall 1, das Power-Spektrum der korrigierten Ersatzfahrbahn aus der Umwandlung nach Fall 2 mit möglichst guter Anpassung an die Originalfahrbahn einen wesentlich ausgeglicheneren Verlauf hat und sich besser dem des Originalfeldweges anschmiegt. Daher wird dieser Umwandlung der Vorzug gegeben und der zum Bau vorgeschlagenen Prüfbahn zugrunde gelegt.

### 7. Prüfung der statistischen Gesetzmäßigkeiten der Prüfbahn

Es ist selbstverständlich, daß die Prüfbahn, die im vorhergehenden Abschnitt entwickelt worden ist, ausreichende statistische Sicherheit bieten muß. Die statistische Sicherheit, eine typische Fahrbahn nachgebildet zu haben, und zwar sowohl nach der Verteilung der Frequenzen als auch der Unebenheiten, steigt aber mit der Vielzahl der Ereignisse, also mit der Fahrbahnlänge. In diesem Sinne gilt bei einer Prüfbahn die wirkliche gesamte Länge, während bei einem Rollenprüfstand nur der Rollenumfang hierfür in Betracht gezogen werden kann. Einerseits sollte also eine Prüfbahn für die Fahrkomfortmessungen so lang wie nur möglich sein, aber nicht länger als für ausreichende statistische Sicherheit erforderlich, andererseits werden ihrer Länge durch den zur Verfügung stehenden Platz und auch aus Kostengründen eine Grenze gesetzt. Das für den Bau der Bahn vorgesehene Gelände gestattet eine Prüfbahnlänge von 112,5 m. Diese Länge läßt sich noch mit einem tragbaren finanziellen Aufwand herstellen und reicht auch aus, um eine genügend lange Meßzeit zu erzielen. Selbst wenn die zur Zeit noch geltende Höchstgeschwindigkeit von Ackerschleppern (20 km/h) als Prüfungsgeschwindigkeit zugrunde gelegt wird, ergibt sich eine Überfahrzeit von 20 s. Das ist vollkommen ausreichend, um eine einwandfreie Mittelwertbildung zu erzielen.

Es bleibt zu prüfen, ob die Bahn bei dieser vorgesehenen Länge statistischen Gesetzen genügt. Dazu wurden in Bild 14 die Summenhäufigkeiten der Fahrbahnebenheiten sowohl des Original-Feldweges als auch der Prüfbahn im Wahrscheinlichkeitsnetz aufgetragen. Wie das Bild zeigt, läßt sich der Polygonzug für die Summenhäufigkeiten mit guter Genauigkeit durch eine Gerade ersetzen. Demnach entspricht also die Verteilung der Fahrbahnebenheiten einer GAUSSSchen Normalverteilung. Eine nähere Untersuchung der Verteilung der Frequenzen erübrigt sich, da Bild 13 bereits gezeigt hat, daß das Power-Spektrum der Prüfbahn entsprechend dem des Original-Feldweges keine Spitzen oder sogar Unendlichkeitsstellen aufweist. Demnach liegt auch für die Prüfbahn eine gleichmäßig regellose Verteilung der Frequenzen vor.

Hiermit ist bewiesen, daß es möglich ist, auf der verhältnismäßig kurzen Strecke von wenig mehr als 100 m eine Prüfbahn zu bauen,

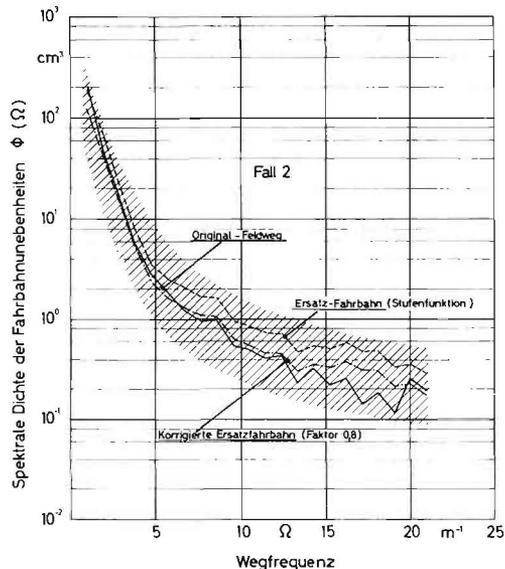


Bild 13: Power-Spektrum der Ersatzfahrbahn und der mit dem Faktor 0,8 korrigierten Ersatzfahrbahn, verglichen mit dem des Original-Feldweges (Umwandlung nach Fall 2)

deren Frequenz- und Unebenheitsverteilung statistischen Gesetzen gehorcht. Die Prüfbahn ist daher in der vorgeschlagenen Form lang genug.

### 8. Auswertung der bei Fahrt über die beschriebene Prüfbahn erzeugten Fahrzeugschwingungen

Fährt man mit einem Schlepper über diese Prüfbahn, deren Erhebungen einer GAUSSSchen Normalverteilung entsprechen und deren Frequenzspektrum gleichmäßig regellos, also kontinuierlich und kein Linienspektrum ist, dann werden an dem Schlepper Schwingungen erzeugt, deren Amplituden des Schwingweges  $a(\omega)$  zu den Amplituden der Unebenheiten der Prüfbahn  $b(\omega)$  in einem bestimmten Zusammenhang stehen.

Bildet man das Verhältnis dieser Schwingwegamplituden, dann erhält man den sogenannten Vergrößerungsfaktor

$$\left| \frac{a(\omega)}{b(\omega)} \right| = \frac{a(\omega)}{b(\Omega)} \cdot v. \quad (25)$$

Dies besagt, daß das Amplitudenspektrum des Meßwertverlaufes durch die Fahrgeschwindigkeit bei der Prüfung, durch das Amplitudenspektrum der Fahrbahnebenheiten sowie durch den absoluten Betrag des Quotienten  $|a(\omega)/b(\omega)|$ , oben den Vergrößerungsfaktor, bestimmt wird.

