

Verwendete Formelzeichen

F	Sondenquerschnittsfläche
P_S	Eindringwiderstand der Sondenspitze
p	hydrostatischer Druck einer Flüssigkeit
p_S	auf die Sondenquerschnittsfläche bezogener Eindringwiderstand der Sondenspitze
z	Silotiefe bzw. Eindringtiefe der Sonde
λ_t	Tragfähigkeitsbeiwert
ν_t	Formbeiwert
ρ	Schüttdichte
φ	innere Reibungswinkel
σ_S	Druckspannung in der Scherfläche
σ_h	horizontale Druckspannung bzw. -belastung
σ_v	vertikale Druckspannung bzw. -belastung
τ_S	Schubspannung in der Scherfläche
τ_W	vertikale Schubbelastung an der Wand

Schrifttum

Bücher sind durch • gekennzeichnet

- [1] DIN 1055 Blatt 6: Lastannahmen für Bauten; Lasten in Silozellen.
- [2] •Pieper, K. u. F. Wenzel: Druckverhältnisse in Silozellen. Berlin/München: Verl. W. Ernst u. Sohn, 1964.
- [3] Melzer, K.-J.: Sondenuntersuchungen in Sand. Diss. TH Aachen 1967.
- [4] Paul, J.: Spannungsverteilung in körnigen, kohäsionslosen Haufwerken bei der Lagerung in Behältern. Diss. TU Braunschweig 1975.
- [5] DIN 4017 Blatt 1: Baugrundberechnungen.
- [6] Prandtl, L.: Über die Härte plastischer Körper. Nachr. Ges. der Wissenschaften 1920, S. 74/85.
- [7] •Kezdi, A.: Handbuch der Bodenmechanik Band I; Bodenphysik. Berlin: VEB Verlag für Bauwesen 1969.

Schwingungseigenschaften eines aktivgefederten Schleppersitzes

Von Heiko Helms, Braunschweig*)

DK 631.372:629.11.014

Es wird theoretisch untersucht, wie die Schwingungseigenschaften eines Schleppersitzes verbessert werden können. Dazu wird eine aktive Sitzfederung verwendet und mit der konventionellen Ausführung verglichen. Es stellt sich heraus, daß sowohl die Wahrnehmungsstärke auf dem Sitz als auch der Relativweg zwischen Sitz und Schlepper durch eine aktive Sitzfederung wesentlich verkleinert werden können. Wichtig ist, daß der Sitz stets gleichphasig mit dem Schlepper schwingt.

1. Einleitung

Ackerschlepper und Baumaschinen sind sog. ungefederte Fahrzeuge. Bei ihnen findet zwar noch eine Federung durch die Reifen statt, es fehlt aber die bei schnellen Straßenfahrzeugen zwischen Achse und Aufbau befindliche Federung und Dämpfung. Damit sind u.a. die Aufbaubeschleunigungen bedeutend größer als bei gefederten Fahrzeugen. Infolgedessen ist beim ungefederten Fahrzeug eine vergleichsweise aufwendige Sitzfederung zur Erzielung eines ausreichenden Schwingungskomforts erforderlich. Dieser läßt sich aber mit den üblichen Feder-Dämpfer-Sitzkonstruktionen

nicht beliebig weit verbessern. Hier bietet sich für weitere Verbesserungen eine sog. "aktive" Sitzfederung an [1]. Dabei wird die Abstützung des Sitzes nicht mehr durch Federn und Dämpfer (d.h. konventionell) vorgenommen, sondern z.B. von einem schnell arbeitenden Hydraulikzylinder, wobei diesem seine Fahrbefehle von einem Regler vorgeschrieben werden. Dieses hat derart zu geschehen, daß die Fahrbahnunebenheiten möglichst gut ausgeglichen werden, d.h. daß der Fahrer möglichst wenig beansprucht wird. Als Information könnten dem Regler die am Fußpunkt des Zylinders relativ einfach und billig zu messenden vertikalen Fahrzeugbeschleunigungen bzw. Wege mitgeteilt werden. Für diese Möglichkeit soll der Schwingungskomfort auf einem Ackerschlepper errechnet und mit dem bei konventioneller Sitzfederung verglichen werden. Dabei werden über frühere Arbeiten [2 bis 7] hinaus nicht deterministische, sondern stochastische Fahrbahn-Unebenheiten zugrunde gelegt. Die vorliegende Arbeit wurde dankenswerterweise von der Robert Bosch GmbH, Stuttgart, unterstützt.

