

# Der Einfluß einiger Konstruktionsdaten auf die Aufbaubeschleunigung landwirtschaftlicher Fahrzeuge und die sich daraus ergebende günstigste Sitzlage

Von Ehrhard Schilling, Köln<sup>1)</sup>

Mitteilung aus dem Institut für landtechnische Grundlagenforschung der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode

Um den Sitzkomfort bei landwirtschaftlichen Fahrzeugen zu verbessern, müssen die Einflußgrößen auf die Schwingbewegungen, insbesondere die durch die Fahrbahnunebenheiten bedingten Hub-schwingungen sowie die Schwingungseigenschaften der Fahrzeuge bekannt sein. Es werden für einige landwirtschaftliche Fahrzeuge Schwingungersatzsysteme und schwingungstechnische Daten angegeben. Ferner wird gezeigt, wie der Vergrößerungsfaktor für die Aufbau- und Sitzbeschleunigung durch konstruktive Maßnahmen verkleinert werden kann. Solche Maßnahmen sind u. a. die Vergrößerung der Aufbaumasse, Vergrößerung der Spurweite und des Radstandes und Anordnung des Sitzes zwischen den Achsen.

Seit einigen Jahren werden wissenschaftliche Untersuchungen über das Schwingempfinden des Menschen und die Beeinflussung der Gesundheit durch das Schlepperfahren angestellt [1 bis 4; dort weiteres Schrifttum]. In den Ergebnissen dieser Arbeiten wird auf gesundheitsschädigende Wirkungen durch den nicht genügenden Sitzkomfort bei landwirtschaftlichen Fahrzeugen hingewiesen.

Der Sitzkomfort wird vor allem durch die Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen bedingt. Meßbare Größen von Schwingungen sind die Schwingungsrichtung, die Schwingungsgröße und die Frequenz [5]. Nachstehend wird über Untersuchungen des Sitzkomforts bei landwirtschaftlichen Fahrzeugen und dessen Verbesserung durch konstruktive Maßnahmen berichtet.

Die Schwingungsrichtung ist durch die Bewegungsmöglichkeit in oder um die Achsen eines Koordinatensystems gegeben. Bei einem körperbezogenen Koordinatensystem hat eine Punktmasse sechs Freiheitsgrade, Bild 1. Ebenso können landwirtschaftliche Fahrzeuge Schwingungen in Richtung und um die Achsen eines rechtwinkligen Koordinatensystems ausführen, dessen Ursprung zweckmäßigerweise in deren Schwerpunkt gelegt wird. Danach ergeben sich folgende Schwingbewegungen in Richtung der

- x-Achse: Längs- oder Zuckerschwingungen,
- y-Achse: Schiebeschwingungen,
- z-Achse: Hubschwingungen

und um die

- x-Achse: Wank- oder Kippschwingungen,
- y-Achse: Nickschwingungen,
- z-Achse: Schleuderschwingungen oder Gierschwingungen.

Als besonders wichtig für den Sitzkomfort werden die Hub-schwingungen, die Nickschwingungen und die Wank- oder Kippschwingungen angesehen. Beim Ackerschlepper mit gezogenen Landmaschinen sind die Längsschwingungen von besonderer Bedeutung. Bei seitlich an den Schlepper angebaute oder angehängten Geräten wird der Schlepper zu Schwingungen um die z-Achse (Schleuderschwingungen) angeregt.

<sup>1)</sup> Vorgetragen auf der 22. Tagung der Landmaschinen-Konstrukteure in Braunschweig-Völkenrode am 7. 4. 1964.

Dipl.-Ing. Ehrhard Schilling war wissenschaftlicher Mitarbeiter im Institut für landtechnische Grundlagenforschung (Direktor: Prof. Dr.-Ing. W. Batel) der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode und ist jetzt Dozent an der Staatlichen Ingenieurschule für Maschinenwesen in Köln.