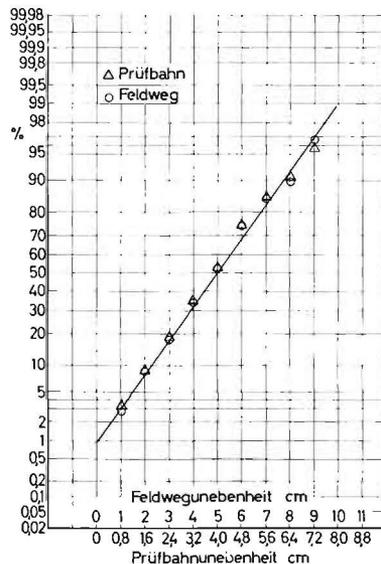


Bild 14: Summenhäufigkeit der Unebenheiten der zum Bau vorgeschlagenen Prüfbahn, verglichen mit der der Unebenheiten des Original-Feldweges

Führt man nun anstelle des Amplitudenspektrums der Fahrbahnunebenheiten deren spektrale Dichte ein, dann kann man Gl. (18) umwandeln in

$$\bar{f}^2 = \int_0^{\infty} \left| \frac{a(\omega)}{b(\omega)} \right|^2 \cdot p(\omega) d\omega. \quad (26)$$

Diese Gleichung gilt jetzt für die Schwingbewegung des Fahrzeuges. Daraus ist zu erkennen, daß sich am Fahrzeug keine gleichmäßig regellose Schwingbewegung einstellt, da der Vergrößerungsfaktor von den konstruktiven Merkmalen, den Massen, Federungen und Dämpfungen des Fahrzeuges abhängt. Betrachtet man das System Schlepper mit Sitz und Fahrer vereinfacht als Zweimassensystem, wie HAACK [2] und COENENBERG [109, 110] dies getan haben, dann hat der Vergrößerungsfaktor als Funktion der Frequenz zwei Maxima, und zwar bei der Rad-Rumpf-Eigenfrequenz und bei der Sitz-Fahrer-Eigenfrequenz. Die charakteristischen Eigenfrequenzen des zu prüfenden Schleppers werden also in einem bei der Meßfahrt aufgenommenen Schwingungsdiagramm deutlich hervortreten und ablesbar sein.

Mit Gl. (26) ist nun die Möglichkeit der Beurteilung des Fahrkomforts gegeben, da diese nicht allein für die Amplituden der Schwingwege, sondern aller Schwingungsgrößen gilt, denn diese sind auseinander durch Differentiation beziehungsweise Integration ableitbar.

Wählt man, wie heute allgemein anerkannt, die Beschleunigung als diejenige Meßgröße, die den Maßstab zur Beurteilung des Fahrkomforts des zu prüfenden Schleppers liefert, braucht man nur die am Schleppersitz oder einem anderen geeigneten Bauteil des Schleppers gewonnenen Meßwerte für die Beschleunigung einen geeigneten Klassiergerät zuzuführen und aus den damit gewonnenen Zahlen mit Hilfe der allgemein bekannten Formeln den Mittelwert

$$\bar{b} = \frac{\sum_1^r f_k \cdot \bar{b}_k^2}{n} \quad (27)$$

sowie die mittlere quadratische Abweichung oder Varianz

$$a^2 = \frac{\sum_1^r (\bar{b} - \bar{b}_k)^2 \cdot f_k}{n} \quad (28)$$

zu berechnen, worin

$\bar{b}$  = der Mittelwert der Beschleunigung,  
 $\bar{b}_k$  = der Klassenmittelwert der Beschleunigung,  
 $f_k$  = die Klassenhäufigkeit,  
 $r$  = die Zahl der Klassen und  
 $n$  = die Gesamtzahl der Meßwerte  
 bedeuten.

Da die am Schlepper auftretende Schwingbeschleunigung in der Regel um den Zentralwert 1 g gleichmäßig verteilt schwanken wird, ist der Mittelwert zur Beurteilung der Schwingbeschleunigung ungeeignet, so wie dies schon bei der Beurteilung der Fahrbahngüte angegeben wurde. So wie dort gilt auch hier der quadratische Mittelwert als Maßstab, der in diesem Fall gleich der Varianz oder der mittleren quadratischen Abweichung vom Zentralwert 1 g wird. Streng genommen, müßte eine Frequenzanalyse vorgenommen werden oder mindestens ein Klassiergerät verwendet werden, das zweiparametrische Auswertung gestattet wie von BOBBERT und WINKELHOLZ [111, 112] und von KAHRs [113] vorgeschlagen. Leider sind aber Frequenzanalysen nur mit einem sehr großen apparativen Aufwand auszuführen [102], und Klassiergeräte mit zweiparametrischer Auswertung sind noch nicht auf dem Markt. Andererseits besteht aber vorläufig noch kein allgemein anerkanntes Bewertungsverfahren für regellose Schwingungen, das Frequenzen berücksichtigt, denn die VDI-Richtlinie 2057 ist nicht anwendbar. Es muß daher vorläufig genügen, lediglich den Meßwert selbst zu klassieren und daraus den Effektivwert zu errechnen. Über ein bei der Messung mitgeschriebenes Diagramm ist es möglich, einen so weitgehenden Einblick in das Frequenzspektrum zu erhalten, daß die Eigenfrequenzen erkannt werden können.

Welches der in der Literatur beschriebenen Klassierverfahren als das bestgeeignete anzuwenden ist, kann noch nicht entschieden werden. Hierzu sind noch eingehende Untersuchungen erforder-

lich. Allerdings kommt das Stichprobenverfahren in seiner einfachen Form, wie es DUPUIS angewendet [17, 18] und beschrieben hat [16, 114], nicht in Frage, da mit den hierfür verfügbaren Instrumenten die Abfrageintervalle zu lang sind. Die Abfragefrequenz von 10 Hz, die DUPUIS benutzt hat, ist zu gering. Die für dieses Klassierverfahren zu stellende Bedingung, daß

$$\tau \ll T < \frac{2}{f_{\max}} \quad (29)$$

sein muß, wird nicht erfüllt.

Es bedeuten:

$\tau$  = die Dauer der Probenahme,  
 $T$  = die Periodendauer der Probenfolge und  
 $f_{\max}$  = die größte vorkommende Frequenz.

$\tau$  und  $T$  können nur mit großem Aufwand klein genug gehalten werden. Voraussichtlich wird es richtig sein, eines der in der Literatur beschriebenen Spitzenwertverfahren oder das Klassendurchgangsverfahren anzuwenden [112, 113, 115 . . . 117]. Nach HORSTMANN sind, solange es sich um GAUSSsche Vorgänge handelt, die meisten Methoden in ihrer Bedeutung gleichzusetzen, lediglich die Zeitauswertung hat für sich keine Beziehung zu der für die Beanspruchung richtigen Anzahl der Belastungen [117].

### Zusammenfassung

Das Schlepper-Prüffeld, dessen Aufgabe es ist, technische Prüfungen von Ackerschleppern durchzuführen, steht vor der Notwendigkeit, im Rahmen dieser Prüfungen auch Untersuchungen über den Fahrkomfort dieser Fahrzeuge einzuführen. Da der Begriff des Fahrkomforts sehr komplex ist, muß er in Teilbegriffe aufgelöst werden. Einer davon ist die Übertragbarkeit von Fahrzeugschwingungen über den Sitz auf den Schlepperfahrer, die von Fahrbahnunebenheiten herrühren.

So wie auch sonst im Ablauf der Prüfung objektive Meßverfahren angewendet werden, die jederzeit reproduzierbare und von Schlepper zu Schlepper vergleichbare Ergebnisse liefern, muß auch für die Untersuchung des Schwingverhaltens der Ackerschlepper ein objektives Meßverfahren eingeführt werden. Dieses Verfahren sollte allgemein anerkannt und bei den ausländischen Prüfungsanstalten vornehmlich des OECD-Bereiches und gegebenenfalls auch später im Rahmen der ISO angewendet werden können. Dann wäre gewährleistet, daß von Prüfstation zu Prüfstation vergleichbare Werte zur Verfügung stehen.

