

Untersuchung der Möglichkeit einer aktiven Dämpfung für Fahrzeugsitze

Von R.R. Coermann † und W. Lange, Dortmund

Es wurde ein aktives Dämpfungssystem für Fahrzeugsitze, das nur handelsübliche elektrohydraulische Bauelemente enthält, entwickelt. Versuche ermöglichten den Vergleich der Eigenschaften des aktiven mit denen eines handelsüblichen passiven Dämpfungssystems bei Erregerfrequenzen zwischen 1 und 16 Hz. Dabei zeigte sich, daß beim aktiv gedämpften Sitz der sog. Übertragungsfaktor bei fast allen Störfrequenzen erheblich kleiner ist als der eines Sitzes mit passiver Dämpfung.

Die Frequenzspektren von Erschütterungen auf Baufahrzeugen und Traktoren zeigen, daß die maßgebenden Störschwingungen Frequenzen zwischen 1 und 10 Hz haben. Vor allem in diesem Bereich jedoch besitzt der Mensch ausgeprägte Resonanzstellen [4], sei es die durch Wirbelsäule und Körpermasse bestimmte Hauptresonanz [5] zwischen 4 und 6 Hz oder Resonanzen von einzelnen Organen, die an elastischen Geweben im Körper aufgehängt sind. Da man vermuten muß, daß der Mensch durch häufige schwere Schwingungsbelastung ernsthafte gesundheitliche Schäden erleidet [6; 7], die u.U. zur Frühinvalidität führen können, sollte jede technische Möglichkeit ausgenutzt werden, den Fahrer vor der Einwirkung von Erschütterungen zu schützen.

Zum Schwingungsschutz eines Fahrzeugbenutzers vor Erschütterungen, die bis zum Chassis durchgedrungen sind, benutzt man bisher eine mehr oder weniger aufwendige Kombination aus federn und dämpfenden Elementen in der Sitzkonstruktion. Sie sollen das Übertragen der Schwingungen vom Fahrzeugboden zur Sitzfläche so gut wie möglich verhindern. Dies läßt sich jedoch aus physikalischen Gründen nicht in einem beliebigen Frequenzbereich erreichen, da ein solcher Schwingungsschutz hauptsächlich nur eine Verschiebung der Resonanzfrequenz des Systems „Sitz – Fahrer“ aus dem für den Menschen unangenehmen Bereich bewirkt.

Bei modernen Schleppersitzen ist im Resonanzbereich des menschlichen Körpers (d.h. in der Umgebung von 5 Hz) die Dämpfung, die 6 bis 7 dB beträgt, recht gut. Die Sitze haben jedoch bei Frequenzen unter 2 Hz solche Übertragungseigenschaften, daß die Amplitude der Sitzschwingung um den Faktor 2 (Vergrößerungsfaktor) größer als die der Erregerschwingung sein kann.

Hier werde die Möglichkeit untersucht, mit Hilfe einer aktiven Dämpfung den Fahrzeugbenutzer in einem möglichst großen Frequenzbereich vor Erschütterungen zu schützen. Unter aktiver Dämpfung sei die Kompensation von Störschwingungen verstanden, die dadurch hervorgerufen wird, daß eine geeignete Vorrichtung den Hub des Sitzes um 180° phasenverschoben gegen die Bewegung des Fahrzeugbodens so steuert, daß im Idealfall der Sitz, trotz der Schwingungen des Fahrzeugbodens, raumfest bleibt.

2. Versuchsaufbau

Bei den Versuchen diente ein elektrohydraulischer Schütteltisch als Schwingungserreger; auf diesem war der zu untersuchende Sitz montiert. Der biegesteife Aufbau des Sitzes erlaubte Schwingungsuntersuchungen bei Frequenzen von bis zu 16 Hz, bei der noch keine störenden Resonanzerscheinungen am Versuchsaufbau auftraten. Es wurde ein handelsüblicher Traktorsitz benutzt, der als sehr gutes Fabrikat auf dem Markt bekannt ist und der sich, nach einer entsprechenden konstruktiven Änderung, den Erfordernissen der aktiven Dämpfung anpassen ließ. Infolge der annähernd schalenförmigen Sitzfläche war es möglich, die Sitzposition der Versuchsperson nahezu eindeutig zu reproduzieren. Während des Versuchsablaufes wurden die Beschleunigung des Schütteltisches und die der Sitzfläche laufend registriert. Bild 1 zeigt den Versuchsaufbau im Laboratorium.