Ein Maß für die Schwingungsgröße ist die Schwingbeschleunigung. Diese Beschleunigung hängt von der spektralen Dichte der Fahrbahnunebenheiten und von einem Vergrößerungsfaktor ab, der durch die schwingungstechnischen Daten der landwirtschaftlichen Fahrzeuge bestimmt wird [6 bis 8]. Arbeitsbedingte Schwingungserregungen, z. B. bei den Mähreschern, werden in der vorliegenden Arbeit nicht berücksichtigt.

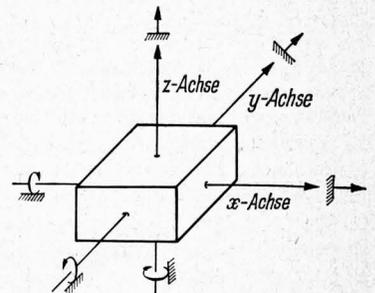
Da im Rahmen dieser Untersuchung die absoluten Aufbau- bzw. Sitzbeschleunigungen nicht interessieren, sondern konstruktive Grundlagen für die Sitzanordnung erarbeitet werden sollen, wird eine Untersuchung der Einflüsse auf die Vergrößerungsfaktoren der Schwingbeschleunigung für zweckmäßig und hinreichend angesehen, da hierdurch relative Aussagen möglich sind.

## Schwingungersatzsysteme für landwirtschaftliche Fahrzeuge

Die landwirtschaftlichen Fahrzeuge werden als ebene Modelle mit den in Bild 2 dargestellten Ersatzgebilden betrachtet. Die Masse  $m_0$  des Ackerschleppers wird hinten durch die Triebräder abgestützt. Die vordere Abstützung erfolgt oftmals durch zwischengeschaltete Federungs- und Dämpfungselemente der Lenkachse. Auf dem Hauptteil ist der Fahrer- und Beifahrersitz angeordnet. Während der Beifahrersitz im allgemeinen ohne Federung und Dämpfung auf dem Kotflügel des Schleppers befestigt ist, ist der Fahrersitz gefedert und teilweise auch gedämpft.

Bild 1. Bewegungsmöglichkeiten einer Punktmasse.

- x Hochachse
- y Querachse
- z Längsachse

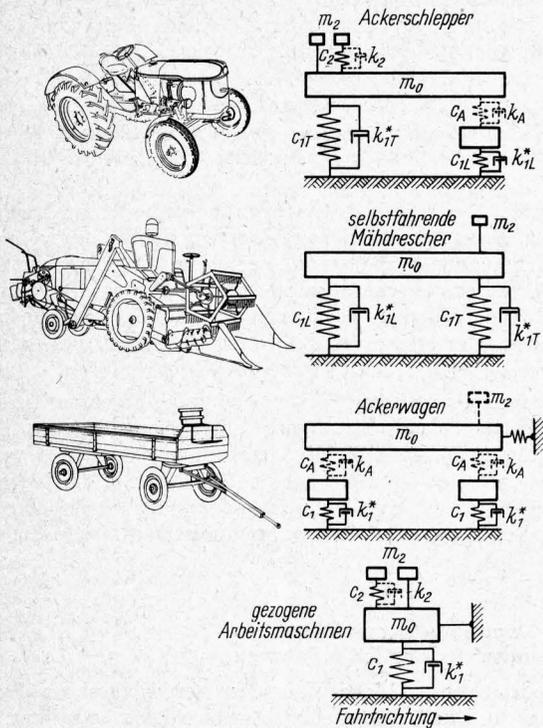


Die Masse des Mähreschers wird durch die Bereifung auf der Fahrbahn abgestützt, wobei hier aus Vereinfachungsgründen die gegen den Hauptteil abgefederte Plattform als fest gekoppelt mit dem Hauptteil angenommen wird. Diese Vereinfachung ist zulässig, wie Untersuchungen über die betrieblichen Kräfte an selbstfahrenden Mähreschern gezeigt haben [9]. Der Sitz kann, obwohl im allgemeinen durch eine Schaumgummiunterlage gepolstert, als nicht gefedert und gedämpft und somit als starr mit dem Mährescherhauptteil verbunden betrachtet werden.

