

Bild 3. Legegenauigkeit der Maislegemaschine SKG(K)-6 W bei der Anwendung verschiedener Lochscheiben (Schindelmeiser 8 bis 10 mm)

Feldaufgang betrug 3,7 Pflanzen. Nach Abschluß der Pflegearbeiten blieben 3,11 Pflanzen erhalten. Für einen ertragreichen Silomaisbestand ist diese Zahl optimal, besonders wichtig ist aber, daß ein wesentlich verbesserter Aufgang erzielt wurde, der auf die Vermeidung von Kornbeschädigungen zurückzuführen ist. Die Häufigkeitsverteilung ist aus Bild 3 ersichtlich.

Es ist zu ersehen, daß die Zahl der Körner und beschädigten Pflanzen je Nest nach Einsetzen der neuen Lochscheibe wesentlich weniger streut als bei der Scheibe Nr. 143. Fehlstellen traten bei den ausgezählten Versuchspartzen, die mit der neuen Lochscheibe gelegt wurden, nicht auf, machten aber bei Verwendung der Scheibe Nr. 143 $\approx 12\%$ der Pflanzstellen aus.

Aus dieser Gegenüberstellung erkennt man deutlich, daß bei exakter Durchführung der Kalibrierung, verbunden mit der Verwendung richtiger Lochscheiben, überall beste Ergebnisse bei der Maisaussaat zu erzielen sind [1], [2], [3].

Schlußfolgerungen

Gute Maisbestände, von denen man hohe Massenerträge bei bester Qualität erzielen kann, setzen voraus, daß optimale

Standweiten und Bestandsdichten eingehalten werden. Man erreicht dies mit dem geringsten Arbeitsaufwand durch den Einsatz von Spezialgeräten.

Eine gleichmäßige Saatgutverteilung erfordert die sorgfältigste Kalibrierung des Saatgutes.

Da man in der DDR neben den in anderen Ländern überwiegend angebauten Zahnmaissorten vielfach großkörnige Hartmaise verwendet, wurde eine neue Lochscheibe entwickelt, die einen gleichmäßigen Stand auch bei großkörnigen Hartmais ohne Kornverletzung gewährleistet. Bei den Aussaatprüfungen im letzten Jahr ließ sich mit der neuen Scheibe eine gleichmäßige Saatgutverteilung und ein besserer Feldaufgang als mit der Scheibe Nr. 143 erzielen (mit Saatgut der Sorte „Schindelmeiser“, Sortierung 8 bis 10 mm).

Die Maisaussaat müßte durch eine Kombination von Reihenspritzung gegen Unkräuter und Reihendüngung weiter vervollkommen werden, wie dies schon in einzelnen Fällen geschah. Man sollte auch berücksichtigen, daß in der Praxis zu den sechsreihigen Maislegegeräten für die nachfolgenden Arbeitsgänge oft nur unsere vierreihigen Pflegeaggregate zur Verfügung stehen.

Entsprechend den Erfahrungen in anderen Maisanbauländern sollten die Lieferer in Zukunft auf den Saatgutetiketten die zu verwendende Lochscheibe angeben. Für die Praxis wäre das eine große Erleichterung und würde sich auf die Erzielung einwandfreier Bestände sehr günstig auswirken.

Literatur

- [1] KOLISCHEW, P. P.: Neue Technologie der Samenkalibrierung und Anwendung der Säscheiben für die SKG N-6. Kukurusa (1959) H. 4, S. 53 bis 56.
- [2] MEHRLE, W.: Erfahrungen aus dem Ausland für eine deutsche Hybridmaissaatguterzeugung. Saatgutwirtschaft (1960) S. 72 bis 73 und 99 bis 102.
- [3] TREGUBENKO, M. J.: Saat- und Ertragsqualität von Samen verschiedener Fraktionen bei der Kalibrierung von Mais. Bull. Mais-Institut in Dnepropetrowsk. Kukurusa (1957) H. 1, S. 8 bis 14.
- [4] ULRICH, N. N.: Die Produktivität kalibrierten Maissaatgutes. Vestnitsel ch. Nauki (1950) H. 3, S. 57 bis 66, Sdh. Landwirtschaft. Zentralbl. (1960) S. 24.
- [5] Ministerium für Landwirtschaft der UdSSR, GOSNITI: Anwendung von Maschinen bei der Aussaat und Pflege des Mais, Moskau 1959. A 4066

Dipl.-Ing. H. DILG*)

Untersuchungen über das Schwingungsverhalten des Schleppers RS14/30 und des Geräteträgers RS 09

1 Allgemeines

Bei der Mechanisierung der landwirtschaftlichen Arbeiten spielt der Schlepper als Zug- und Antriebsmaschine sowie als Geräteträger eine entscheidende Rolle. Während die meisten landwirtschaftlichen Maschinen nur innerhalb ihrer jeweiligen Kampagne genutzt werden, befindet sich der Schlepper fast das ganze Jahr über im Einsatz. Dieser Umstand erfordert, daß bei der konstruktiven Gestaltung des Schleppers auf die Arbeitsbedingungen des Traktoristen, der während der gesamten Einsatzzeit auf der Maschine tätig ist, besondere Rücksicht genommen wird.

Es ist bekannt, daß der auf einem landwirtschaftlichen Schlepper arbeitende Traktorist außer durch die funktionsbedingte Arbeitsleistung noch durch Schwingungen und Erschütterungen der Maschine, die in erster Linie von den Unebenheiten der Fahrbahn herühren, physisch beansprucht wird. Diese starken Belastungen führen besonders bei einer ungünstigen Anordnung und Ausführung des Fahrersitzes zu vorzeitigen Ermüdungserscheinungen, bei langjähriger Tätigkeit sehr oft zu gesundheitlichen Schädigungen [1]. Aus diesem Grunde ist es dringend notwendig, die Schleppersitze so zu

*) Technische Hochschule Dresden, Institut für Landmaschinen-technik (Direktor: Prof. Dr.-Ing. W. GRÜNER).

verbessern, daß die zusätzlichen Belastungen des Schlepperfahrers weitgehend vermindert werden.