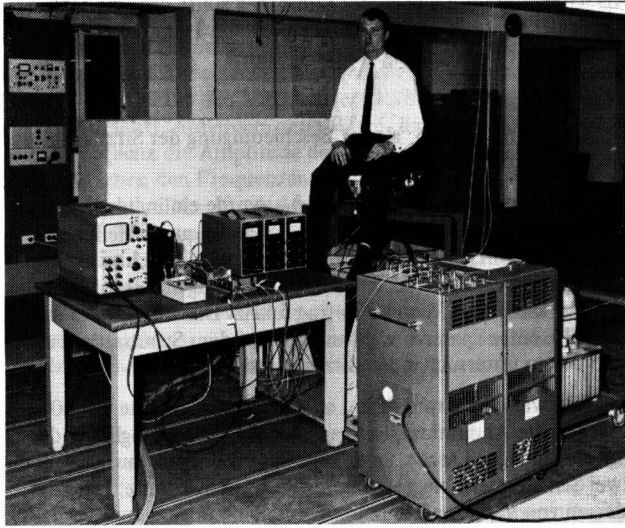
1. Problemstellung

Insassen von Fahrzeugen werden Schwingungen und Erschütterungen ausgesetzt, die, in Abhängigkeit von der Bauart des Fahrzeugs, den Fahrbahneigenschaften und der Fahrgeschwindigkeit in ihrer Stärke von der Wahrnehmungsschwelle bis zur Erträglichkeitsgrenze reichen können. Während moderne Personenkraftwagen auf guter Straße Spitzenbeschleunigungen am Sitz aufweisen, die meist unter 0,05 g (es gilt: $1\text{ g} = 9,81\text{ m/s}^2$) [1] liegen, treten am Sitz von Baufahrzeugen im Arbeitseinsatz häufig infolge von Stößen Beschleunigungen von mehr als 1 g auf. Bei diesen Fahrzeugen ist es z.T. üblich, die Fahrer bei vollem Lohnausgleich alle zwei Stunden abzulösen [2], da ihnen ein längeres Verbleiben auf den Maschinen bei einer solchen Schwingungsbelastung nicht zugemutet werden kann [3].

Diese Arbeit wurde mit Unterstützung der Europäischen Gemeinschaft für Kohle und Stahl ausgeführt.

Dr.-Ing. R. R. Coermann † war Abteilungsleiter im Max-Planck-Institut für Arbeitsphysiologie. Dipl.-Ing. W. Lange ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Max-Planck-Institut für Arbeitsphysiologie.

Bild 1. Versuchsaufbau im Laboratorium.



2.1. Schütteltisch

Der elektrohydraulische Schütteltisch hatte einen maximalen Arbeitshub von 100 mm; eine vorgegebene Steuerspannung bewirkte, über zwei Servoventile, das wegproportionale Nachführen des Tisches. Bei einem Ölüberdruck von 280 at griff am Tisch eine maximale Kraft von 1,6 Mp an; die größtmögliche Schwingungsgeschwindigkeit betrug rd. 1,4 m/s. Der Kolben der Hydropulsanlage griff im Mittelpunkt der biegesteifen Tischplatte an, deren vier Ecken über Führungssäulen in Kugelförmigen gelagert wurden. Auf der Tischplatte war, mittels einer angepaßten Vorrichtung, der zu untersuchende Sitz montiert.

2.2. Handelsüblicher Sitz mit Dämpfung

In den Versuchen wurde ein handelsüblicher Traktorsitz benutzt, der eine gepolsterte schalenähnliche Sitzfläche mit einer Rückenabstützung besaß. Die Parallelfederung des Sitzes bewirkte ein Drehfedersystem, an dem er mit einem gabelförmigen Gestänge aufgehängt war. Zur Dämpfung diente ein in den Federweg des Sitzes geschalteter Dämpfer bestimmter Bauart.

2.3. Sitz mit aktiver Dämpfung

Es war vorgesehen, zur aktiven Dämpfung – anstatt des passiven Dämpfungselementes – zwischen dem Schütteltisch und dem Sitz einen hydraulisch betriebenen Kolben zu benutzen. Er hat die Aufgabe, den Sitz trotz der Bewegung des Schütteltisches raumfest in einer bestimmten Höhe zu halten. Aus diesem Grund ist es nötig, den Hub des Sitzes meßtechnisch zu erfassen und das hydraulische Stellglied so zu betätigen, daß der Istwert des Sitzhubes stets gegen einen vorgegebenen Sollwert strebt. Hierbei war zu berücksichtigen, daß es in der Praxis keinen Nullpunkt gibt, auf den man beim Messen den absoluten Schwingweg des Sitzes beziehen kann. Deshalb wurde ein Regelkreis benötigt, in dem der Sitzhub die Regelgröße, der Tischhub die Störgröße und die Sitzbeschleunigung die Stellgröße ist.

2.3.1. Die hydromechanischen Elemente des Dämpfers

Es wurde angestrebt, die Anlage konstruktiv so einfach wie möglich zu gestalten und dabei handelsübliche Elemente zu verwenden.

Als hydraulische Energiequelle diente ein Pumpenaggregat mit einem 1,5-kW-Drehstrommotor. Die Pumpe arbeitet auf einen Druckspeicher und wird nach dessen Aufladung auf drucklosen Umlauf umgeschaltet (um Energie einzusparen). Der bei einem Ausgangsüberdruck von 70 at auftretende Durchfluß beträgt 10 l/min.

Der hydraulische Stellantrieb hat eine Kolbenfläche von 2,5 cm², einen Kolbenhub von ± 100 mm und eine maximale effektive Kolbengeschwindigkeit von 66 cm/s.