Beim Ackerwagen wird die Aufbaumasse entweder direkt über die Federung und Dämpfung der Bereifung oder durch zwischen Achsen und Aufbau eingebaute Federn und Dämpfer auf der Fahrbahn abgestützt. Angestrebt wird aus Stabilitätsgründen der Verzicht auf die Achsfederung, die in erster Linie zur Verringerung der Beanspruchungen eingebaut wird und weniger die Aufgabe hat, die Ladung zu schonen. Der Sitzkomfort spielt bei Ackerwagen neuerdings eine untergeordnete Rolle, da meist die Schlepperbeifahrersitze benutzt werden. Es werden gegen-

wärtig nur etwa 5 bis 10% aller Ackerwagen noch mit Sitzen ausgerüstet.

Die in Bild 2 weiter aufgeführten gezogenen Arbeitsmaschinen, wie Mähbinder, Kartoffel- und Rübenvollerntemaschinen, können durch ein Einmassensystem ersetzt werden. Der Sitz oder die



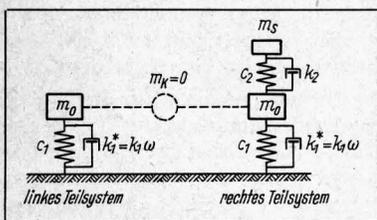
**Bild 2.** Schwingungsersatzsysteme einiger landwirtschaftlicher Fahrzeuge.

Arbeitsplattform sind an der Hauptmasse angeordnet. Die Arbeitsplattform wird mit der Hauptmasse starr verbunden und der Sitz für die Bedienung und Steuerung gegen die Hauptmasse teilweise auch gefedert.

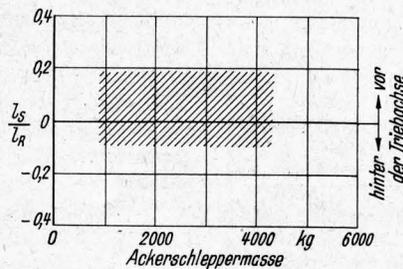
**Vereinfachung der Ersatzsysteme**

Die in Bild 2 gezeigten Ersatzsysteme können nach Lehr weiter vereinfacht werden, indem die Aufbaumasse in zwei Punktmassen jeweils über den Radaufstandspunkten und eine Koppelmasse zerlegt wird. Wird dabei die Koppelmasse Null, dann können für die Hub-schwingungen das vordere und das hintere System entkoppelt und somit getrennt betrachtet werden. Mit den Hubbeschleunigungen des vorderen und hinteren Systems lassen sich auch die Nickbeschleunigungen und die Wankbeschleunigungen an jedem beliebigen Aufbaupunkt ermitteln.

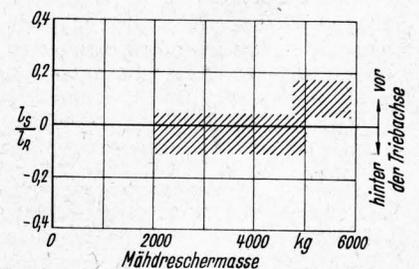
Man kommt damit zu den in Bild 3 dargestellten Teilsystemen, bei denen die Koppelmasse  $m_K = 0$  angenommen wird. Nach Mitschke [6] können die Vergrößerungsfaktoren für die Hubbeschleunigung des Aufbaues bzw. Sitzes mit folgenden Formeln berechnet werden:



**Bild 3.** Vergrößerungsfaktor der Hubbeschleunigung des Aufbaues bzw. des Sitzes.



**Bild 4.** Relative Sitzlage bei Ackerschleppern.



**Bild 5.** Relative Sitzlage bei selbstfahrenden Mähreschern.

linkes Teilsystem (Einmassenschwinger)

$$V^2 = \frac{|\omega^2 a|^2}{|b|^2} = \frac{\omega^4 (1 + D_1^{*2})}{(1 - \eta^2) + 4 D_1^{*2}}$$

$$\text{mit } D_1^* = \frac{k_1^*}{2 c_1}, \quad \eta = \frac{c_2}{c_1}, \quad \nu = \sqrt{\frac{c_1}{m}}$$

rechtes Teilsystem (Zweimassenschwinger)

$$V^2 = \frac{\omega^4 (c_1/c)^2 (1 + 4 D_1^{*2}) (1 + 4 D_2^2 \eta_2^2)}{N_{Re}^2 + N_{Jm}^2}$$

$$\text{mit } N_{Re} = (1 - \eta_2^2) (1 - \eta_1^2) - \frac{c_2}{c} - \frac{c_1}{c} 4 D_2^2 D_1^* \eta_2$$

$$\text{und } N_{Jm} = 2 D_2 \eta_2 \left( \frac{c_1}{c} - \eta_1^2 - \frac{c_2}{c} \eta_2^2 \right) + \frac{c_1}{c} 2 D_1^* (1 - \eta_2^2).$$

$$\text{Hierin sind } D_2 = \frac{k_2 \nu_2}{2 c_2}, \quad \eta_1 = \frac{\omega}{\nu_1}, \quad \eta_2 = \frac{\omega}{\nu_2},$$

$$\nu_1 = \sqrt{\frac{c}{m_1}}, \quad \nu_2 = \sqrt{\frac{c_2}{m_2}}, \quad c = c_1 + c_2.$$

Das linke Teilsystem gilt für den Einmassenschwinger, der für das ungefederte Lenkachssystem des Ackerschleppers, für die Teilsysteme des selbstfahrenden Mähreschers, für die Teilsysteme des ungefederten Ackerwagens und einige gezogene Arbeitsmaschinen zugrunde gelegt werden kann. Der Vergrößerungsfaktor  $V$  bzw. sein Quadrat hängt neben der Erregerkreisfrequenz  $\omega$  von konstruktiven Daten ab, nämlich der Federsteifigkeit  $c_1$  und dem Dämpfungsmaß  $D_1^*$  der Bereifung und dem Frequenzverhältnis  $\eta$ , das aus der Erregerkreisfrequenz und der ungedämpften Eigenkreisfrequenz gebildet wird.

Ist der Sitz gegen die Aufbaumasse oder die Aufbaumasse gegen die Achsmasse gefedert und gedämpft, so gilt das rechte Teilsystem in Bild 3. Es ist  $c_2$  die Federkonstante und  $D_2$  das Dämpfungsmaß des Sitzes. Bei ungefederten Sitzen und gefederten Achsen müßte  $c_A$  anstelle von  $c_2$  und  $D_A$  anstelle von  $D_2$  gesetzt werden. Dieser Zweimassenschwinger gilt beispielsweise für das Triebachssystem der Ackerschlepper, für das gefederte Achsen der selbstfahrenden Mährescher und für den gefederten Sitz bei gezogenen Arbeitsmaschinen.

**Sitzzuordnung zu den Teilsystemen und schwingungstechnische Daten**

Die Zuordnung des Sitzes zu den Teilsystemen zeigen für Ackerschlepper und selbstfahrende Mährescher Bild 4 und 5. Dargestellt ist über der Masse die auf den Radstand  $l_R$  bezogene Entfernung des Sitzes  $l_S$  von der Triebachse<sup>2)</sup>. Es wird offensichtlich, daß der Sitz im allgemeinen sehr nahe vor oder hinter der Triebachse angebracht ist. Lediglich bei größeren Mähreschern befindet sich der Sitz wegen der besseren Sicht auf das Schneidewerk und die Einzugsorgane in größerem Abstand vor der Triebachse. Auf Grund der relativen Lage des Sitzes zu den Triebachsen wird er dem hinteren System bei Ackerschleppern und dem vorderen System bei selbstfahrenden Mähreschern und Ackerwagen zugeordnet.