2. Fahrzeuersatzsystem

Bild 1 zeigt links das sog. Zweimassensystem, auf das als Modell für das System Schlepper-Fahrer alle folgenden Untersuchungen angewendet werden. Die Systemparameter sind c_1 , k_1 , m_1 und m_2 . Bei den benutzten Indizes bezieht sich die 2 auf "Fahrergrößen" bzw. Sitzparameter, während die 1 Achsgrößen bezeichnet. Damit ist m_2 die Masse von Fahrer und Sitz, m_1 stellt die anteilige Schleppermasse dar, c_1 und k_1 sind die Reifenfeder- und Dämpferkonstante für die Hinterachse des sonst ungefederten Schleppers. Die Bewegung des Systems wird durch die Straßenunebenheit h verursacht, die Auswirkungen dieser Störung seien durch die vertikalen Verschiebungen z_1 und z_2 erfaßt.

*) Dr.-Ing. Heiko Helms ist Oberingenieur am Institut für Fahrzeugtechnik (Direktor: Prof. Dr.-Ing. M. Mitschke) der TU Braunschweig.

Die in Bild 1 eingezeichnete Kraft X ist die den Sitz stützende Kraft. Bei konventionell gefederten Sitzen ist sie die Summe aus Feder- und Dämpferkraft, für X muß also die zugehörige Kraft-Weg-Beziehung

$$X = k_2 (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_2 (z_1 - z_2) \quad (1)$$

eingesetzt werden; c_2 ist die Federkonstante und k_2 die Dämpferkonstante des Sitzes.

Eine hydraulisch geregelte Abstützung des Sitzes arbeitet nicht nach diesem Gesetz. Bei dieser als Aktivfederung bezeichneten Stützart ist der Stützzyylinder nicht passives Federungselement, sondern er führt als Weg- oder Kraftstellglied bestimmte, von einem Regler vorgegebene Befehle aus. Dazu soll dem Regler die am Fußpunkt des Zylinders zu messende Aufbaubeschleunigung \ddot{z}_1 bzw. der Weg z_1 zur Verfügung gestellt werden, siehe Bild 1 rechts. Mit der Reglerübertragungsfunktion R sei die vom Zylinder an der Masse m_2 aufzubauende Kraft

$$m_2 \cdot \ddot{z}_2 = X = m_2 \cdot (1 + R) \cdot z_1 \quad (2)$$

Dieses ist gleichbedeutend mit einem vom Zylinder zu fahrenden Weg von

$$z_{\text{rel}} = z_2 - z_1 = R \cdot z_1 \quad (3)$$

Es sei hier darauf hingewiesen, daß bei dieser Definition R nicht nur die eigentliche Übertragungsfunktion des Reglers selbst darstellt, sondern auch das Übertragungsverhalten des Meßwerkes und des hydraulischen Stellwerkes (Aktivzylinder) beinhaltet. Speziell kann R auch ein Laufzeitglied enthalten, das durch die endliche Fortpflanzungsgeschwindigkeit des hydraulischen Signals entsteht.

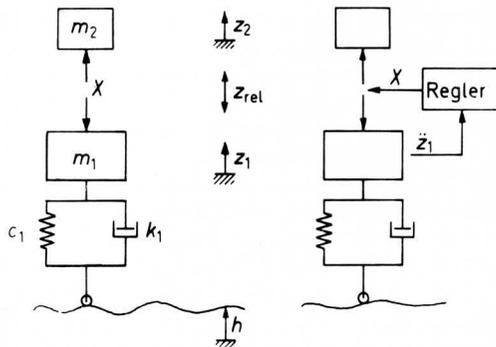


Bild 1. Verwendetes Ersatzsystem eines Schleppers und allgemeine Lage des Reglers.

3. Beurteilungsmaßstäbe

Zur Beurteilung des Schwingverhaltens eines Schleppersitzes soll die Sitzbeschleunigung und der Relativweg zwischen Sitz und Schlepper benutzt werden. Nach [8] ergibt sich bei einer Schwingungsanregung durch stochastische Fahrbahnebenen der Effektivwert (Standardabweichung) des Relativweges aus

$$z_{\text{rel,eff}}^2 = \int_0^\infty \left| \frac{\vec{a}_{\text{rel}}(\omega)}{\vec{b}} \right|^2 \cdot \Phi_h(\omega) \cdot d\omega \quad (4)$$

Dabei stellt $|\vec{a}_{\text{rel}}(\omega)/\vec{b}|$ die Vergrößerungsfunktion des Relativweges z_{rel} dar, also den Betrag der auf die harmonische Unebenheitsamplitude \vec{b} bezogenen Relativwegamplitude \vec{a}_{rel} ; die zugehörige

Kreisfrequenz wird mit ω bezeichnet. Für das Leistungsdichtespektrum $\Phi_h(\omega)$ kann als Funktion der Fahrgeschwindigkeit v sowie der Kennwerte $\Phi(\Omega_0)$, Ω_0 und w

$$\Phi_h(\omega) = v^{w-1} \cdot \Phi(\Omega_0) \cdot \Omega_0^w \cdot \omega^{-w} \quad (5)$$

gesetzt werden.