Aus Symmetriegründen wurde der Stellantrieb so angeordnet, daß die Wirklinie der vom Kolben auf den Sitz übertragenen Kraft auf der Sitzplatte senkrecht steht und diese in ihrem Mittelpunkt durchstößt. Dies wirkt sich zwar auf die Bauhöhe ungünstig aus, Vorversuche zeigten jedoch, daß sich bei einer Anordnung, bei der der Stellantrieb über die Sitzfläche hinausragt und bei der die Kraft an einer Seite der Sitzschale angreift, keine befriedigenden Ergebnisse hinsichtlich des Schwingungsverhaltens erreichen lassen: Infolge der unsymmetrisch ausgeprägten Kraft und der Torsionsweichheit der Sitzschale traten bei einer solchen Anordnung erhebliche Flatterschwingungen auf, die nicht kompensiert werden konnten.

Um die Versuchsbedingungen variieren zu können, wurde der Kolben durch ein Bypass-Ventil überbrückt. Dadurch läßt sich die Wirkung des Stellantriebs dosieren bzw. ausschalten.

Die Kolbenstange ist über ein Kugelgelenk mit der Sitzschale drehbar befestigt. Ein Schwingmetall zwischen der Sitzschale und der Vorrichtung zum Befestigen der Kolbenstange dient dazu, hochfrequente Resonanzschwingungen des Aufbaus zu dämpfen; es soll außerdem verhindern, daß sich diese auf das vom Beschleunigungsaufnehmer abgegebene Meßsignal auswirken. Das Zylindergehäuse hat am oberen Ende zwei Drehzapfen, die in einer speziell ausgebildeten Lagerung gehalten werden; dies verhindert das Übertragen von Seitenkräften auf die Kolbenstange. Bild 2 zeigt den mechanischen Aufbau des aktiven Dämpfers.

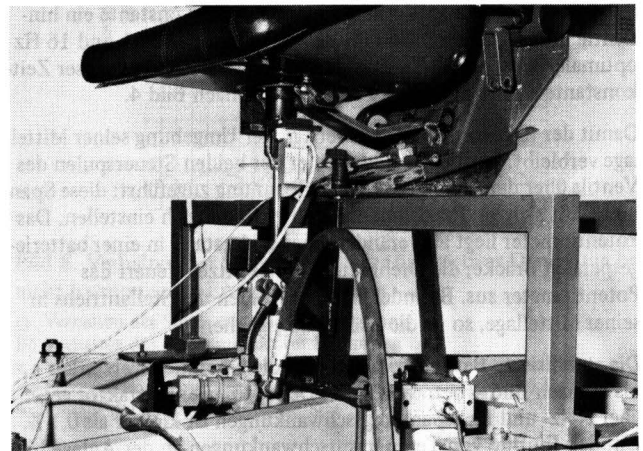


Bild 2. Der mechanische Aufbau des aktiven Dämpfers.

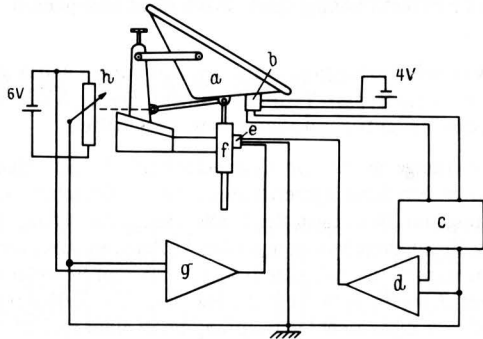
2.3.2. Die elektrischen Elemente des Dämpfers

Den hydraulischen Stellantrieb steuert ein Servoventil; dieses bewirkt einen Ölzustrom zum Arbeitskolben, der einer elektrischen Eingangsspannung des Ventils proportional ist. An den Steuerwindungen des Servoventils liegen elektrische Spannungen an, deren Potentiale durch die Sitzbewegung vorgegeben werden; deshalb kann man die Spannungen zum Kompensieren der Schwingbewegung ausnutzen.

Der nach Bild 3 an der Unterseite des Traktorsitzes a befestigte Beschleunigungsaufnehmer b gibt eine der Beschleunigung des Sitzes proportionale elektrische Spannung ab. Der Aufnehmer enthält als Meßfühler Dehnungsmessdrähte und ist unmittelbar an eine 4-V-Batterie angeschlossen. Seine verstärkte Ausgangsspannung wird im Übertragungsglied c einmal integriert und gelangt über den Verstärker d zu einer Steuerspule des Servoventils e. Dieses Signal erzwingt eine solche Steuerung des Stellantriebs f, daß dieser einer Bewegung des Sitzes entgegenwirkt. Obgleich die der Beschleunigung proportionale Spannung dazu dienen soll, das einer Wegänderung zugeordnete Signal zu gewinnen, braucht man sie nur einmal zu integrieren, da die Eingangsspannung am Servoventil gegen den Kolbenweg nahezu um 90° phasenverschoben ist, was einer abermaligen Integration entspricht.