Die folgenden Darlegungen¹⁾ sollen einen Beitrag zur Erarbeitung der Grundlagen für konstruktive Verbesserungen leisten.

2 Meßtechnische Untersuchungen

Die Bewegungen des Schleppersitzes werden durch die Bewegungen des Schleppers eingeleitet. Eine Analyse der Bewegungsvorgänge des Sitzes erfordert, daß die Bewegungsvorgänge des Schleppers, auf dem der Sitz befestigt ist, bekannt sind. Um die Bewegungen des Schleppers, des Sitzes und des Fahrers möglichst wirklichkeitsgetreu zu erfassen, wurden die nachstehend beschriebenen Messungen nicht in stationären Laborversuchen, sondern im Fahrbetrieb durchgeführt.

2.1 Versuchseinrichtungen

2.1.1 Versuchsstrecke:

Beim praktischen Einsatz des Schleppers treten Fahrbahnebenheiten und Hindernisse auf, die mannigfaltige Formen und Größen

¹⁾ Der Arbeit liegen die Meßergebnisse zugrunde, die der Verfasser 1959 in der Diplomarbeit „Untersuchung der Federung des Fahrersitzes am Geräteträger RS 09“ am Institut für Landmaschinen-technik der Technischen Hochschule Dresden gewonnen hat.

aufweisen und außerdem verschiedenartige Verteilung haben. Damit man für die Versuche konstante und reproduzierbare Bedingungen erhält, die auch der rechnerischen Behandlung zugänglich sind, ist es erforderlich, die Vielfalt von Hindernissen auf eine maßlich genau festgelegte Hindernisform zu reduzieren. Dieses Modellhindernis kann sowohl als Einzelhindernis wie auch durch Hintereinanderreihung mehrerer Einzelhindernisse als periodisches Hindernis (Wellenbahn) ausgebildet werden [2].

Für die Versuche wurde ein Einzelhindernis mit rechteckigem Querschnitt (6×20 cm) verwendet, das auf der Versuchsbahn (gepflasterte Straße) quer zur Fahrtrichtung befestigt wurde. Die Anordnung quer zur Fahrtrichtung gewährleistete, daß der Schlepper jeweils mit beiden Rädern einer Achse gleichzeitig das Hindernis überfuhr.

2.12 Versuchsschlepper:

Als Versuchsschlepper standen zur Verfügung:

1. der Radschlepper RS 14/30 (VEB Schlepperwerk Nordhausen),
2. der Geräteträger RS 09 (VEB Traktorenwerk Schönebeck).

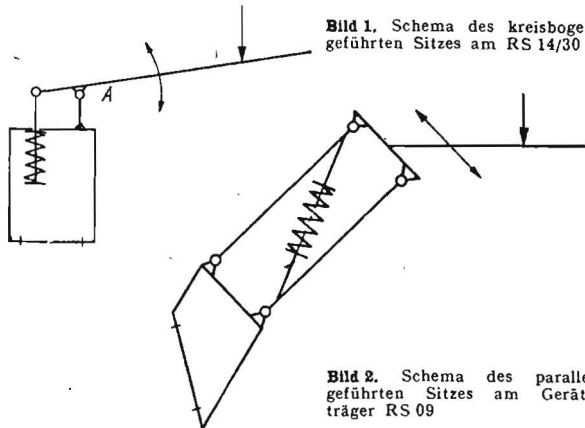


Bild 1. Schema des kreisbogengeführten Sitzes am RS 14/30

Bild 2. Schema des parallelgeführten Sitzes am Geräteträger RS 09

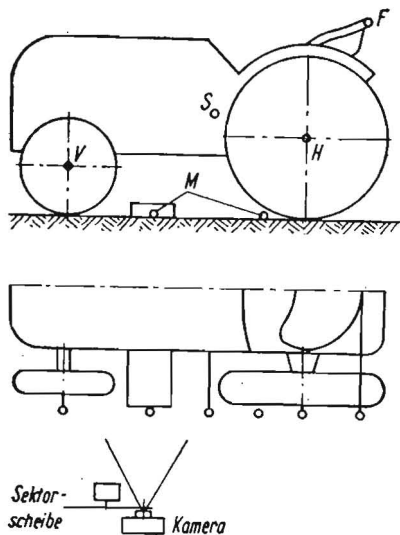
Beide Schlepper sind mit Schwingfedersitzen (im Unterschied zu starren Sitzen auf Kettenschleppern) ausgestattet, die sich jedoch in der Art ihrer Anlenkung unterscheiden.

Bild 1 zeigt das Ersatzschema des Sitzes am Schlepper RS 14/30. Die auf der Sitzschiene befestigte Sitzschale wird um den Anlenkpunkt A der Schiene auf einer Kreisbahn geführt.

In Bild 2 ist das Schema des Sitzes am Geräteträger RS 09 dargestellt. Der Sitz hat eine Parallelogrammführung, so daß in bezug

Bild 4 (rechts). Bewegungsbahnen des Schleppers RS 14/30; Fahrgeschwindigkeit $v = 20$ km/h, Reifendruck $p = 2$ at
 W Wurfbewegung des Fahrers, F Fahrersitz, S Schwerpunkt, H Hinterachse, V Mittelpunkt des Vorderrades

Bild 3 (unten). Anordnung der Schleppermarkierungspunkte in einer Vertikalebene seitlich des Schleppers - senkrecht zur optischen Achse der Kamera. (In der Vorderansicht ist die Kamera der Übersichtlichkeit wegen weggelassen)



auf den Schlepper keine Nickbewegung, d. h. keine Drehbewegung um eine Querachse, auftritt.