Die Sitzbeschleunigung wird entsprechend der menschlichen Wahrnehmung von Vertikalschwingungen (VDI-Richtlinie 2057) bewertet. Der zugehörige Effektivwert wird als Wahrnehmungsstärke K_{ges} bezeichnet, er errechnet sich nach [1] aus der Vergrößerungsfunktion $|\vec{a}_2(\omega)/\vec{b}|$ der Sitzbeschleunigung sowie der Frequenzbewertung $G_{\text{VDI}}(\omega)$ zu

$$K_{\text{ges}} = \int_0^\infty \left[\left| \frac{\vec{a}_2(\omega)}{\vec{b}} \right| \cdot G_{\text{VDI}}(\omega) \right]^2 \cdot \Phi_h(\omega) \cdot d\omega \quad (6)$$

$$G_{\text{VDI}}^2(\omega) = \frac{(360 \pi)^2}{(20 \pi)^2 + \omega^2} \quad (7)$$

Die zur Auswertung der Gl. (4) und (6) benötigten Vergrößerungsfunktionen $|\vec{a}_{\text{rel}}(\omega)/\vec{b}|$ und $|\vec{a}_2(\omega)/\vec{b}|$ werden im folgenden Kapitel bereitgestellt.

4. Bewegungsgleichungen und Übertragungsfunktionen

Für die Bewegung der Masse m_1 gilt mit den Bezeichnungen aus Bild 1:

$$m_1 \ddot{z}_1 + k_1 \dot{z}_1 + c_1 z_1 = -m_2 \ddot{z}_2 + k_1 \dot{h} + c_1 \dot{h} \quad (8)$$

Da der vom Aktivzylinder zu fahrende Weg z_{rel} für das zu regelnde System (die Regelstrecke) ebenso eine Eingangs- oder Störgröße wie die Unebenheit h ist, muß er auf der rechten Gleichungsseite erscheinen; die Umformung ergibt:

$$(m_1 + m_2) \ddot{z}_1 + k_1 \dot{z}_1 + c_1 z_1 = -m_2 \ddot{z}_{\text{rel}} + k_1 \dot{h} + c_1 \dot{h} \quad (9)$$

Setzt man für z_1 , z_{rel} und h die komplexen Amplituden \vec{a}_1 , \vec{a}_{rel} und \vec{b} an, so bekommt man die algebraische Gleichung

$$\underbrace{[(m_1 + m_2) p^2 + k_1 p + c_1]}_{A(p)} \cdot \vec{a}_1 = -m_2 p^2 \cdot \vec{a}_{\text{rel}} + (k_1 p + c_1) \cdot \vec{b} \quad p = i\omega \quad (10)$$

Mit der Determinante

$$\det A(p) = (m_1 + m_2) p^2 + k_1 p + c_1 \quad (11)$$

läßt sich die Lösung von Gl. (10) ausdrücken durch:

$$\begin{aligned} \vec{a}_1 &= \frac{-m_2 p^2}{\det A(p)} \vec{a}_{\text{rel}} + \frac{k_1 p + c_1}{\det A(p)} \vec{b} \\ &= S_i(p) \cdot \vec{a}_{\text{rel}} + S_a(p) \cdot \vec{b} \end{aligned} \quad (12)$$

Die Übertragungsfunktionen $S_i(p)$ und $S_a(p)$ geben den Einfluß der Eingangsgrößen Aktivzylinderweg \vec{a}_{rel} und Unebenheit \vec{b} auf die Regelstreckenzustandsgröße \vec{a}_1 wieder. Sie haben das gemeinsame Nennerpolynom $\det A(p)$. Seine Wurzeln sind die Eigenwerte für das Übertragungsverhalten der Regelstrecke. Diese sind identisch für ein System mit starr verbundenen Massen m_1 und m_2 – also ein Einmassensystem –, das über c_1 und k_1 abgedämpft und gedämpft ist.

Das in Bild 1 gezeigte und jetzt durch Gl. (12) beschriebene Schwingungssystem ist in seinem Bewegungszustand dann eindeutig festgelegt, wenn noch eine Aussage über die unbekannte Größe z_{rel} bzw. \vec{a}_{rel} hinzukommt, wenn also der vom Aktivzylinder zu fahrende Weg vorliegt. Dieser Weg wird vom Regler R vorgeschrieben, siehe Bild 1 rechts und Gl. (3). Damit ist der Regelkreis geschlossen; Bild 2. Der Relativweg \vec{a}_{rel} ist neben \vec{a}_1 eine weitere bestimmbare Zustandsgröße geworden. Aus Gl. (3) und (12) errechnet man