Bild 3. Mechanische und elektrische Elemente der aktiven Dämpfung.

- a Traktorsitz
- b Beschleunigungsaufnehmer
- c integrierendes Übertragungsglied (Bilden des Zeitintegrals der der Beschleunigung proportionalen Spannung)
- d Verstärker
- e Servoventil mit zwei Steuerspulen
- f hydraulisches Stellglied
- g Verstärker
- h Präzisions-Drehpotentiometer



Da eine gute Kompensation (der Sitzbewegung) von der Phasenlage des zum Gegensteuern benutzten Signals in bezug auf das Stör-signal abhängt und andererseits das integrierende Übertragungsglied c nach Bild 3 bei allen Versuchen die gleiche Zeitkonstante haben sollte, wurde in Vorversuchen für diese Konstante ein hinsichtlich der Kompensation im Frequenzbereich von 1 und 16 Hz optimaler Wert ermittelt. Zum Einstellen und Fixieren dieser Zeitkonstante diente der 500-k Ω -Widerstand nach Bild 4.

Damit der Kolben des Stellantriebs in der Umgebung seiner Mittel-lage verbleibt, wird nach Bild 3 einer der beiden Steuerspulen des Ventils über den Verstärker g eine Spannung zugeführt; diese Spannung läßt sich am Präzisions-Drehpotentiometer h einstellen. Das Potentiometer liegt als veränderlicher Widerstand in einer batterie-gespeisten Brücke; die Drehhalterung des Sitzes steuert das Potentiometer aus. Befindet sich der Kolben des Stellantriebs in seiner Mittellage, so ist die Brücke abgeglichen.

Die stabilisierte Betriebsspannung für die Operationsverstärker a_1 bis a_4 nach Bild 4 beträgt ± 12 V. Der Stabilisierungsfaktor gegen-über Netz- und Lastspannungsschwankungen ist kleiner als 0,1 %. Um den Einfluß von Temperaturschwankungen an der Anlage hin-reichend klein halten zu können, war es nötig, den Verstärker a_1 so auszulegen, daß er eine Temperaturdrift von $5 \mu\text{V}/\text{grd}$ hat. Die beiden Leistungsverstärker b_1 und b_2 sind maximal mit einer Stromstärke von 100 mA belastbar.

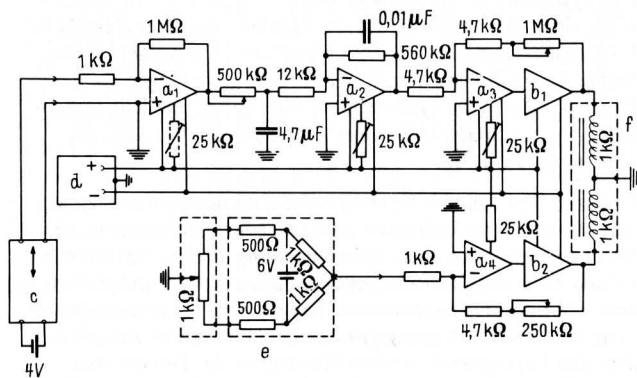


Bild 4. Die elektrische Schaltung der aktiven Dämpfung.

- a_1 bis a_4 Operationsverstärker
- b_1, b_2 Leistungsverstärker
- c Beschleunigungsaufnehmer
- d Stromversorgungseinheit (± 12 V)
- e Gegenspannungspotentiometer am Sitz
- f Steuerspulen des Servoventils

2.4. Meßstellen und Meßwertaufnehmer

Als Kriterium für die Güte der Dämpfung sollte der Übertragungs-faktor des Systems im Frequenzbereich von 1 und 16 Hz dienen. Dabei ist der Übertragungsfaktor k_{ij} durch

$$k_{ij} = b_{Si}/b_{Sc} \quad (1)$$

erklärt, mit b_{Si} und b_{Sc} als der Beschleunigung der Sitzfläche bzw. des Schütteltisches.

Zum Erfassen der Beschleunigung b_{Sc} wurde ein induktiver Beschleunigungsaufnehmer in einer Trägerfrequenz-Meßbrücken-schaltung benutzt. Der bis zu einer maximalen Beschleunigung von 20 g verwendbare Aufnehmer hat eine Eigenfrequenz von 250 Hz. Die Trägerfrequenz betrug 5 kHz. Der Aufnehmer war mit Hilfe einer Spannvorrichtung fest auf dem Schütteltisch unter-halb des zu untersuchenden Sitzes befestigt, Bild 1.

Am Sitz war eine 2 mm dicke, an der Sitzvorderkante um 90° abgekröpfte Aluminiumplatte angebracht; dies ermöglichte das Anbringen einer Lasche, an der ein Beschleunigungsaufnehmer mit zwei Schellen sehr biegesteif befestigt werden konnte. Der zum Messen von b_{Si} benutzte induktive Beschleunigungsaufnehmer hatte eine Eigenfrequenz von 1000 Hz; er befand sich in einer Trägerfrequenz-Meßbrückenschaltung. Ein Lichtstrahlzillograph diente zum Aufzeichnen der Beschleunigungen b_{Si} und b_{Sc} .