In beiden Sitzen werden Gummielemente zur Federung und gleichzeitigen Dämpfung verwendet.

2.2 Meßverfahren

Zur experimentellen Aufzeichnung der Bewegungen, die ein fahrender Schlepper gegenüber der Fahrbahn ausführt, wurde ein fotografisches Verfahren erprobt und angewendet, das im Versuchsaufbau sowie in der Versuchsdurchführung sehr einfach ist und auf folgenden Grundlagen beruht:

Beim Überfahren eines Hindernisses durchläuft jeder Schlepperpunkt eine bestimmte Bewegungsbahn. Zur Beurteilung der Schlepperbewegungen betrachtet man die Bewegungsvorgänge einiger ausgezeichnete Punkte, und zwar des Schlepperschwerpunktes S , der Mittelpunkte des Hinterrades H und des Vorderrades V sowie des Fahrersitzes F (Bild 3). Die Bewegungsbahnen dieser genannten Punkte, die am Schlepper besonders markiert wurden, können mit einem normalen Fotoapparat aufgenommen werden, indem der Verschluss des Objektivs während der ganzen Zeit des Vorbeifahrens geöffnet bleibt. Diese Aufnahmen sind allerdings nur im Dunkeln durchführbar, da sonst eine vollkommene Überbelichtung des Filmes eintreten würde. Die Markierungspunkte am Schlepper sowie die Wegmarkierungen M zur Bestimmung des Abbildungsmaßstabes müssen durch Lichtquellen sichtbar gemacht werden.

Damit man aus einer derartigen Bewegungsbahn neben der Ortsveränderung auch den zeitlichen Verlauf der Bewegung erfassen kann, werden die Kurvenzüge in konstanten Zeitabständen unterbrochen. Diese Unterbrechungen erreicht man durch eine periodische Abdeckung des Objektivs der Kamera mit Hilfe einer rotierenden Sektorscheibe (Bild 3). Wählt man den Sektor sehr klein, dann wird der Film bei jeder Umdrehung der Scheibe entsprechend kurz belichtet, so daß sich auf dem Negativ Punkte ergeben, die zusammen die Bewegungsbahnen bilden. Bild 4 stellt die Nachzeichnung der Aufnahme eines Bewegungsbildes für den Schlepper RS 14/30 dar, wobei die gewonnenen Punkte durch Linienzüge verbunden wurden, um die Bewegungsbahnen zu verdeutlichen.

Damit die bei fotografischen Aufnahmen entstehenden Abbildungsfehler ausgeschaltet werden, ist es notwendig, die Schlepper- und Wegmarkierungspunkte in einer Vertikalebene seitlich des Schleppers anzuordnen und den Fotoapparat so aufzustellen, daß seine optische Achse senkrecht zu dieser Vertikalebene gerichtet ist (Bild 3). Die Fahrtrichtung muß parallel der Bild- bzw. Filmebene sein.

2.3 Versuchsbedingungen

Neben der Beschaffenheit der Versuchsstrecke ist die Fahrgeschwindigkeit des Schleppers und der Luftdruck der Reifen auf das Schwin-

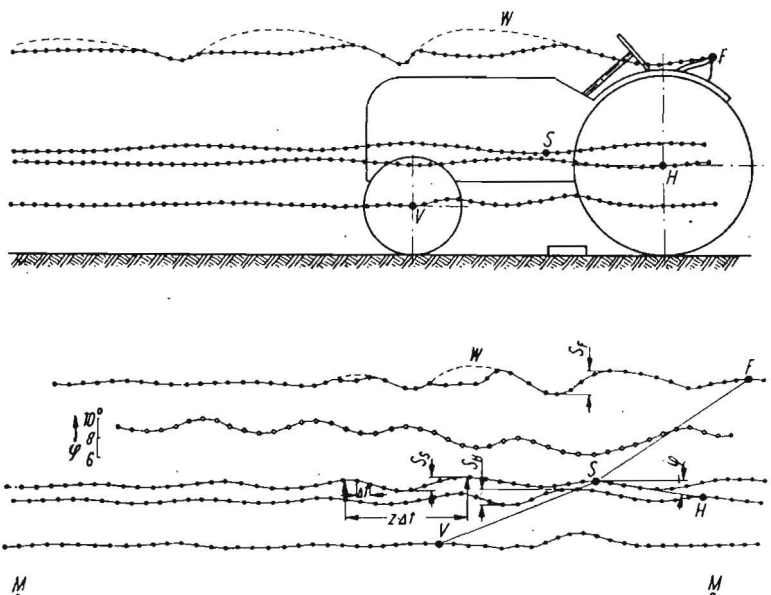


Bild 5. Beispiel für die Auswertung der Bewegungsbahnen. (RS 14/30, Fahrgeschwindigkeit $v = 9,1$ km/h, Reifendruck $p = 2$ at).
 W Wurfbewegung des Fahrers, S_P Schwingungsausschlag des Fahrersitzes, s_s Schwingungsausschlag des Schwerpunktes, s_H Schwingungsausschlag der mit dem Schlepperkörper starr verbundenen Hinterachse, Δt Zeitintervall zwischen zwei benachbarten Lichtpunkten, $\kappa \cdot \Delta t$ Schwingungsdauer, M Maßstabsmarkierungspunkte, φ Winkel zwischen der schlepperfesten Linie SH und der Horizontalen