$$\det(p) = 1 - R(p) \cdot Si(p) \quad (13)$$

$$\vec{a}_1(p) = \frac{Sa(p)}{\det(p)} \vec{b} \quad (14)$$

$$\vec{a}_{rel}(p) = R(p) \cdot \vec{a}_1 \quad (15)$$

$$\vec{a}_2(p) = [1 + R(p)] \cdot \vec{a}_1 \quad (16)$$

Wird speziell ein Proportionalregler verwendet, so liegen nach Gl. (16) Sitz- und Aufbauweg immer in Phase; mit $R(p) = -V$ erhält man

$$\vec{a}_2 = (1 - V) \cdot \vec{a}_1 \quad (17)$$

Danach wird mit der Verstärkung $V = 1$ die Bewegung der Masse m_1 gerade so ausgeglichen, daß sich der Fahrer (m_2) nicht mehr bewegt ($\vec{a}_2 = 0$). Für den Bereich $0 < V < 1$ ist $0 < \vec{a}_2 < \vec{a}_1$, es ist \vec{a}_2 also gegenüber \vec{a}_1 reduziert, m_2 schwingt in gleicher Richtung wie m_1 .

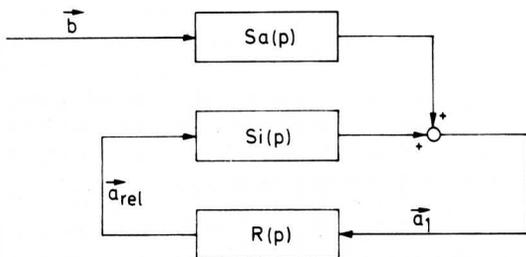


Bild 2. Allgemeines Blockschaltbild zum Signalfluß im Regelkreis.

5. Stabilitätsprüfung

Die charakteristische Gleichung, deren Lösungen für die Stabilität eines Systems entscheidend sind, ist durch das charakteristische Polynom nach Gl. (13) gegeben. Ebenso wie numerisch durch Bestimmung seiner Wurzeln kann die Stabilität graphisch an der zugehörigen Nyquist-Ortskurve

$$\det(i\omega) - 1 = -R(i\omega) \cdot Si(i\omega) \quad (18)$$

geprüft werden. Sie stellt den Frequenzgang des offenen Regelkreises dar; im Bild 3 wurde sie für den speziellen Fall des unbewegten Sitzes dargestellt ($R = -V = -1$, sonstige Daten nach Tafel 1).

Nun ist bereits bekannt, daß die Funktion $Si(i\omega)$ stabil ist, denn als Übertragungsfunktion in der Regelstrecke (m_2 mit m_1 starr verbunden) gehört sie zu einem konventionellen, passiven Schwingungssystem, in dem immer durch den Reifen eine Dämpfung vorhanden ist. In diesem Fall ist der geschlossene Regelkreis auch stabil, wenn der Fahrstrahl vom Punkt $(-1, 0i)$ zur Nyquist-Ortskurve insgesamt den Winkel Null überstreicht.

Die Nyquist-Ortskurve des Bildes 3 zeigt Stabilität an: der Winkel φ zwischen dem Fahrstrahl und seiner Anfangslage – also zwischen den Vektoren $\det(i\omega)$ und $\det(i\omega = 0)$ – wird bis zu dem Winkel φ_{max} aufgeweitet, mit weiter wachsender Kreisfrequenz ω verkleinert er sich dann wieder, bis er schließlich für $\omega = \infty$ auf Null zurückgedreht ist. Mit der nach Gl. (18) proportional eingehenden Verstärkung V muß bei Verkleinerung von V die gesamte Ortskurve entsprechend schrumpfen. Damit ist klar, daß für den gesamten Verstärkungsbereich $0 \leq V \leq 1$ Stabilität herrscht.

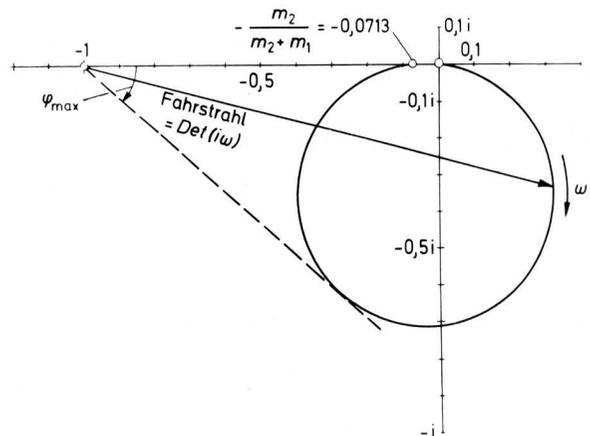


Bild 3. Nyquist-Ortskurve $\det(i\omega) - 1 = Si(i\omega)$ (offener Regelkreis) bei Verwendung eines Proportionalreglers mit der Verstärkung $V = 1$.