3. Versuchsergebnisse

Es wurden Erregerschwingungen in den vier Oktaven zwischen 1 und 16 Hz untersucht sowie die der Tischplatte und dem Sitz zugeordneten Übertragungsfaktoren bestimmt. Dabei saßen die Versuchspersonen in bequem aufrechter Haltung in der Sitzschale; sie waren angewiesen, einen markierten Punkt in Augenhöhe an der gegenüberliegenden Wand zu fixieren. Dies gewährleistete eine annähernd gleiche Körperhaltung der Versuchspersonen während der Versuche. Die Amplitude B_{Sc} der Beschleunigung $b_{Sc} = B_{Sc} \sin \omega t$ des Schütteltisches betrug mit ω als der Kreisfrequenz und mit t als der Zeit stets 5 m/s^2 .

Die Ergebnisse wurden auf Grund von Untersuchungen mit zwei männlichen Versuchspersonen gewonnen. Die 27 Jahre alte, mit „W“ bezeichnete Versuchsperson hatte bei einer Größe von 180 cm ein Gewicht von 80 kp. Die durch „L“ gekennzeichnete Versuchsperson war 34 Jahre alt, 186 cm groß und wog 91 kp.

3.1. Handelsüblicher Sitz mit passiver Dämpfung

Aus Bild 5 geht hervor, daß bei diesem Sitz bei Frequenzen unter 1,5 Hz der Übertragungsfaktor $k_{ij} > 1$ ist. Dies bedeutet, daß die

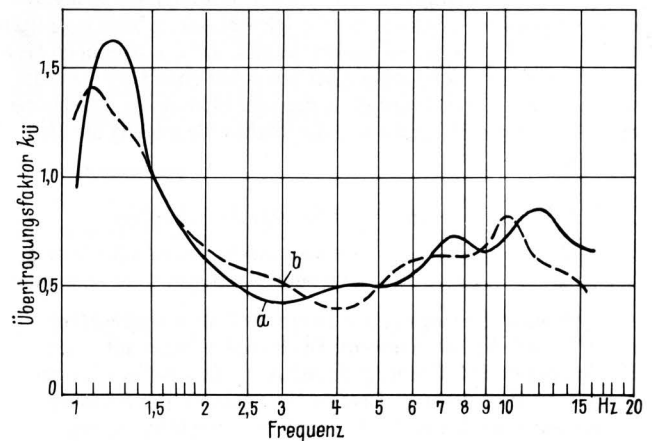


Bild 5. Übertragungsfaktor eines handelsüblichen Sitzes mit Dämpfung in Abhängigkeit von der Frequenz.

- a Verlauf bei der Versuchsperson „L“
- b Verlauf bei der Versuchsperson „W“

Schwingbewegung „verstärkt“ auf den Fahrer übertragen wird. Bei der Kurve a liegt der Maximalwert 1,63 des Übertragungsfaktors bei der Frequenz 1,3 Hz; bei der Kurve b nimmt der Übertragungsfaktor seinen Maximalwert 1,4 bei der Frequenz 1,1 Hz an (Versuche zeigten, daß bei einer 105 kp schweren Versuchsperson der Übertragungsfaktor den Maximalwert 1,98 bei einer Frequenz von 1,2 Hz erreicht). Außerdem zeigt Bild 5, daß in der Umgebung der 2-Hz-Frequenz die Amplitude der Sitzschwingung erheblich abfällt. Zwischen den Frequenzen 3 und 6 Hz erreicht das System seine optimalen Dämpfungseigenschaften, da es für diese vom Menschen als besonders unangenehm empfundenen Frequenzen ausgelegt ist. Der Übertragungsfaktor liegt in diesem Bereich zwischen 0,4 und 0,5. Bei den Frequenzen von 10 bis 12 Hz haben die Kurven ein relatives Maximum mit $k_{ij} \approx 0,8$. Danach fällt der Übertragungsfaktor monoton ab und nimmt bei der Frequenz 16 Hz annähernd den Wert 0,6 an.

3.2. Sitz mit aktiver Dämpfung

Bild 6 zeigt, daß der Sitz mit aktiver Dämpfung im gesamten Frequenzbereich, der vier Oktaven umfaßt, nahezu gleichbleibende Dämpfungseigenschaften hat. Auffallend ist das Übereinstimmen des Verlaufs der beiden Versuchspersonen entsprechenden Kurven bei Frequenzen zwischen 1 und 5 Hz. Bei einer Frequenz von 3 Hz befindet sich der optimale Arbeitsbereich des aktiven Dämpfungssystems; der Übertragungsfaktor liegt hier zwischen 0,25 und 0,5. Relativ ungünstig ist das Dämpfungsverhalten in der Umgebung von 4 Hz; hier nimmt der Übertragungsfaktor seinen Maximalwert 0,65 an. Im Frequenzbereich von 4 bis 16 Hz weichen die Frequenzen voneinander ab, bei denen die beiden