Weitere schwingungstechnische Daten von landwirtschaftlichen Fahrzeugen sind in Tafel 1 zusammengestellt. Neben der

<sup>2)</sup> nach Firmenprospekten von 1962/63.

Gesamtmasse dieser Maschinen sind die bezogenen Achsmassen angegeben, aus denen die Einzelmassen der Teilschwinger berechnet werden können. Die bezogene Achsmasse  $m_{v0}/m_0$  gibt die auf die Gesamtmasse  $m_0$  bezogene Masse des Lenkachssystems  $m_{v0}$  an. Entsprechendes gilt für die Masse des Triebachssystems  $m_{h0}$ . Durch den hinteren Geräteanbau bei Ackerschleppern, durch die Füllung des Korntanks oder Beladung des Absackstandes bei Mähreschern und gezogenen Arbeitsmaschinen und durch die Beladung von Ackerwagen werden die bezogenen Achsmassen ( $m_v/m_0$  bzw.  $m_h/m_0$ ) im allgemeinen in den Grenzen verändert, wie sie in Tafel 1 angegeben sind.

### Vergößerungsfaktoren für die Hubbeschleunigung

Im folgenden wird am Beispiel eines selbstfahrenden Mähreschers gezeigt, welchen Einfluß einige Konstruktionsdaten auf den Vergrößerungsfaktor der Hubbeschleunigung haben. In den Bildern 6 bis 8 ist über der Erregerkreisfrequenz  $\omega$  der berechnete Vergrößerungsfaktor  $V$  für die Hubbeschleunigung dargestellt. Zugrunde gelegt wird ein Einmassenschwinger mit den Werten für die Triebachsteilmasse  $m_T = 2300$  kg, für die Federsteifigkeit  $c_1 = 300$  kp/cm und für das Dämpfungsmaß  $D_1^* = 0,07$  der Bereifung. Die Resonanzkurven gelten streng nur für Sitze, die direkt über der Radaufstandsfläche liegen. Ausgehend von diesen Werten für die einzelnen Parameter, werden die Masse, die Federsteifigkeit und das Dämpfungsmaß der Bereifung variiert. Die Resonanzkurven in Bild 6 zeigen den Einfluß der Triebachsteilmasse auf den Vergrößerungsfaktor  $V$  der Hubbeschleunigung, wobei die Federsteifigkeit und das Dämpfungsmaß der Bereifung konstant gehalten wird. Geht man von einer Masse des Triebachssystems  $m_T = 2300$  kg aus (mittlere Kurve), so ergibt sich bei einer Erhöhung der Masse des Triebachssystems eine niedrigere Resonanzkurve.

In Bild 7 kommt zum Ausdruck, daß bei gleicher Masse des Triebachssystems und gleichem Dämpfungsmaß der Bereifung die Resonanzkurven in ihrem ganzen Verlauf sehr von der Federsteifigkeit abhängen. Eine Erhöhung der Federsteifigkeit führt zu höheren Vergrößerungsfaktoren und umgekehrt.

Durch Variationen des Dämpfungsmaßes, Bild 8, werden die Resonanzkurven besonders im Bereich der Eigenfrequenz beeinflusst, wenn die Masse des Triebachssystems und die Federsteifigkeit der Bereifung konstant bleiben.

Noch deutlicher kommen die Parameter zum Ausdruck, wenn die Resonanzkurven nach ihren Mittelwerten und Maximalwerten ausgewertet werden, Bild 9 bis 11. Die gestrichelt gezeichneten Kurven gelten für das Lenkachssystem und die ausgezogen gezeichneten für das Triebachssystem. Die Ergebnisse sind für einen selbstfahrenden Mährescher mit kleiner und für einen mit großer Masse dargestellt.