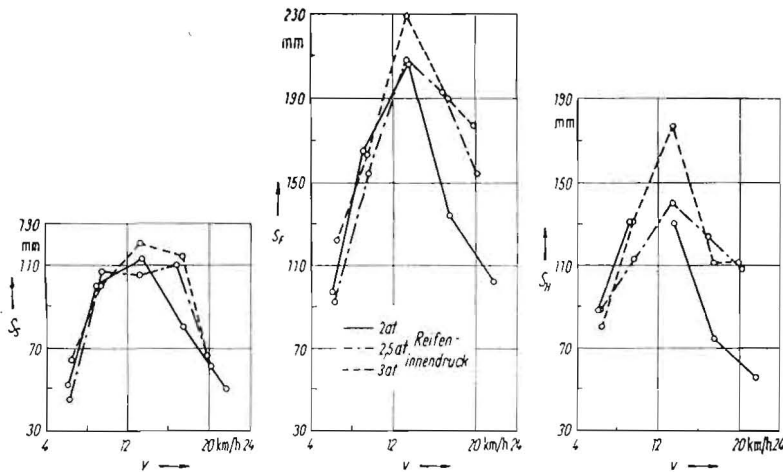


Bild 6 bis 8. Maximale Schwingungsauslässe beim RS 14/30.
 s_S Maximalauslässe des Schwerpunktes, s_H Maximalauslässe der Hinterachse, s_F Maximalauslässe des Fahrersitzes

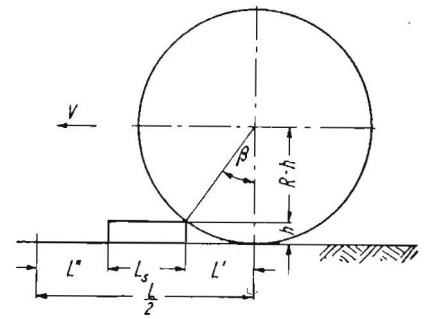


Bild 9. Bestimmung der Schwingungslänge beim Überfahren des Hindernisses

gungsverhalten des Schleppers von Einfluß. Diese Einflußgrößen wurden bei der Versuchsdurchführung folgendermaßen variiert:

Fahrgeschwindigkeit:

RS 14/30: 5 Stufen von 5,2 bis 24,0 km/h (1. bis 5. Gang),
 RS 09: 3 Stufen von 5,9 bis 14,8 km/h (2. bis 4. Gang).

Innendruck der Schlepper-Hinterradreifen:
 2,0 at, 2,5 at und 3,0 at.

Bei jeder Variante wurden zwei Versuchsfahrten ausgeführt.

3 Auswertung der fotografisch aufgenommenen Bewegungsbahnen

Die einzelnen Aufnahmen, die als Negative entstanden, wurden in einem bestimmten Maßstab auf Millimeterpapier projiziert und nachgezeichnet (Bild 5).

Eine Analyse der grafisch dargestellten Bewegungsbahnen zeigt, daß der Schlepper während der Fahrbewegung vertikale Schwingungen ausführt, die bei einmaligem Anstoß durch das Einzelhindernis nach einer bestimmten Zeit abklingen. Die Schwingungsbewegungen bestehen aus Hubschwingungen (Schwingungen in vertikaler Richtung), die mit einer schwachen Nickbewegung (Drehbewegung um eine quer zur Fahrtrichtung gedachte Achse) überlagert sind. Der Verlauf der Nickschwingungen ergibt sich aus der Änderung des Winkels φ zwischen der schlepperfesten Linie SH und der Horizontalen.

Aus den im Bild 5 dargestellten Bewegungsbahnen sind die Größen der Schwingungsamplituden des Schwerpunktes s_S , der Hinterachse s_H und des Fahrersitzes s_F direkt zu entnehmen.

Die Schwingungsdauer läßt sich aus der Anzahl z der Lichtpunkte der ersten Schwingungsperiode nach der Auslenkung und der Größe eines Zeitintervalls zwischen zwei Lichtpunkten Δt berechnen:

$$T = z \cdot \Delta t \text{ [s]}$$

mit
$$\Delta t = \frac{60}{n} \text{ [s]}$$

n = Drehzahl der Sektorscheibe.

Die Frequenz der beim Überfahren des Hindernisses erregten Eigenschwingungen des Schleppers beträgt:

$$f = \frac{1}{T} \text{ [Hz].}$$

Aus den Bewegungsbahnen läßt sich ferner die genaue Fahrgeschwindigkeit des Schleppers bestimmen, indem für die bekannte Strecke s zwischen den Maßstabsmarkierungspunkten M die Anzahl der Zeitintervalle Δt ausgezählt und damit die Geschwindigkeit berechnet wird:

$$V = \frac{s}{z \cdot \Delta t} \cdot 3,6 \text{ [km/h].}$$

Bei den Vorderrädern kommen die Vertikalbewegungen kurz nach Überfahren des Hindernisses wieder zur Ruhe; es entsteht kein ausgeprägter Schwingungszustand. Aus diesem Grunde kann auf die Auswertung der Bewegungen der Vorderräder verzichtet werden.

4 Versuchsergebnisse

In Bild 6 bis 8 sind die maximalen Schwingungsauslässe des Schlepperschwerpunktes, der Hinterachse und des Fahrersitzes über der Fahrgeschwindigkeit mit dem Luftdruck der Hinterradreifen als Parameter für den Schlepper RS 14/30 dargestellt.