In der vorliegenden Arbeit wird ein kurzer Überblick über die in Deutschland und in den USA geleistete Forschungsarbeit gegeben, die zur VDI-Richtlinie 2057 und den Ride and Vibration Data geführt hat. Ausführlich wird geschildert, welche Verfahren von den verschiedenen Autoren im In- und Ausland bisher zur Untersuchung von Fahrzeugsitzen angewendet wurden. Bei kritischer Betrachtung aller Verfahren ergibt sich, daß eine Prüfung des Sitzkomforts von Ackerschleppern nur mit Nachahmung der in der Wirklichkeit auf landwirtschaftlichen Fahrbahnen, insbesondere auf Feldwegen, auftretenden Schwingungsanregungen durchgeführt werden sollte.

Geprüft werden kann entweder auf einem Prüfstand oder auf einer Prüfbahn. Von allen bisher bekanntgewordenen Prüfständen erfüllt nur die in letzter Zeit beschriebene Hydropulsmaschine die zu stellende Forderung nach einem gleichmäßig regellosen, kontinuierlichen Spektrum und GAUSSscher Verteilung der Amplituden der Schwingungsanregung. Alle anderen bisher angewendeten Prüfstände erfüllen diese Forderung nicht. Ein solcher Prüfstand ist aber nur in der Forschung und Entwicklung voll einsetzbar. Seine Möglichkeiten können im Prüfungsbetrieb gar nicht ausgeschöpft werden. Außerdem ist er so teuer, daß beim Schlepper-Prüffeld diese Möglichkeit entfallen muß.

Bei der Entwicklung des auf der Prüfbahn anzuordnenden Unebenheitsprogramms wurde von natürlichen Feldwegen ausgegangen, von denen eine größere Anzahl geodätisch vermessen wurde und deren Power-Spektren oder spektrale Dichte der Fahrbahnunebenheiten errechnet wurde. Aus den vermessenen Feldwegen wurde einer willkürlich ausgewählt, dessen Power-Spektrum gut im Streubereich der anderen liegt, und der deshalb als repräsentativ angesehen werden kann. Dieser wurde in eine Stufenfunktion umgewandelt. Die Gesichtspunkte, die dabei

maßgeblich waren, und das Verfahren werden ausführlich geschildert. Nach Kontrolle und Vergleich des Power-Spektrums dieser vorläufigen Ersatzfahrbahn mit dem des Originalfeldweges und nach Korrektur kann die nunmehr endgültige Ersatzfahrbahn als Prüfbahn in einer Zahlentafel beschrieben werden. Damit ist jederzeit der identische Nachbau dieser Prüfbahn an anderen Prüfstationen gegeben. Die statistische Sicherheit dieser Bahn wird geprüft und bestätigt.

Weiterhin wird in der vorliegenden Arbeit noch auf die Auswertung der bei den Prüffahrten auf dieser Bahn gewonnenen Meßwerte eingegangen, wobei darauf hingewiesen wird, daß noch Untersuchungen über das hierfür bestgeeignete Klassierverfahren zur statistischen Auswertung angestellt werden müssen.