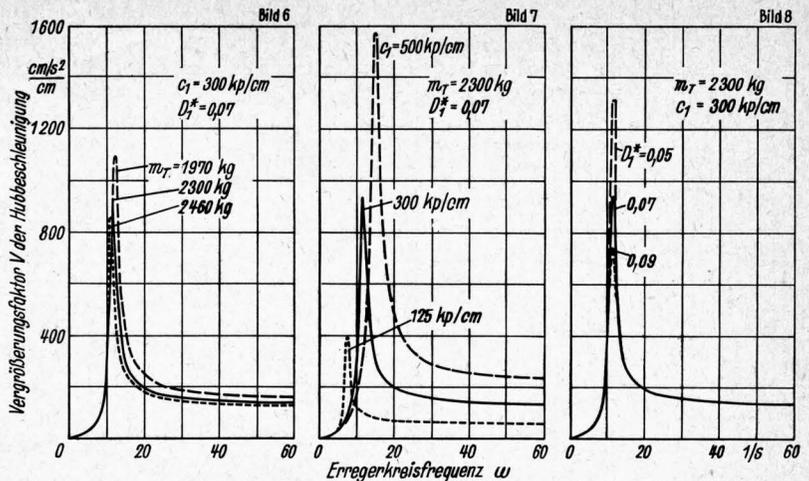


Bild 6 bis 8. Resonanzkurven des Vergrößerungsfaktors der Hubbeschleunigung  $|\omega^2 a|/|b|$  des Triebachssystems eines selbstfahrenden Mähreschers bei verschiedener Triebachsteilmasse  $m_T$  (Bild 6), bei verschiedener Federsteifigkeit  $c_1$  der Bereifung (Bild 7) und bei verschiedenem Dämpfungsmaß  $D_1^*$  der Bereifung (Bild 8).

Mit zunehmender Aufbaumasse, Bild 9, nehmen die Mittelwerte und die Maximalwerte ab. Danach müßte man eine möglichst große Aufbaumasse an der Triebachse anstreben, weil dort der Sitz angeordnet wird (vgl. Bild 5). Dem sind jedoch unter Berücksichtigung des Verhältnisses Triebachsmasse/Lenkachsmasse bei konstanter Gesamtmasse Grenzen gesetzt, weil die Lenkachse zu sehr entlastet und damit die Fahr- und Lenksicherheit eingebüßt würde.

Über die Bereifung lassen sich niedrige Vergrößerungsfaktoren  $V$  durch kleine Federsteifigkeiten und große Dämpfungsmaße erreichen, wie in Bild 10 und 11 zum Ausdruck kommt. Man würde also sehr günstige Vergrößerungsfaktoren bekommen, wenn das Lenk- und Triebachssystem gleiche Massen, niedrige Federsteifigkeit und hohe Dämpfungsmaße der Bereifung erhielten. Wie weit das unter Berücksichtigung der funktionsbedingten Baugruppen möglich ist, bleibt einer anderen Untersuchung vorbehalten [9].

Entsprechend der relativen Sitzlage können die Vergrößerungsfaktoren für die Hubbeschleunigung auf verschiedene Punkte innerhalb und außerhalb des Radstandes und der Spurweite bezogen werden [6]. Es gilt dann für die Extremwerte