Aus den Bewegungsbahnen und den Diagrammen können folgende Aussagen entnommen werden:

1. Die beim Überfahren des Modellhindernisses entstehenden vertikalen Schwingungsbewegungen der Schlepper bestehen aus Hubschwingungen, die mit Nickbewegungen überlagert sind.
2. Die Bewegungsbahnen des Schwerpunktes und der Hinterachse haben bei beiden Schleppern einen fast sinusförmigen Verlauf. Die Nickschwingungen können ebenfalls mit harmonischen Schwingungsbewegungen beschrieben werden, wenn man geringe Abweichungen außer acht läßt. Die Bewegungsbahnen der Schleppersitze weisen dagegen starke Ungleichförmigkeiten auf (Bild 4 und 5).
3. Die Schwingungsauslässe des Schwerpunktes, der Hinterachse und des Sitzes sind in hohem Maße von der Fahrgeschwindigkeit abhängig. Beim RS 14/30 treten bei Geschwindigkeiten um 14 km/h Maximalwerte auf (Bild 6 bis 8). Der Anstieg der Amplituden bis zu den Maximalwerten wurde durch die Parallelversuche mit dem Geräteträger RS 09 bestätigt.
4. Die Schwingungsauslässe der Sitze liegen bei Benutzung des angegebenen Modellhindernisses mit ihren Maximalwerten im Bereich von 100 bis 225 mm und sind damit um fast 100% größer als die der Schlepperkörper.
5. Der Innendruck der Hinterradreifen hat geringen Einfluß auf die Größe der Schwingungsauslässe in dem Sinne, daß mit zunehmendem Druck die Ausschläge etwas größer werden.
6. Die Frequenzen f des Schleppers RS 14/30 und des Geräteträgers sind nur wenig von der Fahrgeschwindigkeit und dem Reifenluftdruck abhängig. Sie haben bei hohem Reifeninnendruck etwas größere Werte als bei geringem Druck.

5 Erläuterungen der Versuchsergebnisse

Die Schwingungsauslässe des Schwerpunktes, der Hinterachse und des Fahrersitzes zeigen beim RS 14/30 eindeutige Maxima. Diese sind darauf zurückzuführen, daß der Schlepper beim Überfahren des Hindernisses mit der Geschwindigkeit von 14 km/h in seiner Eigenfrequenz angestoßen wird und in Resonanz gerät. Sowohl bei niedrigeren als auch bei höheren Geschwindigkeiten werden die Ausschläge um so kleiner, je weiter die Fahrgeschwindigkeiten von der kritischen Geschwindigkeit entfernt sind.

Für den rechnerischen Nachweis, daß bei der genannten Geschwindigkeit der Schlepper in der Resonanzfrequenz erregt wird, muß die Wegstrecke (Schwingungslänge) zugrunde gelegt werden, die der Schlepper beim Überfahren des Hindernisses während einer Schwingungsperiode zurücklegt. Die Krafteinwirkung auf das Schlepperad beginnt in dem Augenblick, in dem der Reifen die Schwelle berührt, und endet nach Wiederaufsetzen des Reifens auf die Fahrbahn. Diese Strecke stellt eine halbe Schwingungslänge dar. Die gesamte Schwingungslänge beträgt unter der Annahme, daß die

Strecke L' vor dem Hindernis gleich der Strecke L'' nach dem Hindernis, gleich $R \cdot \sin \beta$ ist (Bild 9):

$$L = 2(L_s + L' + L'') = 2(L_s + 2R \cdot \sin \beta)$$

$$L = 1,560 \text{ m}$$

Die Schwingungsfrequenz errechnet sich zu

$$f = \frac{v}{L};$$

setzt man die versuchsmäßig ermittelte Eigenfrequenz von 2,6 Hz ein, dann ergibt sich die kritische Geschwindigkeit zu

$$v_k = f_k \cdot L \cdot 3,6 = 14,6 \text{ km/h.}$$

Diese Rechnung bestätigt – zwar auf Grund der getroffenen Annahme nicht zwingend – die Aussage, daß es sich bei der vorliegenden Erhöhung der Amplituden um einen Resonanzfall handelt.

Die gleiche Erscheinung tritt beim Geräteträger RS 09 auf. Die kritische Geschwindigkeit liegt hier bei etwa 15 km/h und entspricht der Höchstgeschwindigkeit des Geräteträgers. Die Resonanzstelle liegt also am Ende des Geschwindigkeitsbereiches, so daß der Anstieg der Amplitude bis zu einem Höchstwert gemessen werden konnte.

Die Bewegungsbahnen des Schwerpunktes und der Hinterachse zeigen bei den Fahrgeschwindigkeiten vom zweiten Gang aufwärts einen fast harmonischen Verlauf. Im ersten Gang kommt noch kein Schwingungsvorgang zustande, weil bei dieser geringen Geschwindigkeit die Räder das Hindernis kopieren und nicht von ihm abspringen, wie das bei höheren Geschwindigkeiten der Fall ist.

Der Bewegungsverlauf des Fahrersitzes scheint auf den ersten Blick unregelmäßig zu sein; man kann jedoch eine Periodizität erkennen, die durch die Bewegungen des Schlepperfahrers hervorgerufen wird. Der Körper des Schlepperfahrers bleibt während des Schwingungsvorgangs nicht mit dem Sitz verbunden, sondern er erfährt Wurfbewegungen, während der unbelastete Sitz – bis zum nächsten Aufsetzstoß des Fahrers – Eigenbewegungen ausführt (Bild 4 und 5). Die Schwingungsamplituden, die der Schlepperfahrer dabei durchläuft, sind infolge der Wurfbewegungen größer als die am Fahrersitz gemessenen. Neben diesen hohen Schwingungsamplituden wirkt sich der Aufsetzstoß, den der Schlepperfahrer nach dem Wurf erleidet, besonders ungünstig auf das Fahrgefühl aus.