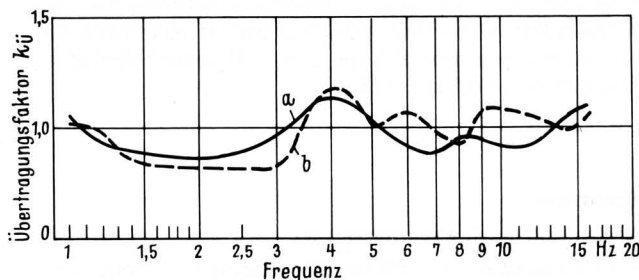


Bild 6. Übertragungsfaktor des Sitzes mit aktiver Dämpfung.

a, b Bedeutung wie in Bild 5

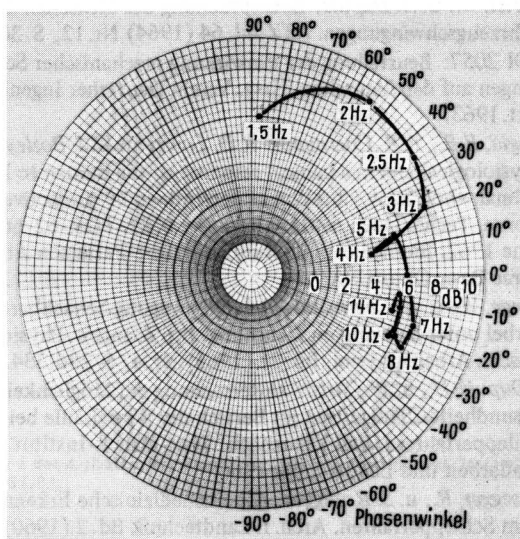


Bild 7. Die Dämpfung in dB in Abhängigkeit vom Phasenwinkel zwischen der Schwingung des Schütteltisches und des Sitzes mit aktiver Dämpfung (Mittelwerte bei zwei Versuchspersonen).

Versuchspersonen zugeordneten Kurven relative Maxima und Minima haben; diese liegen zwischen $k_{ij} = 0,4$ und $k_{ij} = 0,55$. Bild 7 zeigt das beim Sitz mit aktiver Dämpfung erzielte Ergebnis (Mittelwerte von zwei Versuchspersonen) in Polarkoordinaten.

Es wurden einige Versuche ausgeführt, bei denen die Erregerschwingung nicht harmonisch war. Sie sollten dazu dienen, den Sitz so gut wie möglich auch unter Versuchsbedingungen zu prüfen, wie sie in der Praxis auftreten. Bei diesen Versuchen enthielt die Erregerschwingung jeweils drei harmonische Komponenten mit annähernd gleichen Beschleunigungsamplituden, jedoch voneinander verschiedenen Frequenzen (f_0, f_1 und f_2), Bild 8 bis 10. In allen drei Fällen bewirkte im Vergleich zur passiven Dämpfung die aktive Dämpfung ein Herabsetzen der Beschleunigung (Spitze, Spitze) um mindestens den Faktor 2. Wie auf Grund der Systemauslegung zu erwarten war, ließ sich die Erregerschwingung mit den Frequenzkomponenten $f_0 = 1,5$ Hz, $f_1 = 3$ Hz und $f_2 = 4,5$ Hz am besten kompensieren, Bild 8; hierbei wurde die Beschleunigung um den Faktor 3 bis 4 reduziert.

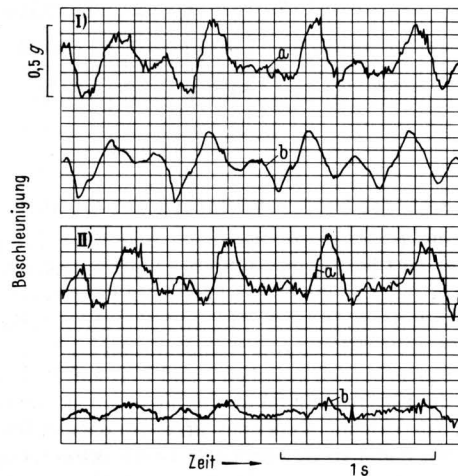


Bild 8. Verhalten der Sitze mit passiver und aktiver Dämpfung bei nicht harmonischer Erregerschwingung.