Fahrer Masse	m_2	kg	75
anteilige Schlepper Masse	m_1	kg	970
Reifenfederhärte	c_1	N/m	$7 \cdot 10^5$
Reifendämpfung	k_1	Ns/m	$0,1 c_1 / \omega$
Fahrgeschwindigkeit	v	m/s	2
Unebenheitsspektrum	$\Phi(\Omega_0)$	m^3	$5 \cdot 10^{-5}$
	Ω_0	m^{-1}	1
	w	–	1,75
Kreisfrequenzen	ω	s^{-1}	$1 \leq \omega \leq 10^2$

Tafel 1. Verwendete Daten zum Schlepper mit konventionell oder aktiv gefedertem Sitz.

Durch die endliche Fortpflanzungsgeschwindigkeit eines hydraulischen Signals für den Aktivzylinder und die Ansprechdauer seiner Ventile kann es bei der Regelung zu nicht mehr vernachlässigbaren zusätzlichen Verzögerungen kommen. Sie seien hier im Regler durch ein zugeschaltetes Laufzeitglied simuliert. Bei ihm erscheint ein eingegebenes Signal nach der charakteristischen Zeitdauer T_L sonst unverändert am Ausgang. Im Frequenzbereich bedeutet dies eine linear mit ω anwachsende Phasenverschiebung ωT_L .

Infolgedessen muß bei der Ortskurve des Reglers zu jeder bisherigen Amplitude noch der zusätzliche Phasenwinkel ωT_L addiert werden. Nach Gl. (18) muß diese Addition dann auch bei der Nyquist-Ortskurve vorgenommen werden. Da T_L als Laufzeit negativ ist, findet eine Zunahme der bisherigen Phasenwinkel statt. Für sehr große Frequenzen wird sich jetzt die Ortskurve nicht mehr

dem Punkt $\det(i\omega = \infty) - 1 = -m_2/(m_1 + m_2)$ nähern, sondern sie wird spiralförmig auf den zugehörigen Kreis einlaufen. Nach wie vor liegt aber die "1" außerhalb der Ortskurve — bei der Verstärkung $V = 1$ oder darunter ist dies unabhängig von der Laufzeit T_L immer der Fall. Die Größe der Laufzeit hat also hier keinen Einfluß auf das Stabilitätsverhalten. (Wird allerdings m_2/m_1 wesentlich größer, so kann durch Einfluß der Laufzeit Instabilität eintreten.)

6. Berechnung von Schwingungskomfort und Relativweg

Zunächst wurden für einen konventionell gefederten Sitz die Wahrnehmungsstärke K_{ges} und der effektive Relativweg zwischen Sitz und Schlepper ermittelt. Dazu kann ebenfalls das für die aktive Sitzfederer erstellte Digital-Programm verwendet werden. Ein Vergleich der durch z_{rel} ausgedrückten Bewegungsgleichung

$$m_2 \ddot{z}_{rel} + k_2 \dot{z}_{rel} + c_2 z_{rel} = -m_2 \ddot{z}_1 \tag{19}$$

der Masse m_2 mit Gl. (3) zeigt, daß man als Regler

$$R(p) = \frac{-\frac{m_2}{c_2} p^2}{1 + \frac{k_2}{c_2} p + \frac{m_2}{c_2} p^2} = \frac{-\frac{1}{\nu_2} p^2}{1 + \frac{2D_2}{\nu_2} p + \frac{1}{\nu_2} p^2} \tag{20}$$

benutzen muß, um mit dem aktiv gefederten System das zugehörige konventionelle zu simulieren.

Bei der Zahlenrechnung wurde von einer Sitzfederung mit einer Eigenfrequenz $\nu_2/2\pi = 1,75$ Hz und einem Dämpfungsmaß $D_2 = 0,46$ ausgegangen; sonstige Daten nach Tafel 1. Das Ergebnis ist als fetter Punkt in Bild 4 eingetragen. Anschließend wurden Kurven konstanter Sitzeigenfrequenz und Kurven konstanten Dämpfungsmaßes gerechnet und eingezeichnet. Man sieht, daß zur Verkleinerung von K_{ges} bei konstantem $z_{rel,eff}$ die Sitzeigenfrequenz deutlich herabgesetzt werden muß (z.B. auf 0,75 Hz) und daß gleichzeitig das zugehörige Dämpfungsmaß D_2 auf 0,7 zu erhöhen ist. Die absolute Grenze für (c_2, k_2) - bzw. (ν_2, D_2) - Variationen kann hier nur noch theoretisch interessieren, sie ergibt sich für $c_2 = 0$. Werte für K_{ges} und $z_{rel,eff}$ unter dieser Grenze sind bei unverändertem m_2, m_1, c_1 und k_1 durch keine (c_2, k_2) -Kombination möglich.