## Schrifttum

- [1] Prüfregeln für Ackerschlepper. Landtechnik 5 (1950), S. 759—762
- [2] HAACK, M.: Über die günstige Gestaltung der Schleppersitzfederung bei luftbereiften Ackerschleppern mit starrer Hinterachse. Landtechnische Forschung 3 (1953), S. 1—13
- [3] REIHER, H. und F. J. MEISTER: Die Empfindlichkeit des Menschen gegen Erschütterungen. Forschung auf dem Gebiet des Ingenieur-Wesens 2 (1931), S. 381—384
- [4] MEISTER, F. J.: Die Empfindlichkeit des Menschen gegen Erschütterungen. Forschung auf dem Gebiet des Ingenieur-Wesens 6 (1935), S. 116ff.
- [5] MEISTER, F. J.: Die physiologische Wertung von Erschütterungsmessungen. Akustische Zeitschrift 2 (1937), S. 1—10
- [6] ZELLER, W.: Die Wirkung von mechanischen Bewegungen auf den menschlichen Organismus. Dissertation, Braunschweig 1932
- [7] ZELLER, W.: Vorschlag für ein Maß der Schwingungsstärke. ZVDI (1933), S. 323
- [8] v. BÉKÉSY, G.: Die Vibrationsempfindung. Akustische Zeitschrift 4 (1939), S. 316—334
- [9] v. BÉKÉSY, G.: Über die Empfindlichkeit des stehenden und sitzenden Menschen gegen sinusförmige Erschütterungen. Akustische Zeitschrift 4 (1939), S. 360—369
- [10] JACKLIN, H. M. and G. J. LIDDELL: Riding Comfort Analysis. Engineering Bulletin, Res. Ser. 44. Purdue University Lafayette, May 1933
- [11] JACKLIN, H. M.: Human Reactions to Vibrations. Journal of the Society of Automotive Engineers 39 (1936), S. 401—407
- [12] HAACK, M.: Über die Beanspruchung des Menschen durch Erschütterungen auf Schleppern und Landmaschinen. In: Grundlagen der Landtechnik Heft 4. Düsseldorf 1953, S. 110—115
- [13] DUPUIS, H.: Menschliche Beanspruchung bei der Bedienung von Kraftfahrzeugen. ATZ 58 (1956), S. 181—191
- [14] DUPUIS, H.: Schwingungsuntersuchungen bei Schleppern auf einem Rollenprüfstand. Landtechnische Forschung 10 (1960), S. 145—156
- [15] DUPUIS, H.: Meß- und Bewertungsverfahren für die menschliche Belastung bei Arbeiten mit Einachsenschleppern. Landtechnische Forschung 12 (1962), S. 93—98
- [16] DUPUIS, H.: Bewertung der Schwingbeanspruchung bei Fahrern von Ackerschleppern und Landmaschinen im praktischen Einsatz. Landtechnische Forschung 14 (1964), S. 145—149
- [17] DUPUIS, H. und H. A. BROICHER: Schwingungsuntersuchungen mit elektronischer Klassierung bei praktischen Fahrversuchen. Landtechnische Forschung 12 (1962), S. 40—43
- [18] DUPUIS, H. und H. A. BROICHER: Elektronisch-statistische Meßmethode zur quantitativen Bewertung von Fahrzeugerschütterungen. ATZ 64 (1962), S. 78—81
- [19] DUPUIS, H., R. PREUSCHEN und B. SCHULTE: Zweckmäßige Gestaltung des Schlepperführerstandes. Landarbeit und Technik Heft 20. Bad Kreuznach 1955
- [20] DUPUIS, H.: Arbeitsphysiologische Richtlinien für den Arbeitsplatz „Führen eines Kraftfahrzeuges“. Arbeitswissenschaft 1 (1962), S. 67—68
- [21] DUPUIS, H.: Arbeitsphysiologische Richtlinien für den Arbeitsplatz „Steuern einer selbstfahrenden Arbeitsmaschine im Sitzen und Stehen“. Arbeitswissenschaft 2 (1963), S. 39—40
- [22] UZ, E.: Auf den Fahrer einwirkende Vertikalschwingungen bei Schleppern und Landmaschinen, elektronische Beschleunigungsmessungen mit statistischer Auswertung bei praktischen Fahrversuchen. Dissertation, Justus-Liebig-Universität Gießen 1964
- [23] BROICHER, H. A.: Mensch unter Schwingungseinfluß. Arbeitswissenschaft 1 (1962), S. 47—50
- [24] DIECKMANN, D.: Einfluß vertikaler mechanischer Schwingungen auf den Menschen. Internationale Zeitschrift angewandter Physiologie 16 (1957), S. 519—564
- [25] DIECKMANN, D.: Einfluß horizontaler mechanischer Schwingungen auf den Menschen. Internationale Zeitschrift angewandter Physiologie 17 (1958), S. 83—100
- [26] DIECKMANN, D.: Mechanische Modelle für den vertikal schwingenden menschlichen Körper. Internationale Zeitschrift angewandter Physiologie 17 (1958), S. 67—82
- [27] DIECKMANN, D.: Ein schwingungsmechanisches Modell für das schwingungserregte Hand-Arm-System des Menschen. ZVDI 101 (1959), S. 23—26
- [28] DIECKMANN, D.: Die Wirkung mechanischer Schwingungen in Kraftfahrzeugen auf den Menschen. ATZ 59 (1957), S. 297—302
- [29] DIECKMANN, D.: Einige Methoden zur Untersuchung des Schwingungsverhaltens von Kraftfahrzeugsitzen. ATZ 64 (1962), S. 70—73
- [30] DIECKMANN, D.: Über die Verminderung der Schwingungsbewegungen des Menschen in Kraftfahrzeugen. ZVDI 99 (1957), S. 317—319
- [31] DIECKMANN, D. und H. SCHEFFLER: Die Vibrationsbelastung des Menschen beim Arbeiten mit Motorsägen. ZVDI 98 (1956), S. 377—380
- [32] DIECKMANN, D. und H. SCHEFFLER: Untersuchungen von Schwingungen in einem Omnibus und ihre Einwirkung auf den Menschen. ATZ 58 (1956), S. 209—212
- [33] SPERLING, E. und CH. BETZHOLD: Beitrag zur Beurteilung des Fahrkomforts in Schienenfahrzeugen. Glasers Annalen 80 (1956), S. 314—317
- [34] STUMP, E.: Gegenwärtiger Entwicklungsstand der Omnibusfederung. ATZ 60 (1958), S. 261—264
- [35] CHIESA, A.: Verfahren zur Bewertung des Fahrkomforts mit besonderer Berücksichtigung des Einflusses des Reifendruckes. ATZ 60 (1958), S. 68—75
- [36] MITSCHKE, M.: Beitrag zur Untersuchung von Fahrzeugerschütterungen (Theorie und Versuch). In: Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik Heft 157, VDI-Verlag 1962, S. 7—70
- [37] MITSCHKE, M.: Einfluß von Straße und Fahrzeugabmessungen auf die Aufbaubewegungen und die dynamischen Radlasten. ZVDI 104 (1962), S. 361—372 und 445—448
- [38] MITSCHKE, M.: Statistische Berechnung von Bewegungen und Belastungen an Fahrzeugen. In: VDI-Berichte Band 66. Düsseldorf 1962, S. 33—37
- [39] MITSCHKE, M.: Schwingungsverhalten und Sicherheit eines Kraftfahrzeuges. ATZ 60 (1958), S. 168—172
- [40] MITSCHKE, M.: Der Reifen in seiner Wirkung auf Fahrzeug und Fahrbahn. ATZ 62 (1960), S. 118—122
- [41] MARQUARDT, E.: Federung, Stoßdämpfung und dynamische Bodenkräfte. ATZ 58 (1956), S. 134—138 und 153—161