Die Bewegungen des parallelgeführten Sitzes am Geräteträger RS 09 sind gleichmäßiger als die des kreisbogengeführten Sitzes am RS 14/30. Trotzdem besitzen die Bewegungsbahnen noch starke Ungleichförmigkeiten, die zu höheren Beschleunigungen bzw. Verzögerungen des Parallelogrammsitzes führen.

Die Amplituden beider Sitze sind durchweg um 50 bis 100% größer als die der Schlepper. Um die Schwingungsauslässe eines Sitzes zu verringern, erscheint es zweckmäßig, eine Federung mit progressiver Kennlinie bzw. eine geeignete hydraulische Dämpfung einzubauen, wobei darauf zu achten wäre, daß andererseits die Beschleunigungsspitzen nicht vergrößert werden.

HAACK [2] stellte bei seinen Untersuchungen bereits fest, daß die an Sitzen gemessenen Beschleunigungsspitzen größer waren als die der Hinterachse. Aus diesem und den oben genannten Fakten geht hervor, daß viele der noch heute verwendeten Sitzkonstruktionen so ungünstig ausgelegt sind, daß sie eine Verschlechterung des Bewegungsablaufes sowohl hinsichtlich der Schwingungsamplituden als auch hinsichtlich der Beschleunigungsspitzen mit sich bringen. Die Anregung HAACKS, von der Konstruktion des Schwingfeder-sitzes gänzlich abzugehen und einen starren Sitz mit sorgfältiger Auspolsterung zu verwenden, ist deshalb begründet.

6 Rechnerische Untersuchung der Schwingungsvorgänge

Um die Bewegungsvorgänge eines Schleppers einer Berechnung unterziehen zu können, ist es notwendig, ein Ersatzsystem aufzustellen, das einmal ein möglichst genaues Bild des als schwingungstechnisches System betrachteten Schleppers gibt, dessen Bewegungsgleichungen aber andererseits mit vertretbarem mathematischen Aufwand lösbar sind.

Bild 10 zeigt ein Ersatzschema, das den praktischen Verhältnissen sehr gut entspricht, wenn man den Körper des Schlepperfahrers physikalisch als starre Masse betrachtet, die fest mit der Sitzschale des Schleppersitzes verbunden ist. Dieses System mit vier Freiheitsgraden ist jedoch einer exakten rechnerischen Behandlung nur schwer zugänglich. Aus diesem Grunde soll eine weitere Vereinfachung vorgenommen werden:

Bei den heute gebräuchlichen Schlepperbauarten ist der Schleppersitz über bzw. hinter der Hinterachse angeordnet. Die Schwingungen des Sitzes werden deshalb vorwiegend durch die Bewegungen des Schleppers im Bereich der Hinterachse erregt. Es liegt nahe, die

Bild 11 (unten) Periodisch erregtes, gedämpftes Zweimassensystem

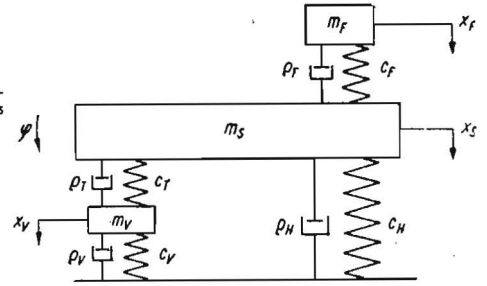
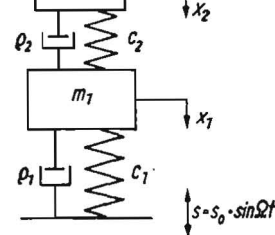


Bild 10 (oben). Ersatzsystem für den Radschlepper RS 14/30.



Es bedeuten:
 m_s Masse des Schlepperkörpers,
 m_v Masse der Vorderräder, m_f Masse des Fahrers und des Sitzes, c_f Federkonstante der Sitzfederung, c_H Federkonstante der Hinterradreifen, c_v Federkonstante der Vorderradreifen, c_T Federkonstante der Vorderachsfedern, d_f Dämpfungsfaktor der Sitzfederung, d_H Dämpfungsfaktor der Hinterradreifen, d_v Dämpfungsfaktor der Vorderradreifen, d_T Dämpfungsfaktor der Vorderachsfedern, x_f Wegkoordinate des Fahrersitzes, x_s Wegkoordinate des Schlepperkörpers, x_v Wegkoordinate der Vorderräder, φ Koordinate der Nickbewegung

Bewegungsvorgänge der Hinterachse und des Sitzes, die miteinander durch die Sitzfeder gekoppelt sind, allein zu betrachten und den Einfluß der Nickbewegung zu vernachlässigen. Man kommt zu einem periodisch erregten, gedämpften Zweimassensystem (Bild 11), wenn man folgende Vereinfachungen trifft:

1. Vernachlässigung der Nickschwingungen.
2. Annahme einer periodischen Erregerkraft.
3. Annahme des Körpers des Schlepperfahrers als starre Masse, die fest mit der Sitzschale des Schleppersitzes verbunden ist.
4. Konstanz der Federkennlinien.
5. Geschwindigkeitsproportionale Dämpfung.