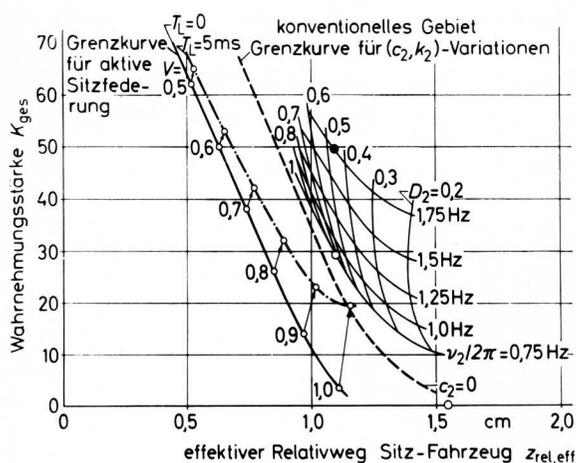


Bild 4. Wahrnehmungsstärke und effektiver Relativweg zwischen Sitz und Schlepper für einen konventionellen und einen aktiv gefederten Sitz bei einer Fahrt auf einem schlechten Feldweg ($v = 2$ m/s; $\Phi(\Omega_0) = 5 \cdot 10^{-5}$ m³; $w = 1,75$).

Zur Berechnung des Schwingungskomforts auf dem aktiv gefederten Schleppersitz muß der Regler $R(p)$ bekannt sein. Seine Bestimmung hat derart zu erfolgen, daß sowohl K_{ges} als auch $z_{rel,eff}$ klein werden. Dieser Regler ist der Proportionalregler

$$R(p) = -V \tag{21}$$

Er liefert für einen gegebenen Sitzweg \vec{a}_2 stets einen minimalen Relativweg \vec{a}_{rel} , weil die vertikalen Schwingwege von Sitz und Schlepper genau in Phase liegen, Gl. (3).

Für den Fall der Proportionalregelung kann das Berechnungsverfahren wesentlich vereinfacht werden:

Durch Einsetzen von Gl. (21), (11), (12) und (13) in Gl. (14) ergibt sich

$$\frac{\vec{a}_1}{\vec{b}} = \frac{k_1 p + c_1}{[m_1 + (1 - V)m_2]p^2 + k_1 p + c_1} \tag{22}$$

An dieser Stelle ist es sinnvoll, eine rechnerische Ersatzmasse

$$m_{ers} = m_1 + (1 - V)m_2 \tag{23}$$

einzuführen. Die Vergrößerungsfunktionen vereinfachen sich dann zu:

$$\text{vertikaler Sitzweg: } \frac{\vec{a}_2}{\vec{b}} = (1 - V) \frac{\vec{a}_1}{\vec{b}} \tag{24}$$

$$\text{Relativweg Sitz-Schlepper: } \frac{\vec{a}_{rel}}{\vec{b}} = -V \frac{\vec{a}_1}{\vec{b}} \tag{25}$$

$$\text{Radlastschwankung: } \frac{\vec{a}_p}{\vec{b}} = m_{ers} p^2 \frac{\vec{a}_1}{\vec{b}} \tag{26}$$

Das aktiv gefederte Zweimassensystem mit Proportionalregelung kann also rechnerisch mit einem einfacheren Einmassensystem der Masse m_{ers} simuliert werden. Die an ihm sehr schnell zu ermittelnden Effektivwerte ergeben nach Multiplikation mit den Faktoren $(1 - V)$, V oder 1 die Effektivwerte des tatsächlichen Zweimassensystems. Alle m_2 -bezogenen Größen wie z.B. $z_{2,eff}$ oder $\ddot{z}_{2,eff}$ oder K_{ges} bekommt man aus den zugehörigen m_{ers} -bezogenen durch Multiplizieren mit $(1 - V)$. Damit erhält man für $V = 1$ — wie bereits bekannt — die Sitzbewegung Null. Der Relativweg $z_{rel,eff}$ und seine Ableitungen werden ebenfalls aus den entsprechenden m_{ers} -bezogenen Größen gewonnen, nun aber mit dem Faktor V . Die Radlastschwankungen schließlich sind bei beiden Systemen identisch.

Für Verstärkungen von 0,5 bis 1, die für den Sitz nach Gl. (24) ein 50 bis 100 %-iges Reduzieren (Filtern) der vertikalen Schlepperbewegungen bedeuten, wurden nun die Werte für K_{ges} und $z_{rel,eff}$ errechnet. Es ergaben sich erheblich größere effektive Relativwege als bei der konventionellen Sitzfederung. Dies liegt daran, daß wegen der Proportionalität zwischen z_{rel} und z_1 (bzw. \vec{a}_{rel} und \vec{a}_1) bei der aktiven Sitzfederung für sehr kleine Frequenzen der Relativweg nicht gegen Null geht. Aus Gl. (22) und (25) ergibt sich als Grenzwert