- [42] WAGNER, D.: Der bewegte Sitz. ATZ 60 (1958), S. 251—255
- [43] VAN DER BURGT, G. J.: Die Luftfederung und der Fahrkomfort. ATZ 62 (1960), S. 113—117
- [44] WILFERT, K. und W. REICHELBACH: Entwicklungsaufgaben im Personewagen-Karosseriebau. Kapitel: Die Sitze. ATZ 66 (1964), S. 152
- [45] KLOPPPEL, K. und H. MÖPPERT: Zur Größe des dynamischen Raddruckes luftbereifter Kraftfahrzeuge beim Überfahren von Bodenunebenheiten. ZVDI 92 (1950), S. 785—788
- [46] RAUSCH, E.: Vereinfachte Berechnungsweise des Raddruckes von luftbereiften Kraftfahrzeugen beim Überfahren von Bodenunebenheiten. ZVDI 93 (1951), S. 680—681
- [47] LAMPE, K.: Der Einfluß der Dämpfung auf die Bodenhaftung von Kraftfahrzeugrädern. ZVDI 95 (1953), S. 1151—1157
- [48] MEISTER, F. J.: Schwingungsmessungen und ihre Bewertung für den Fahrkomfort. ATZ 64 (1962), S. 65—69
- [49] STEINBRENNER, H. und W. DÜGGE: Ein einfaches Verfahren zum Vergleich der Schwingungsverhältnisse und des Fahrkomforts ähnlicher Fahrzeuge. ATZ 64 (1962), S. 73—77
- [50] COERMANN, R.: Die Wirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen und seine Arbeitsleistung. Werkstattstechnik 52 (1962), S. 18—25
- [51] COERMANN, R.: Die Wirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen. In: Arbeitswissenschaft, Beiheft 1. Mainz 1963, S. 130—134
- [52] DIECKMANN, D.: Die Wirkung mechanischer Schwingungen in Kraftfahrzeugen auf den Menschen. In: VDI-Berichte Bd. 25. Düsseldorf 1957, S. 27—34
- [53] THOMSEN, W.: Orthopädische Voraussetzungen für die Gestaltung von Sitzen. In: VDI-Berichte Band 25. Düsseldorf 1957, S. 35—41
- [54] ISENDAHL, H.: Schwingungsmessungen an Schleppersitzen. In: VDI-Berichte Band 25. Düsseldorf 1957, S. 43—47
- [55] MITSCHKE, M.: Theoretische und experimentelle Schwingungsuntersuchungen an Kraftfahrzeug. ATZ 65 (1963), S. 197—205
- [56] VOGEL, W.: Elektronische Rechnungen über Fahrzeugerschütterungen und deren Auswertung. ATZ 65 (1963), S. 205—209
- [57] FALK, P.: Eingeleitete Straßenunebenheiten und resultierende Aufbaubeschleunigungen und Radlasten. Rechnerische Ermittlung und experimentelle Nachprüfung. Vortrag gehalten auf der VDI-ATG-Tagung „Messen und Rechnen am Fahrzeug“ am 23./24. Oktober 1962 in Braunschweig
- [58] CHIESA, A. und L. OBERTO: Amplitudenverteilung bei Fahrzeugerschütterungen, Untersuchung der Schwingungen eines fahrenden Kraftfahrzeuges mit besonderer Rücksicht auf die Beschleunigungsamplitudenverteilung. Vortrag gehalten auf der VDI/ATG-Tagung „Messen und Rechnen am Fahrzeug“ am 23./24. Oktober 1962 in Braunschweig
- [59] RIXMANN, W.: Messen und Rechnen am Fahrzeug. Rückblick auf die VDI/ATG-Tagung am 23./24. Oktober 1962 in Braunschweig. ATZ 65 (1963), S. 1—10
- [60] SÖHNE, W.: Stand des Wissens auf dem Gebiet der Fahrzeugerschütterungen unter besonderer Berücksichtigung landwirtschaftlicher Fahrzeuge. In: Grundlagen der Landtechnik Heft 22 (im Druck)
- [61] WENDEBORN, J. D.: Die Unebenheiten landwirtschaftlicher Fahrbahnen als Schwingungserreger landwirtschaftlicher Fahrzeuge. In: Grundlagen der Landtechnik Heft 22 (im Druck)
- [62] SCHILLING, E.: Der Einfluß einiger Konstruktionsdaten auf die Aufbaubeschleunigung landwirtschaftlicher Fahrzeuge und die sich daraus ergebende günstige Sitzlage. In: Grundlagen der Landtechnik Heft 22 (im Druck)
- [63] DUPUIS, H.: Bequem fahren — auch mit dem Schlepper. Mitteilungen der DLG 77 (1962), S. 1007—1010
- [64] COERMANN, R.: Übertragung von Fahrzeugerschütterungen auf den Menschen und ihre Wirkung auf den Organismus. In: Arbeitswissenschaft, Beiheft 3. Krausskopf-Verlag, Mainz 1965, S. 126—130
- [65] SAE Riding Comfort Research Committee: Ride and Vibration Data. Special Publication (SP-6). New York 1950
- [66] Beurteilung der Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen. VDI-Richtlinie 2057, Oktober 1963
- [67] DIN 5045, Meßgerät für DIN-Lautstärken, Ausgabe Mai 1963
- [68] ROSEGGER, R. und S. ROSEGGER: Arbeitsmedizinische Erkenntnisse beim Schlepperfahren. Archiv für Landtechnik 2 (1960), S. 3—66
- [69] ROSEGGER, S.: Arbeitsphysiologische Probleme in der Landtechnik, insbesondere beim Schlepperfahren. In: Grundlagen der Landtechnik Heft 13. Düsseldorf 1963, S. 62—66
- [70] CHRIST, W. und H. DUPUIS: Beanspruchung des Menschen durch Fahrzeugerschütterungen. In: VDI-Berichte Band 69. Düsseldorf 1962, S. 57—62
- [71] CHRIST, W. und H. DUPUIS: Beanspruchung des Menschen durch Fahrzeugerschütterungen. ATZ 64 (1962), S. 364—366
- [72] CHRIST, W. und H. DUPUIS: Der Einfluß vertikaler Schwingungen auf Wirbelsäule und Magen (röntgenkinematographische Studien). Zentralblatt für Arbeitsmedizin und Arbeitsschutz 13 (1963), S. 3—9
- [73] ASHE, W. F.: Physiological and Pathological Effects of Mechanical Vibration on Animals and Man. N. I. H. Report Nr. 862-4. Grant No. OH-6. Ohio State Univ. Research Foundation, National Institute of Health 1961
- [74] CLAYBERG, H. D.: Pathologic Physiology of Truck and Car Driving. Military Surgeon (1949), S. 229—311
- [75] FISHBEIN, W. J. and L. C. SALTER: The Relationship between Truck and Tractor Driving and Disorders of the Spine and Supporting Structures. Industrial Medicine and Surgery (1950), S. 444—445
- [76] GULLEMIN, V. and P. WECHSBERG: Physiological Effects of Mechanical Vibrations. Air University USAF School of Aviation Medicine, Project No. 21-1203-0002
- [77] GOLDMANN, D. E.: A Review of Subjective Responses to Vibratory Motion of the Human Body in the Frequency Range 1 to 70 Cycles per Second. Naval Research Institute, Naval Medical Center, Project NM 004-001 Report No. 1
- [78] SIMONS, A. K.: Tractor Ride Research. SAE Publication 653 (Vortrag gehalten auf dem SAE National Tractor Meeting, Milwaukee, September 1951)