Die Schwingungsgleichungen für das Zweimassensystem nach Bild 10 lauten:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 x_1 + d_1 \dot{x}_1 + c_2 (x_1 - x_2) + d_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = c_1 s + d_1 \dot{s}$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_2 (x_2 - x_1) + d_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0.$$

Es bedeuten:

- m_1 Masse des Schleppers, die über die Hinterräder abgestützt wird
- m_2 Masse des Schlepperfahrers und der Sitzschale
- c_1 Federkonstante der Hinterradreifen
- c_2 Federkonstante der Sitzfederung
- d_1 Dämpfungsfaktor der Hinterradreifen
- d_2 Dämpfungsfaktor der Sitzfederung
- x_1 Wegkoordinate der starren mit dem Schlepperkörper verbundenen Hinterachse
- x_2 Wegkoordinate des Fahrersitzes.

Tabelle 1.

Zusammenstellung der für die Berechnung erforderlichen Zahlenwerte

Schlepper	m_1 [kps ² /cm]	m_2 [kps ² /cm]	c_1 ^{*)} [kp/cm]	c_2 [kp/cm]	D_1 —	D_2 —
RS 14/30	1,533	0,0816	700	230	0,1	0,2
RS 09	1,007	0,0816	440	23,5	0,1	0,2

*) Die Federkonstanten c_i gelten für den Reifenluftdruck $p = 2,0$ at.

Tabelle 2. Schleppereigenfrequenzen [Hz]

Ersatzsystem Dämpfung	Einmassensystem		Zweimassensystem		Vollständ. System ohne	Praktisch ermittelte Werte
	mit	ohne	mit	ohne		
RS 14/30	3,30	3,31	3,29	3,30	3,41	2,3 ... 3,0
RS 09	—	3,20	3,41	3,53	—	3,3 ... 3,6

Tabelle 3. Maximale Schwingungsauslässe [mm]

Schlepper	Rechnerische Werte		Meßwerte	
	H	F	H	F
RS 14/30	289	343	132	208
RS 09	185	308	115	192

H = Hinterachse, F = Fahrersitz

Die von beiden Schleppern gewonnenen und für die Berechnung erforderlichen Zahlenwerte sind in Tabelle 1 zusammengestellt.

Auf die rechnerische Behandlung soll hier nicht weiter eingegangen werden. Die wichtigsten rechnerischen Ergebnisse sind in den Tabellen 2 und 3 zusammengefaßt und den praktischen Meßwerten gegenübergestellt. (Die angegebenen Zahlenwerte gelten für den Luftdruck der Hinterradreifen von $p = 2 \text{ at}$).

An Hand der Gegenüberstellungen kann folgendes ausgesagt werden: Die Berechnung der Eigenfrequenzen der Schlepper bringt eine relativ gute Übereinstimmung mit den praktisch ermittelten Werten. Dabei ist der Einfluß, der sich aus der Berücksichtigung der Dämpfung und der Nickbewegung ergibt, sehr gering. Vergleichsberechnungen entsprechend dem vollständigen System (Bild 10), dem Zweimassensystem (Bild 11) und dem stark vereinfachten Einmassensystem lieferten kaum voneinander abweichende Ergebnisse. Die Eigenfrequenzen können demnach mit für die Praxis genügender Genauigkeit durch Zugrundelegung des ungedämpften Zweimassensystems berechnet werden.

Anders ist es bei der rechnerischen Bestimmung der Schwingungsamplituden. Eine genaue Berechnung ist sehr schwierig, weil bereits geringe Abweichungen des Ersatzsystems von den tatsächlichen Verhältnissen erhebliche Unterschiede in der Höhe der Ausschläge hervorrufen können. Ein Vergleich der theoretischen mit den praktischen Ergebnissen der Tabelle 3 zeigt, daß die Berechnung nach dem periodisch erregten, gedämpften Zweimassensystem Ausschläge liefert, die fast das Doppelte der gemessenen betragen. Die Ursachen dieser Unterschiede liegen in den der Rechnung zugrunde gelegten vereinfachenden Annahmen begründet. Eine rechnerische Vorausbestimmung der Amplituden der Schlepperschwingungen ist demnach unter Zugrundelegung vereinfachter Ersatzsysteme nur in grober Näherung möglich.

7 Zusammenfassung und Schlußfolgerungen

Zur Erfassung der Schwingungsvorgänge eines Schleppers während des Fahrbetriebes wurde ein fotografisches Verfahren beschrieben und der Auswertungsvorgang erläutert.

Während einer Reihe von Versuchsfahrten mit dem Schlepper RS 14/30 und dem Geräteträger RS 09 über ein Modellhindernis wurden die Bewegungen von vier charakteristischen Schlepperpunkten fotografisch aufgenommen und die entstandenen Bewegungsbahnen hinsichtlich der Schwingungsausschläge, der Frequenzen und der Schwingungsform ausgewertet.

Die Untersuchung der Schwingungsausschläge ergab, daß innerhalb der Geschwindigkeitsbereiche der Schlepper bei etwa 14 km/h eine Resonanzstelle liegt, bei der eine starke Erhöhung der Amplituden eintritt. Die Amplituden des Schleppersitzes erreichen dabei fast die doppelten Werte der Amplituden des Schlepperkörpers.

M. DOMSCH*)

Einige Hinweise zur richtigen Bedienung der Kraftheberanlage des Ferguson-Schleppers

Um die energetische Basis unserer sozialistischen Landwirtschaft zu verbessern, wurde eine größere Anzahl Schlepper vom Typ Ferguson mit einer Motorleistung von 35 PS eingeführt.

Auf Grund ihrer niedrigen Schwerpunktlage, Bauhöhe und damit hohen Kippsicherheit sollen sie vor allem in den Hanglagen und in Obstbaubetrieben eingesetzt werden.

Gegenüber dem RS 14/30 unterscheidet sich dieser Schlepper vor allem durch ein anderes Hydrauliksystem. Da dessen sichere Funktion und richtige Bedienung für den Arbeitserfolg mit diesem Schlepper ausschlaggebend sind, soll kurz auf einige wesentliche Punkte eingegangen werden, damit der Schlepper die von ihm verlangten Arbeiten mit möglichst hohem Wirkungsgrad ausführen kann.