$$\lim_{p \rightarrow 0} |\vec{a}_{rel}| = V \cdot |\vec{b}| \tag{27}$$

Theoretisch würde zunächst selbst ein Hügel, über den ein so ausgerüsteter Schlepper fährt, von der aktiven Sitzfederung entsprechend der Verstärkung V ausgeglichen werden. In der Praxis wird aber eine Hubbegrenzung sowohl konstruktiv als auch meßtechnisch gegeben sein. Die zu kleinen Frequenzen gehörenden Beschleunigungen \ddot{z}_1 sind schwer zu messen. Die zugehörige untere Auflösungsgrenze sei hier mit der Eckfrequenz $\omega_e/2\pi$ bezeichnet. Der als ideal angenommene Frequenzgang des Meßgerätes am Fußpunkt des Aktivzylinders auf dem Schlepper sei also unterhalb von ω_e Null ($V = 0$ für $\omega < \omega_e$), dieser Frequenzgang möge also dem eines idealen Hochpasses entsprechen. Aufgrund der

Gl. (24) verhält sich dann der Sitz als idealer Tiefpaß. Dies ist an den Vergrößerungsfunktionen $|\vec{a}_2/\vec{a}_1| = |\vec{a}_2/\vec{a}_1|$ im Bild 5 dargestellt. Es wurden Kurven (unterbrochene Linien) zu den Verstärkungen $V = 0,9$ und 1 gezeichnet. Außerdem wurden zum Vergleich der Filtercharakteristiken auch die Kurven zweier konventioneller Sitzfederungen hinzugenommen, und zwar sind es die am Anfang dieses Abschnittes im Zusammenhang mit Bild 4 erwähnten Auslegungen "Ausgangssitz, $\nu_2/2\pi = 1,75$ Hz, $D_2 = 0,46$ " und "optimierter konventioneller Sitz, $\nu_2/2\pi = 0,75$ Hz, $D_2 = 0,7$ ".

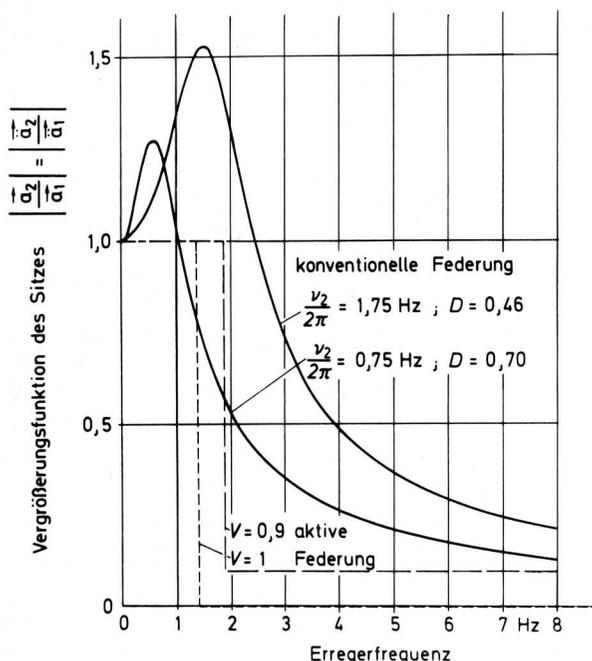


Bild 5. Filtercharakteristiken von konventionellen und aktiven Sitzfederungen.

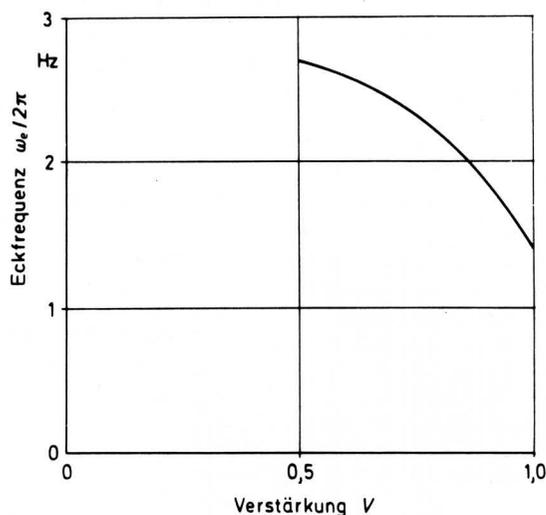


Bild 6. Abhängigkeit der Eckfrequenz $\omega_e/2\pi$ von der Reglerverstärkung V für die Optimalauslegungen (Grenzkurve) im Bild 4.