- [79] SIMONS, A. K.: Health Hazards of Rough Riding Vehicles. Bostrom Research Laboratories, Rep. No. 113, July 1955
- [80] SIMONS, A. K.: Mechanical Response of the Human Body to Wheeled Vehicle Vibration, 1—6 cps. Bostrom Research Laboratories, Rep. No. 121, September 1956
- [81] RADKE, A. O.: Vehicle Vibration . . . Man's New Environment ASME Paper No. 57-A-54, July 1957
- [82] SCHMITZ, M. A., A. K. SIMONS and CH. A. BOETTCHER: The Effect of Low Frequency, High Amplitude, Whole Body Vertical Vibration on Human Performance. Bostrom Research Laboratories, Final Report Contract No. DA-49-007-MD-797, Jan. 1960
- [83] SCHMITZ, M. A. and A. K. SIMONS: Man's Response to Low Frequency Vibration. ASME Paper No. 59-A-200, September 1959
- [84] SCHMITZ, M. A. and CH. A. BOETTCHER: Some Physiological Effects of Low-Frequency, High-Amplitude Vibration. ASME Paper No. 60-Prod.-17, April 1960
- [85] HORNICK, R. J., CH. A. BOETTCHER and A. K. SIMONS: The Effect of Low Frequency, High Amplitude, Whole Body, Longitudinal and Transverse Vibration upon Human Performance. Bostrom Research Laboratories, Final Rep. Contract No. DA-11-022-509-ORD-3300. Ord. Proj. No. TEL-1000, July 1961
- [86] HORNICK, R. J.: Research into the Effects of Vibration on Man. Bostrom Research Laboratories Rep. No. 136, 1961. Vortrag, gehalten auf dem Symposium der Midwest Human Factors Society, Mai 1961
- [87] HORNICK, R. J.: Effects of Tractor Vibration on Operators, a Consideration of Human Factors. Agricultural Engineering 42 (1961), S. 674—675, 696—697
- [88] SIMONS, A. K. and R. J. HORNICK: Effects of the Vibration Environments in Mobile Systems on Human Performance. Ergonomics 5 (1962), S. 321—327
- [89] HORNICK, R. J.: Effects of Vibration on Man. Bostrom Research Laboratories, Rep. No. 143, Januar 1963
- [90] SCHULZ, M. A.: Psychological Aspects of Farm Work Efficiency. Agricultural Engineering 40 (1959), S. 526—527
- [91] SIMONS, A. K.: Better Tractor Ride Improves Drivers Safety, Health and Productivity. Journal and Proceedings of the Institution of Agricultural Engineers 20 (1964), S. 47—52
- [92] COENENBERG, H. H.: Dynamische Beanspruchungen bei Ackerschleppern. I. Landtechnische Forschung 12 (1962), S. 7—12
- [93] Spezial-Schleppersitz S 2000. Maschinenprüfbericht der Deutschen Landwirtschafts-Gesellschaft Nr. 927, Gruppe 14/33, November 1963
- [94] DRECHSLER, K.: Untersuchungen an Schleppersitzen. In: Tagungsberichte des Instituts für Landtechnik Potsdam-Bornim der Deutschen Akademie der Landwirtschaftswissenschaften zu Berlin Nr. 40, Berlin 1961, S. 93—108
- [95] MORRISON, C. S. and R. E. HARRINGTON: Tractor Seating for Operator Comfort. Agricultural Engineering 43 (1962), S. 632—635, 650—652
- [96] BJERNINGER, S.: Traktorsitsar. Meddelande nr. 307, År 1964. Jordbrukstekniska Institutet, Uppsala
- [97] BJERNINGER, S.: Traktorförarnas Skakningar. Meddelande nr. 303, År 1963. Jordbrukstekniska Institutet, Uppsala
- [98] BJERNINGER, S.: Fortsatta Undersökningar över Traktorsitsar. Meddelande nr. 297, År 1962. Jordbrukstekniska Institutet, Uppsala
- [99] CHIESA, A. und L. OBERTO: Schwingungsverhalten eines Kraftfahrzeuges. A.T.Z. 66 (1964), S. 107—113
- [100] BOGDANOFF, J. L. und F. KOZIN: On the Statistical Analysis of Linear Vehicle Dynamics. In: Mechanics of Soil-Vehicle Systems. Edizione Minerva Tecnica, Turin 1961, S. 195—224
- [101] KOZIN, F. und J. L. BOGDANOFF: On the Statistical Properties of the Ground Contour and its Relation to the Study of Land Locomotion. In: Mechanics of Soil-Vehicle Systems. Edizione Minerva Tecnica, Turin 1961, S. 224—240
- [102] VOGEL, W.: Die Verteilung der Wellenlängen und -höhen verschiedener Straßenoberflächen. A.T.Z. 67 (1965), S. 7—11
- [103] RIFAÏ, M.: Beitrag zur Technischen Prüfung von landwirtschaftlichen Einachsanhängern. Dissertation. TH Darmstadt 1964
- [104] KIENE, W.: Testing the Seating Comfort on Agricultural Tractors. Vortrag gehalten auf dem Subject Day "Tractor Operator Comfort and Safety" des NIAE, Silsoe, England am 6. Oktober 1964
- [105] WALLS, J. W., J. C. HOUBOLT and H. PRESS: Some Measurements and Power Spectra of Runway Roughness. NACA TN 3305, Washington November 1953
- [106] TAYLOR, P. A. und N. Y. WILLIAMS: A Treadmill for Testing Pneumatic Tyred Tractors. Journal for Agricultural Engineering Research 3 (1958), S. 27—34
- [107] KNIEPKAMP, H. E.: Der Kraftzug im Heerwesen. ZVDI 80 (1936), S. 170—174
- [108] KREISKORTE, H.: Simulierung regelloser Weg- und Belastungsabläufe durch servo-hydraulische Schwingungsregler. In: VDI-Berichte, Band 88, Düsseldorf 1965, S. 77—82
- [109] COENENBERG, H. H.: Dynamische Beanspruchung von Ackerschleppern, I und II. Landtechnische Forschung 11 (1961), S. 145—150 und 12 (1962), S. 7—12 und 33—39
- [110] COENENBERG, H. H.: Das äußere Schwingungsverhalten von Ackerschleppern, insbesondere ihre dynamischen Achslasten, I und II. Landtechnische Forschung 12 (1962), S. 157—165 und 13 (1963), S. 1—10
- [111] BOBBERT, G. und E.-A. WINKELHOLZ: Statistische Auswertung von Fahrzeugschwingungen zur Gewinnung von Konstruktionsunterlagen. In: VDI-Berichte Band 69, Düsseldorf 1963, S. 29—32
- [112] BOBBERT, G. und E. A. WINKELHOLZ: Kennzeichnung regelloser Schwingungen. In: Fortschritt-Berichte der VDI, Reihe 11, Nr. 1, Düsseldorf 1965, S. 23—35
- [113] KAHRN, M.: Die Auslegung von Landmaschinenbauteilen nach Lastkollektiven. Landtechnische Forschung 13 (1963), S. 171—179
- [114] DUPUIS, H.: Statistische Erfassung von Schwingungen, die auf den Menschen einwirken. In: Arbeitswissenschaft, Beiheft 1, Krausskopf-Verlag Mainz 1963, S. 138—142
- [115] SCHIJVE, J.: The Analysis of Random Load-Time Histories with Relation to Fatigue Tests and Life Calculations. Publ. No. MP 201, Nat. Lucht-en Ruimtevaartlab. Amsterdam 1963
- [116] HAAS, T.: Loading Statistics as a Basis of Structural and Mechanical Design. Engineers Digest, March, April and May 1962, England
- [117] HORSTMANN, K.: Klassiermethoden zur Statistischen Auswertung von dynamischen Beanspruchungsvorgängen. Vortrag gehalten im Oktober 1963 auf der Technischen Akademie Eßlingen (Kursus 1840/11 W), Schenck-Bericht 4 P-2292, Darmstadt
- [118] PEVZNER, YA. M. und A. A. TIKHONOV: Statistical Description of Automotive Roads. Journal of Terramechanics 1 (1964), S. 5—14 übersetzt von Blt ANLOCK aus Automobil'naya Promyshlennost, 3 (1964)