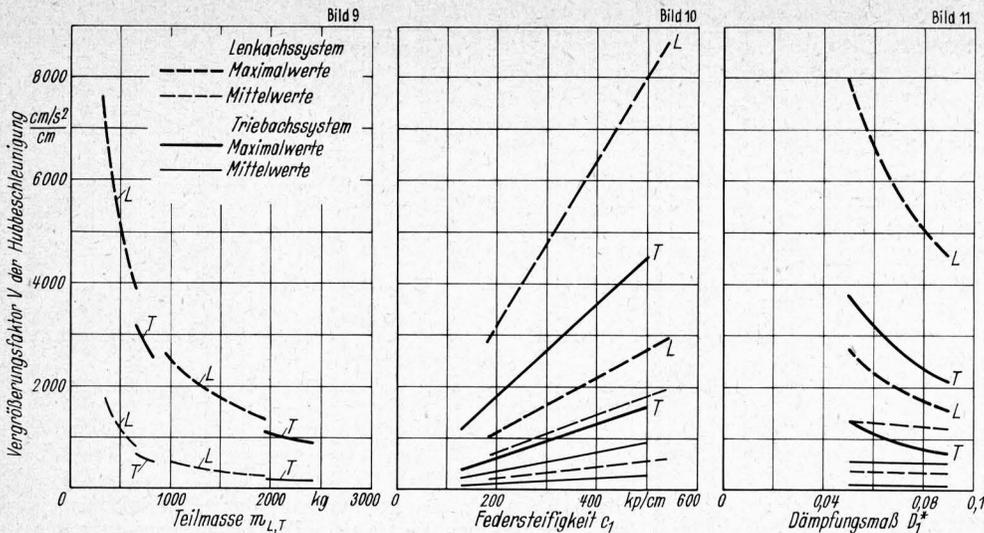
$$\omega^2 a = \omega^2 a_v \pm \frac{l}{l_R} (\omega^2 a_v - \omega^2 a_h).$$

Demnach ist die Hubbeschleunigung eines beliebigen Aufbaupunktes  $\omega^2 a$  von der Hubbeschleunigung des Lenkachssystems  $\omega^2 a_v$  und der des Triebachssystems  $\omega^2 a_h$  abhängig. Das Verhältnis  $l/l_R$  gibt die Lage des Aufbaupunktes an, für den die

Tafel 1. Schwingungstechnische Daten einiger landwirtschaftlicher Fahrzeuge

			Ackerschlepper	selbstfahrende Mährescher	Ackerwagen	gezogene Arbeitsmaschinen*)
Gesamtmasse	$m_0$	kg	1100 ... 3500	1800 ... 5800	550 ... 1500	1300 ... 1800
bezogene Achsmassen (ohne Zulast)	$m_{v0}/m_0$	1	0,39 ... 0,44	0,18 ... 0,29	0,5	—
	$m_{h0}/m_0$	1	0,56 ... 0,61	0,71 ... 0,82	0,5	—
Änderung der bezogenen Achsmassen durch Belastung	$m_v/m_0$	1	0,14 ... 0,40	0,20 ... 0,80	1,23 ... 2,62	0,38 ... 0,66
	$m_h/m_0$	1	0,60 ... 0,86	0,75 ... 0,86	1,23 ... 2,62	
Lenkradbereifung	$c_1$	kp/cm	150 ... 300	110 ... 270	100 ... 600	100 ... 500
	$D_1^*$	1	0,05 ... 0,09	0,05 ... 0,09		
Triebdradbereifung	$c_1$	kp/cm	200 ... 500	325 ... 500	100 ... 600	100 ... 500
	$D_1^*$	1	0,05 ... 0,09	0,05 ... 0,09		