Das Dreipunktgestänge mit kleiner Basis wird von einem einseitig beaufschlagten Hubzylinder angehoben. Das Senken erfolgt durch das Eigengewicht des angebauten Gerätes.

Von den bisher bei uns verwendeten Schleppern sind wir gewohnt, die angebauten Geräte freipendelnd in „Schwimmstellung“ zu fahren. Die Arbeitstiefe wird durch ein Stützrad geregelt, nachdem vorher

*) Institut für Landtechnik Potsdam-Bornim der Deutschen Akademie der Landwirtschaftswissenschaften zu Berlin (Direktor: Prof. Dr. S. ROSEGGGER).

Die Bewegungsverläufe des Fahrersitzes sind – im Gegensatz zu denen des Schleppers – unharmonisch, so daß besonders nach jeder Wurfbewegung des Fahrers starke Beschleunigungen bzw. Verzögerungen auftreten.

Zur Verminderung der Belastungen des Schlepperfahrers durch Schwingungen und Stöße ergeben sich folgende Forderungen, die durch konstruktive Veränderungen der Sitzfederung verwirklicht werden sollten:

1. Verringerung der Schwingungsamplituden des Sitzes durch Verwendung einer progressiven Federung.
2. Vermeidung der Wurfbewegungen und damit der Aufsetzstöße des Fahrers auf die Sitzschale durch Verminderung der nach der Zusammendrückung der Sitzfeder frei werdenden Federenergie mittels eines geeigneten hydraulischen Dämpfers.
3. Ausgleich unterschiedlicher Fahrergewichte durch Schaffung geeigneter Verstellmöglichkeiten der Sitzfederung.

Zur Verbesserung des Schwingungsverhaltens des gesamten Schleppers wäre erforderlich:

1. Verlagerung des Resonanzgebietes aus dem Geschwindigkeitsbereich des Schleppers durch Änderung der dynamischen Eigenschaften (Größe der Massen, Schwerpunktlage, Federung).
2. Verminderung der Nickschwingungen durch Erzielung einer positiven Federkopplung.

Die Verwirklichung der vorletzt genannten Maßnahme – die Verlagerung des Resonanzbereiches – ist bei den herkömmlichen Schlepperkonstruktionen nur in engen Grenzen möglich. Deshalb sollte dieser Forderung besonders bei neuen Entwicklungen Rechnung getragen werden.

Abschließend sei darauf hingewiesen, daß von seiten der Schlepperindustrie seit einiger Zeit verstärkt an der Verbesserung der vorhandenen Sitzkonstruktionen gearbeitet wird. Im Traktorenwerk Schönebeck beispielsweise wurde die Weiterentwicklung des bisherigen Parallelogrammsitzes bereits soweit abgeschlossen, daß dieser Sitz in die Serienproduktion gegeben werden kann. Es ist zu erwarten, daß damit eine weitere Erleichterung der Arbeit der Schlepperfahrer erreicht wird.

Im Interesse einer ständigen Verbesserung der Arbeitsbedingungen unserer Traktoristen und damit der Erhaltung ihrer Gesundheit und Arbeitskraft ist es notwendig, die Arbeiten an der Schaffung günstigster Schlepper-Sitz-Kombinationen auch in Zukunft weiter fortzuführen.

Literatur

- [1] ROSEGGGER, R.: Das harmonische Zusammenwirken von Fahrer und Schlepper. Wissenschaftliche Zeitschrift der TH Dresden (1958/59) H. 1, S. 93.
- [2] HAACK, M.: Über die günstigste Gestaltung der Schleppersitzfederung bei luftbereiften Ackerschleppern mit starrer Hinterachse. Landtechn. Forschung, Bd. 1 (1953), S. 1.
- [3] WEIGAND, A.: Einführung in die Berechnung mechanischer Schwingungen. Bd. 1 und 2, Berlin 1958.

A 4126

der obere Lenker vorschriftsmäßig eingestellt wurde. RS 14/30 und „Belarus“ können zusätzlich das Dreipunktgestänge blockieren, wodurch das Gerät zwangsweise in der eingestellten Tiefe in Abhängigkeit von den Nickbewegungen des Schleppers gehalten wird.

Beim Ferguson-Schlepper ist ein besonderes Stützrad zur Einhaltung einer gleichmäßigen Arbeitstiefe nicht erforderlich, da diese Funktion vom Regelsystem der Kraftheberanlage übernommen wird. Je nach der eingestellten Arbeitstiefe wird von dem Gerät über den oberen Lenkeranschluß des Schleppers auf eine im Hydrauliksystem eingebaute Feder eine bestimmte Druck- oder Zugkraft ausgeübt. Überschreitet die Druckkraft den eingestellten Wert infolge größeren Tiefgangs des Gerätes, so wird es automatisch etwas angehoben bzw. beim Nachlassen entsprechend abgesenkt.

Das angebaute Gerät, z. B. ein Pflug oder ein Grubber, wird also vom Schlepper mehr oder weniger getragen. Diese Gerätemasse belastet während der Arbeit in Abhängigkeit von der notwendigen Zugkraft zusätzlich die Schlepperhinterachse. Dadurch vermag er trotz seiner niedrigen Triebachsmasse, die kleiner als die vom RS 09 ist, in Verbindung mit dem wegfallenden Rollwiderstand der Stützräder eine überraschende Zugfähigkeit aufzubringen. So konnte z. B. dieser Schleppertyp den gleichen Bodenquerschnitt pflügen wie der