## Résumé

Werner Kiene: "Development of an Equivalent Distance for Testing the Seating Comfort of Agricultural Tractors".

The tractor test field whose task is to carry out technical tests with agricultural tractors, is compelled to examine within the framework of these tests also the seating comfort of these vehicles. As the term "seating comfort" is a very complex one, it has to be separated into partial terms. One of them is the transferability of vehicle vibrations via the seat on the tractor driver which are caused by a rough track.

The vibrational behaviour of agricultural tractors must be examined by an as objective measuring method as is applied during the other tests, i. e. results must be obtainable which can always be reproduced and compared from tractor to tractor. This method should be generally recognized and applied by foreign testing stations, primarily of the O.E.C.D., and later on eventually also within the province of the I.S.O. Then it would be guaranteed that comparable values are available from testing station to testing station.

The present paper renders a brief survey of the research work done in Germany and the U.S.A. resulting in the establishment of the V.D.I. direction 2057 and the Ride and Vibration Data. The methods for examining vehicle seats applied so far by various authors in Germany and abroad are described in detail. A critical consideration of all methods shows that the seating comfort of agricultural tractors should be tested only by imitating the vibrations actually occurring on farm tracks, especially on field-paths.

The tests can be made either on a test stand or on a test distance. Of all hitherto known test stands, only the recently described hydropulse machine meets the demand for a uniformly irregular, continuous spectrum and Gauss' distribution of amplitude of the vibration impulse. All other test stands applied until now do not comply with this demand. However, such a test stand is fully applicable only in the field of research and development. Its possibilities cannot be utilized in general testing operations. Moreover, it is so expensive that its application by the tractor test field must be given up.

The roughness programme to be arranged on the test distance was based on natural field-paths of which a greater number had been measured geodetically and which power spectra or spectral density of the track roughness had been calculated. Of the field-paths measured, one has been chosen randomly. Its power spectrum was well within the deviation range of the others and can, therefore, be considered as representative. It has been transformed into a step function. The decisive points of view and the method used are described in detail. After controlling and comparing the power spectrum of this preliminary imitation distance with that of the original field-paths and after having it corrected, the now final imitation distance is described as test distance in a numerical table.

Thus this test distance can always be imitated in other test stations. The statistical security of this distance has been tested and confirmed. Furthermore the present paper deals with evaluation of the measuring values obtained by test runs on this distance.

Werner Kiene: «Etude d'une piste analogique pour l'essai du confort de sièges de tracteurs agricoles.»

La station d'essai de tracteurs agricoles dont la tâche est d'effectuer les essais techniques des tracteurs agricoles, est obligée d'introduire dans le programme d'essai le contrôle du confort des sièges de tracteurs. Étant donné que la notion du confort des sièges est très complexe, il faut la diviser en éléments partiels. Un de ces éléments est la transmission, du tracteur au conducteur par l'intermédiaire du siège, des vibrations provoquées par les dénivellations du sol.

Comme on applique au cours des essais techniques des procédés de mesure objectifs qui peuvent être reproduits à tout moment et qui fournissent des résultats comparables d'un tracteur à l'autre, il faut élaborer également pour le contrôle des vibrations du tracteur agricole un procédé de mesure objectif. Ce procédé devrait être approuvé et appliqué par les stations d'essai étrangères et en particulier, dans les pays de l'OECD et éventuellement plus tard dans le cadre de l'ISO. On serait ainsi assuré que les stations d'essai disposent de valeurs comparables.

L'auteur donne dans l'étude présente un aperçu succinct sur les recherches accomplies en Allemagne et dans les Etats-Unis et qui ont conduit à l'élaboration des critères 2057 de la VDI et des Ride and Vibration Data. Il décrit en détail les procédés appliqués jusqu'ici par les différents chercheurs en Allemagne et à l'étranger pour le contrôle du confort des sièges de conducteur de véhicules. En examinant de façon critique les différents procédés, l'auteur constate qu'un contrôle du confort des sièges de tracteurs agricoles ne doit être effectué qu'en imitant les causes effectives des vibrations supportées par les tracteurs sur les terrains agricoles et en particulier sur les chemins ruraux.

On peut réaliser le contrôle soit sur un poste d'essai, soit sur une piste d'essai. De tous les postes d'essai connus jusqu'ici seule la machine pulsée hydraulique décrite récemment répond à la condition de fournir un spectre continu sans régularités statistiques et une

répartition des amplitudes des vibrations d'après Gauss. Tous les autres postes d'essai utilisés ne donnent pas entière satisfaction. Toutefois, les possibilités de cette nouvelle machine d'essai ne peuvent être utilisées pleinement que dans la recherche et le développement. Les essais pratiques ne permettent pas d'en tirer tout le profit possible. De plus, elle est si chère que la station d'essai des tracteurs doit renoncer à son utilisation.

Afin d'élaborer le programme des dénivellations à prévoir pour la piste d'essai, on est parti des chemins ruraux naturels dont on a choisi un certain nombre sur lesquels on a effectué des mesures géodésiques qui ont servi de base au calcul de leurs spectres Power ou densités spectrales de leurs dénivellations. On a ensuite choisi un des chemins mesurés dont le spectre Power se tenait bien dans la zone de dispersion des autres chemins et qui a pu être considéré comme représentatif. On l'a ensuite transformé en une fonction échelonnée. L'auteur décrit les facteurs décisifs et le procédé appliqué en détail. Après le contrôle et la comparaison du spectre Power de cette piste analogique provisoire avec le chemin original et après avoir apporté les corrections nécessaires, on a présenté la piste analogique définitive qui doit servir aux essais, au moyen d'un tableau chiffré qui permet la reproduction fidèle de cette piste par d'autres stations d'essai. La certitude statistique de cette piste a été contrôlée et confirmée.

L'auteur expose ensuite le mode de dépouillement des résultats obtenus pendant les parcours d'essai sur cette piste.

Werner Kiene: «Construcción de una vía de rodadura para la comprobación de la comodidad del asiento del conductor en tractores agrícolas.»

Los campos de ensayos para tractores que tienen que ejecutar las comprobaciones técnicas de tractores agrícolas, se ven en la necesidad de encargarse también de la comodidad del conductor de estos vehículos. Como el concepto de la comodidad en la conducción es muy complejo, es preciso descomponerlo en conceptos parciales, siendo uno de éstos el de la transmisión de las vibraciones del vehículo, producidas por las desigualdades de la vía, al asiento del conductor. Como en las demás pruebas se emplean procedimientos de medición que dan resultados que siempre pueden reproducir y compararse de un tractor a otro, es preciso establecer también un procedimiento objetivo para la medición de estas oscilaciones de los tractores. Este procedimiento tendría que estar generalmente reconocido, también por las instituciones extranjeras, especialmente en el terreno de la OECF y, más tarde, por la ISO. Entonces se tendría la seguridad de poder comparar los valores medidos por un centro de ensayos con los medidos en los demás.

En este artículo se da un resumen de los trabajos de investigación, llevados a cabo en Alemania y en los Estados Unidos que dieron lugar al establecimiento de la regla VDI 2057 y de los datos de marcha y de vibración (Ride and Vibration Data). Se explican en detalle los procedimientos empleados hasta aquí por varios autores del país y del extranjero, para el reconocimiento de los asientos de conductor. Una comparación crítica de todos los procedimientos llega al resultado de que la comprobación de la comodidad del asiento de tractores agrícolas no es posible, a no ser que se imite la realidad encontrada en vías agrícolas, principalmente en senderos campestres, con las vibraciones a que éstos dan lugar.

La comprobación puede efectuarse o bien en un puesto o banco de pruebas, o bien en una vía de rodadura de comprobación. De todos los bancos de pruebas que se conocen hasta la fecha, tan sólo la máquina «Hydropull» que se ha descrito hace poco, cumple las condiciones que se le debe poner, en cuanto al espectro normalmente irregular continuo y al reparto de las amplitudes de excitación de las vibraciones según Gauss. Ningún otro banco de pruebas emplea hasta ahora, satisface estas condiciones. Pero este banco es aplicable exclusivamente a trabajos de investigación y de desarrollo. Las posibilidades que ofrece, no pueden aprovecharse en el servicio de comprobación. Además es tan caro que su empleo resulta irracional en centros de comprobación para tractores.