Die für das Bild 5 gewählten Eckfrequenzen $\omega_e/2\pi$, also die Stellen, an denen die Vergrößerungsfunktionen $|\vec{a}_2/\vec{a}_1|$ von 1 auf $(1 - V)$ abfallen, sind im Sinne des Bildes 4 optimal. Es sind diejenigen Eckfrequenzen, die zu der im Bild 4 gezeigten Grenzkurve für aktive Sitzfederungen ($T_L = 0$) gehören, alle anderen Variationen ergeben Werte für K_{ges} und $z_{rel,eff}$, die Punkte innerhalb des von der Grenzkurve umschlossenen Gebietes liefern. Die Abhängigkeit der jeweils optimalen Eckfrequenz von der Reglerverstärkung gibt Bild 6 wieder.

Eine Verbindung des Fahrersitzes mit dem Schlepper, die für Frequenzen unterhalb von $\omega_c/2\pi$ wie eine starre Verbindung wirkt, ist also zur Reduzierung von sowohl K_{ges} als auch $z_{rel,eff}$ vorteilhaft. Die Verbesserung gegenüber der konventionellen Sitzfederung wäre bedeutend. Nach Bild 4 kann z.B. mit der Verstärkung $V = 0,9$ die Wahrnehmungsstärke K_{ges} um 72 % gegenüber dem Ausgangsfahrzeug bzw. 52 % gegenüber der optimierten konventionellen Sitzfederung gesenkt werden, der effektive Relativweg nimmt dabei um 14 % ab.

Noch größere Verbesserungen sind möglich, wenn man auf eine Verkleinerung des effektiven Relativweges gegenüber den konventionellen Sitzen verzichtet. Dann kann man nach Bild 4 mit einer Verstärkung von etwa 1 arbeiten. In diesem Fall wird der Fahrer auf dem Sitz nur mit Schwingungen von Frequenzen kleiner als $\omega_c/2\pi = 1,4$ Hz, Bild 6, beansprucht, dies bedeutet eine Verringerung der Wahrnehmungsstärken gegenüber den beiden konventionellen Sitzfederungen um 93 bzw. 88 %.

Wichtig für eine aktive Sitzfederung ist die exakt geregelte Phasengleichheit von vertikaler Schlepper- und Sitzbewegung, also eine genaue Proportionalregelung. Eine Rechnung mit einer bei der Signalübertragung auftretenden Laufzeit von $T_L = 5$ ms ergibt die Strich-Punkt-Grenzkurve in Bild 4. In der Praxis müßte demnach auf entsprechenden Vorhalt bei der Messung geachtet werden (Differentiation des Meßsignals oder Messung bereits an der Vorderachse).

7. Zusammenfassung

Es wurden Berechnungen zu einem aktiv gefederten Schleppersitz durchgeführt. Für den Vergleich der alternativen Systeme aktive Federung und konventionelle Federung durften nur Parameter der beiden Sitzfederungsarten selbst für Variationen freigegeben werden.

In einer Stabilitätsuntersuchung wurde gezeigt, daß auch beim Vorhandensein von Laufzeiten bei der hydraulischen Signalübertragung keine Instabilitäten auftreten werden.

Für eine Fahrt auf einem durch ein Unebenheitsspektrum gegebenen Feldweg wurden der Schwingungskomfort, ausgedrückt durch die nach VDI 2057 berechnete Wahrnehmungsstärke K_{ges} , und der effektive Relativweg zwischen Sitz und Schlepper berechnet. Es zeigt sich, daß durch die aktive Sitzfederung gegenüber der konventionellen Ausführung große Verbesserungsmöglichkeiten gegeben sind. Bei der Regelung muß auf exakt phasengleiche Bewegungen von Sitz und Schlepper geachtet werden.

Schrifttum

Bücher sind durch • gekennzeichnet

- [1] • Helms, H.: Grenzen der Verbesserungsfähigkeit von Schwingungskomfort und Fahrsicherheit an Kraftfahrzeugen. Diss. TU Braunschweig 1974.
- [2] Bies, D.A.: Feasibility study of a hybrid vibration isolation system. SAE-Paper 680751.
- [3] Coermann, R.R. u. W. Lange: Untersuchung der Möglichkeit einer aktiven Dämpfung für Fahrzeugsitze. Grndl. Landtechnik Bd. 21 (1971) H. 1, S. 6/10.
- [4] • Köpper, R.: Zur Bestimmung des erforderlichen Schwingungskomforts geländegängiger Fahrzeuge und seine Verwirklichung durch aktive Federung. Diss. TU Berlin 1973.
- [5] Ruzicka, J.E.: Active vibration and shock isolation. SAE-Paper 680747.
- [6] Thompson, A.G.: Design of active suspensions. Proc. Instn. mech. Engrs. 1970-71, 185, 36/71.
- [7] • Wendeborn, J.O.: Ein Beitrag zur Verbesserung des Fahrkomforts auf Ackerschleppern. Fortschr.-Ber. VDI-Z. Reihe 14, Nr. 8, Düsseldorf: VDI-Verlag 1968.
- [8] • Mitschke, M.: Dynamik der Kraftfahrzeuge. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 1972.