- I) Verhalten des Sitzes mit passiver Dämpfung
- II) Verhalten des Sitzes mit aktiver Dämpfung
- a Verlauf der Beschleunigung, die einer Erregerschwingung mit den Frequenzkomponenten $f_0 = 1,5$ Hz, $f_1 = 3$ Hz und $f_2 = 4,5$ Hz entspricht
- b Verlauf der Beschleunigung am Sitz

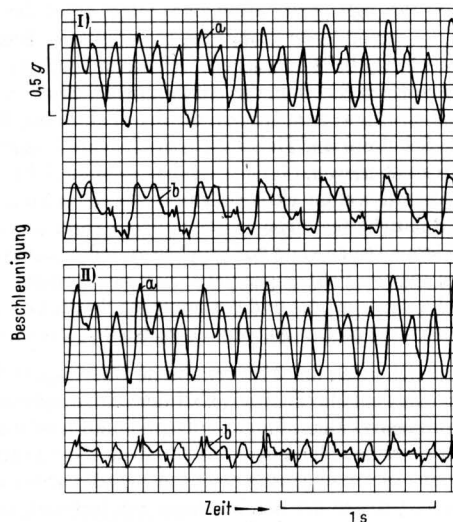


Bild 9. Verhalten der Sitze mit passiver und aktiver Dämpfung bei nicht harmonischer Erregerschwingung.

- I) Verhalten des Sitzes mit passiver Dämpfung
- II) Verhalten des Sitzes mit aktiver Dämpfung
- a Verlauf der Beschleunigung, die einer Erregerschwingung mit den Frequenzkomponenten $f_0 = 2,5$ Hz, $f_1 = 5$ Hz und $f_2 = 7,5$ Hz entspricht
- b Verlauf der Beschleunigung am Sitz

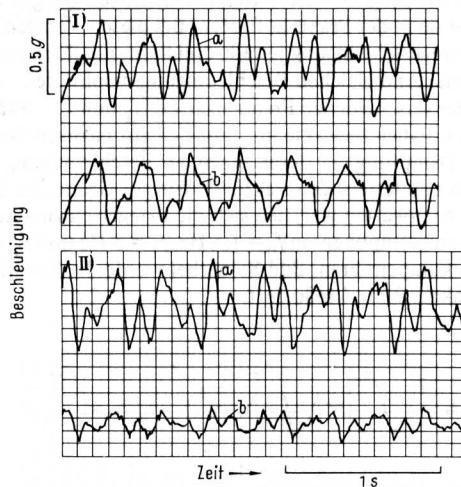
Bild 10. Verhalten des Sitzes mit passiver und aktiver Dämpfung bei nicht harmonischer Erregerschwingung.

I) Verhalten des Sitzes mit passiver Dämpfung

II) Verhalten des Sitzes mit aktiver Dämpfung

a Verlauf der Beschleunigung, die einer Erregerschwingung mit den Frequenzkomponenten $f_0 = 3$ Hz, $f_1 = 6$ Hz und $f_2 = 9$ Hz entspricht

b Verlauf der Beschleunigung am Sitz



3.3. Vergleich der beiden Verfahren zur Dämpfung

Aus Bild 5 und 6 geht hervor, daß (bei harmonischer Erregerschwingung) der Übertragungsfaktor beim Sitz mit aktiver Dämpfung bis auf ein Gebiet um 4 Hz im gesamten Frequenzbereich stets kleiner als der des handelsüblichen Sitzes mit passiver Dämpfung ist. Vor allem fällt die gute Kompensation der Erregerschwingung im Frequenzbereich zwischen 1 und 2 Hz auf. In diesem Bereich ist der Übertragungsfaktor des Sitzes mit aktiver Dämpfung um den Faktor 3 kleiner als der des Sitzes mit passiver Dämpfung; auch zwischen 6 und 16 Hz wurden durch die aktive Dämpfung die Übertragungseigenschaften des Sitzes verbessert und der Übertragungsfaktor gegenüber dem bei passiver Dämpfung um 40 % herabgesetzt.

4. Diskussion

Es zeigte sich, daß es mit Hilfe des untersuchten Dämpfungsverfahrens gelingt, besonders im niederfrequenten Bereich von 1 bis 3 Hz die Übertragungseigenschaften eines Sitzes gegenüber denen eines Sitzes mit der üblichen Dämpfung zu verbessern. Dies ist vor allem dann als Fortschritt anzusehen, wenn man beachtet, daß bei den bisher benutzten Sitzen in diesem Frequenzbereich verhältnismäßig große Schwingwege auftreten, die dem Fahrer das Betätigen von Pedalen, Schaltern und Hebeln sehr erschweren. Folgerichtig wäre deshalb zu überlegen, ob nicht bei bestimmten Arbeitsfahrzeugen die gesamte Kabine aktiv gedämpft werden sollte, um auf diese Weise Relativbewegungen zwischen dem Fahrer und den Bedienungselementen so klein wie möglich zu halten. Dies liegt vor allem bei solchen Fahrzeugen nahe, zu deren Bordausrüstung eine Hydraulikanlage gehört und die somit die für die Dämpfung nötige Energie ohne großen Aufwand bereitstellen könnten.