En el desarrollo del programa de irregularidades que deben disponerse en el recorrido de pruebas, se han tomado por bases los caminos naturales del campo, de los que se han tomado las medidas geodésicas en cantidad considerable, calculándose los espectros de potencia y la densidad espectral de las desigualdades. De estos caminos medidos se escogió uno a voluntad que presentaba el espectro de potencia bien dentro del margen de los demás, pudiendo así considerarse como representativo. Se le convirtió en una función escalonada, detallándose en este artículo los puntos de vista y el procedimiento. Comprobado y comparado el espectro de potencia de este recorrido provisional con el del original y hechas las correcciones necesarias, este recorrido de sustitución definitiva se describe como vía de comprobación en una tabla numérica, con lo que se consigue la posibilidad de reconstrucción de la vía en otros centros de comprobación. Se comprueba y se confirma la seguridad estadística de esta vía.

En este trabajo se entra también en la evaluación de los factores conseguidos por recorridos de comprobación en esta vía.

## Hugo Richarz 65 Jahre alt

Der langjährige Geschäftsführer des „Kuratorium für Technik in der Landwirtschaft“ (KTL) und Schriftleiter der „Landtechnischen Forschung“, Dr. HUGO RICHARZ, vollendet am 16. August sein 65. Lebensjahr. Seine angegriffene Gesundheit hatte ihm nicht gestattet, bis zu diesem Tag, der üblicherweise den Beginn des Ruhestandes bedeutet, seine Ämter auszuüben. Im April 1963 hatte er sich seinem Schicksal beugen und vorzeitig krankheits halber seine Ämter niederlegen müssen. In seinem Ruhezit in München werden ihn an seinem hohen Festtage viele Glückwünsche von alten Freunden und Mitarbeitern erreichen und ihm zum Ausdruck bringen, wie hoch seine Leistungen für die deutsche Landwirtschaft und speziell die deutsche Landtechnik gewertet werden und wie wenig seine Arbeit von denen vergessen ist, die mit ihm schaffen durften.

HUGO RICHARZ absolvierte die Reifeprüfung im Gymnasium in Marburg Ostern 1918, um anschließend noch bis zum Ende des ersten Weltkrieges Militärdienst zu leisten. Seine Berufswahl war die erste überraschende und eigenwillige Entscheidung, indem er sich aus der urbanen Atmosphäre des Vaterhauses heraus für eine landwirtschaftliche Laufbahn entschied. Diese Entscheidung bedeutete für ihn, daß er sich dem neuen Beruf mit Leib und Seele verschrieb, trotz der an den Beginn gesetzten Härte der praktischen Ausbildung. Es ist kennzeichnend für den entschlossenen Willen zur Gründlichkeit, daß RICHARZ noch nach den vorgeschriebenen zwei Lehrjahren ein drittes Jahr als Verwalter in der Praxis blieb.

Während seines Studiums an der Landwirtschafts-Hochschule in Berlin von 1922—1926 hat er sich mit der gleichen Gründlichkeit den Vorlesungen so berühmter Lehrer wie FRIEDRICH AERBOE gewidmet und nach dem Studium bei dem früher verstorbenen Professor für ausländische Landwirtschaft, HOLLMANN, eine Doktorarbeit über „Die Baltische Landwirtschaft“ verfaßt. Im Jahre 1927 trat er dann in die Dienste der Preussischen Hauptlandwirtschaftskammer in Berlin ein, bei der er bald persönlicher Assistent des Vorsitzenden Graf BAUDISSIN wurde. Hier fand er den rechten Nährboden zur Entfaltung seiner agrarpolitischen Interessen, die seine Lehrer in ihm geweckt hatten. Aus dieser aufsteigenden und vielversprechenden Laufbahn wurde er wie so viele seiner Altersgenossen abrupt herausgeworfen im Jahre 1933, da er sich der geistigen Vergewaltigung der neuen Machthaber nicht beugen wollte. Er zog die Freiheit der Sicherheit vor und wurde freier Fachschriftsteller für agrarpolitische Fragen. Hier entdeckte man sehr bald seine außerordentliche gewandte Feder und sein kluges Urteil, so daß er Mitarbeiter der Zeitschrift „Der Volkswirt“ unter dem bekannten Hauptschriftleiter STOLPER wurde. Der Krieg brachte einen neuen Einbruch in seine Tätigkeit, da er von 1940—1941 zunächst bei der Truppe und ab 1941 als Kriegsverwaltungsrat in der Militärverwaltung im Baltikum Dienst tat. Das Kriegsende bedeutete für ihn wieder den Zwang zu einem völligen Neubeginn. Nach einem kurzen Intermezzo als Berater für verschiedene größere Güter holte ihn schon Mitte 1946 die Schriftleitung der Stuttgarter „Wirtschafts-Zeitung“ als agrarpolitischen Mitarbeiter heran.

Als dann im Mai 1950 der Posten eines Hauptgeschäftsführers des KTL neu besetzt werden sollte, fiel die Wahl auf Dr. RICHARZ, und damit begannen für ihn die Jahre fruchtbarer Arbeit für die deutsche Landtechnik. In dem damaligen Vorsitzenden PAUL WESSELHOEFT fand er eine verwandte Seele von gleicher Dynamik und Aufgeschlossenheit für die neuen Probleme, die damals sturzartig auf die deutsche Landwirtschaft zukamen. Diesem Gespann von zwei zielbewußten und entschlossenen Männern ist es damals gelungen, an die durch den Krieg abgerissene große Tradition des alten RKTL unter seinem unvergessenen Geschäftsführer WILHELM SCHLABACH anzuknüpfen und sie mit dem gleichen Elan fortzusetzen.

Die „Landtechnische Forschung“ hat Richarz mit aus der Taufe gehoben, und bis zu seinem Ausscheiden aus dem KTL im April 1963 war er ihr Hauptschriftleiter. Wenn heute diese Zeitschrift in den Konstruktionsbüros und Hochschul-Instituten aller Länder zu finden ist und dort als hoch angesehener Repräsentant der wieder aufgelebten deutschen Forschungsarbeit für die Landtechnik angesehen wird, so ist das zu einem guten Teil der stillen, aber unermüdeten Arbeit ihres ersten Hauptschriftleiters zu danken.

Die große Schar seiner Freunde und Mitarbeiter aus seinen verschiedenen Lebensabschnitten werden an seinem Festtage seiner gedenken in Dankbarkeit für alles, was er gedacht, getan und geschrieben hat. Mehr noch vielleicht für das, was er nicht getan hat, nämlich niemals auch nur einen Schritt von dem für richtig und klar erkannten Weg abzuweichen.

Carl Heinrich Dencker