Der im Frequenzbereich um 4 Hz gemessene Übertragungsfaktor liegt mit 0,65 als dem Maximalwert über dem entsprechenden Wert beim Sitz mit passiver Dämpfung. Der Grund hierfür ist die Eigenfrequenz des sitzenden Menschen, durch die das System gestört und die Kompensation ungünstig beeinflusst wird. Dabei muß man allerdings beachten, daß der Beschleunigungsaufnehmer, dessen Meßsignale zum Berechnen des Übertragungsfaktors dienen, die Beschleunigung an der Sitzfläche des Menschen erfaßt, während der Aufnehmer, der die Spannung für die Kompensation liefert, unter der Sitzschale des Schleppersitzes befestigt ist. Da zwischen diesen beiden Aufnehmern das harte Sitzpolster und das Blech der Sitzschale liegen, ist im Frequenzbereich um 4 Hz die Beschleunigung an der Sitzfläche des Menschen größer als die unter der Sitz-

schale; unter Beachtung dieser Tatsache kann man die relativ schlechte Kompensation bzw. die vergleichsweise hohen Werte des Übertragungsfaktors erklären.

Trotz des Strebens, den Sitz so biegesteif wie möglich zu montieren, ließ sich das Auftreten von Nebenresonanzfrequenzen im Versuchsaufbau nicht ganz vermeiden. Diese Resonanzfrequenzen wurden durch die Sitzgewohnheit und die Masse der Versuchsperson beeinflusst, was sich im Verlauf des Übertragungsfaktors zwischen den Frequenzen 6 und 16 Hz widerspiegelt, vgl. Bild 6.

Die Untersuchungen, deren Ergebnisse auf Versuchen mit nur zwei Versuchspersonen beruhen, sollten lediglich dazu dienen, die prinzipiellen Möglichkeiten zu erforschen, die Sitze mit aktiver Dämpfung bei vertretbarem Aufwand bieten. Aus diesem Grund wurden auch nur die Mittelwerte von jeweils drei Messungen angegeben; zum Bestimmen der intra- und der interindividuellen Streuung der Meßergebnisse wären umfangreiche Meßreihen erforderlich gewesen.

Bei den Versuchen im Laboratorium wurde der Sitz mit aktiver Dämpfung bisher nur in vertikaler Richtung erregt. Um die hierbei gewonnenen Erkenntnisse vertiefen zu können, sollte man nunmehr Versuche mit Fahrzeugen unter den am Arbeitsplatz herrschenden Bedingungen ausführen. Unter diesen Bedingungen wird das schwingungsfähige System, das mehrere Freiheitsgrade hat, durch Kräfte erregt, deren Wirkrichtungen voneinander abweichen.

Die bisherigen Versuche zeigen bereits, daß Sitze mit aktiver Dämpfung gegenüber Sitzen mit passiver Dämpfung Vorteile bieten. Sie sollten dazu anregen, bestrebt zu sein, aktiv gedämpfte Sitze weiterzuentwickeln. In diesem Zusammenhang sei auf die Arbeit [8] verwiesen. In ihr wird ein unter erheblichem Aufwand entwickeltes System (activ hydraulic isolation system) auch theoretisch behandelt. Es dient zur Schwingungsisolierung des Sitzes für einen Piloten; der aktiv gedämpfte Sitz hat, ohne Versuchsperson, im Frequenzbereich von 1 bis 16 Hz einen Übertragungsfaktor zwischen 0,5 und 0,15.

L 57

Schrifttum

Bücher sind durch ● gekennzeichnet

- [1] Coermann, R., u. A. Okada: Übertragung von Erschütterungen auf den Menschen bei verschiedenen Anstellwinkeln der Rückenlehne. Int. Z. angew. Physiol. einschl. Arbeitsphysiol. Bd. 20 (1964) Nr. 5, S. 398/411.
- [2] Christ, W., u. H. Dupuis: Beanspruchung des Menschen durch Fahrzeugschwingungen. ATZ Bd. 64 (1964) Nr. 12, S. 364/65.
- [3] VDI 2057: Beurteilung der Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen. Hrsg. Verein Deutscher Ingenieure. Okt. 1963.
- [4] Magid, E.B., R.R. Coermann, R.D. Lowry u. W.J. Bosley: Physiological and mechanical response of the human to longitudinal wholebody vibration as determined by subjective response. Techn. Documentary Rep. No. MRL-TDR-62-66, June 1962, Biomedical Laboratory, Wright-Patterson Air Force Base, Ohio/USA.
- [5] Lange, W., u. R. Coermann: Relativbewegung benachbarter Wirbel unter Schwingungsbelastung. Int. Z. angew. Physiol. einschl. Arbeitsphysiol. Bd. 21 (1965) Nr. 4, S. 226/334.
- [6] ● Dupuis, H., u. W. Christ: Untersuchung der Möglichkeit von Gesundheitsschädigungen im Bereich der Wirbelsäule bei Schlepperfahrern. Bad Kreuznach: Max-Planck-Institut für Landarbeit und Landtechnik 1966.
- [7] Rosegger, R., u. S. Rosegger: Arbeitsmedizinische Erkenntnisse beim Schlepperfahren. Arch. f. Landtechnik Bd. 2 (1960) Nr. 1.
- [8] Calcaterra, P.C., u. D.W. Schubert: Research on acitv vibration isolation techniques for aircraft pilot protection. AMRL-TR-67-138, Aerospace Medical Research Laboratories 1967, Wright-Patterson Air Force Base, Ohio/USA.