\*) besonders Kartoffelvollerntemaschinen

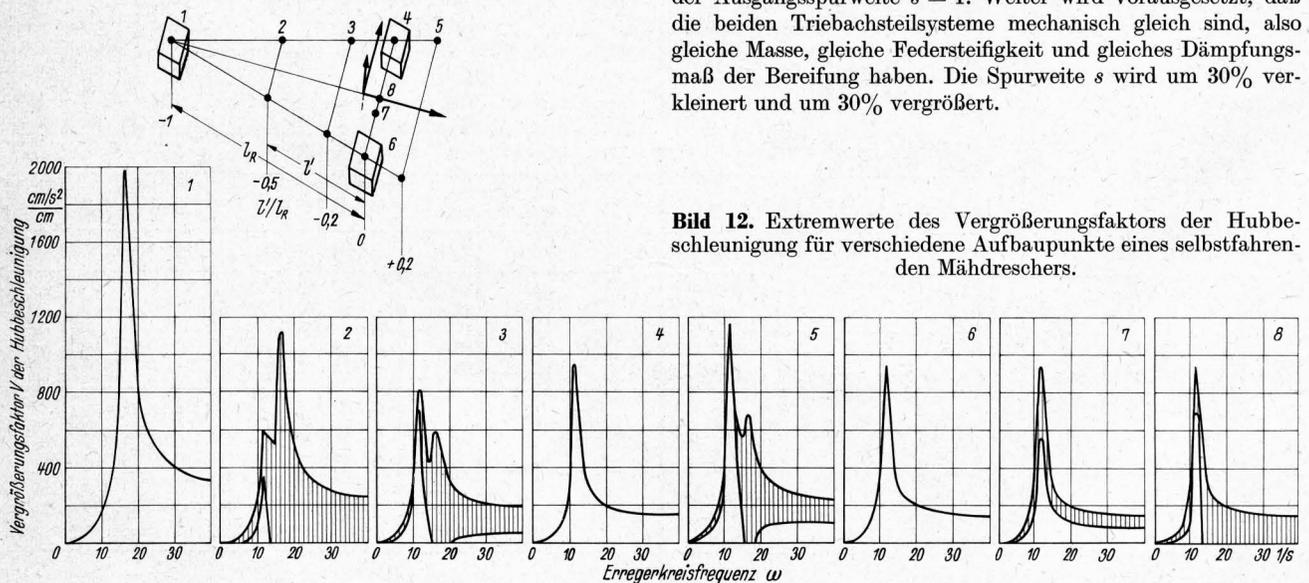


**Bild 9 bis 11.** Mittelwerte und Maximalwerte des Vergrößerungsfaktors  $V$  der Hubbeschleunigung selbstfahrender Mähdrescher für das Lenkachss- und Triebachssystem.

		Bild 9	Bild 10	Bild 11
Lenkachsmasse	kg	—	444/1289	444/1289
Triebachsmasse	kg	—	778/2250	778/2250
Dämpfungsmaß $D_1^*$ (f. Lenkachss- u. Triebachssystem)		0,07	0,07	—
Federkonstante $c_1$				
Lenkachssystem	kp/cm	360	—	360
Triebachssystem	kp/cm	300	—	300

Hubbeschleunigung gesucht ist. Unter Zugrundelegung der gleichen Fahrbahn bzw. deren spektraler Dichte kann die vorstehende Gleichung auch für die Vergrößerungsfaktoren der Hubbeschleunigung angesetzt werden. Zu beachten ist das Vorzeichen des Verhältnisses  $l/l_R$ , das innerhalb des Radstandes  $l_R$  und der Spurweite  $s$  negativ ist, siehe Skizze in **Bild 12**. Dargestellt ist die Masse  $m_{v0}$  des Lenkachssystems, die im Drehzapfen der Lenkachse konzentriert wird, und die Teilmassen  $m_{h0}$  des Triebachssystems über den Aufstandspunkten der Triebäder. Für einige Punkte auf der Verbindungslinie zwischen der Lenkachsmasse und einer Triebachsteilmasse einerseits und der Verbindungslinie der Triebachsteilsysteme andererseits sind die Vergrößerungsfaktoren für die Hubbeschleunigung über der Erregerkreisfrequenz dargestellt.

Den Verlauf der Resonanzkurven bestimmen die Einzelschwinger. Auf Grund ihrer schwingungstechnischen Daten sind



die beiden Triebachsteilsysteme mechanisch gleiche Systeme. Das gilt nicht für das Lenkachssystem und die Triebachsteilsysteme. Die Resonanzkurven der Aufbaupunkte 1, 4 und 6 sind durch die Daten der Einzelschwinger gekennzeichnet. An diesen Stellen des Aufbaues erfolgt keine gegenseitige Beeinflussung der Teilsysteme. Das gilt nicht für alle anderen Aufbaupunkte innerhalb und außerhalb der Aufstandsfläche. Der Verlauf der Resonanzkurven dieser Punkte wird dadurch bestimmt, ob mechanisch gleiche oder ungleiche Systeme diese Punkte beeinflussen. Für Punkte auf der Verbindungslinie zwischen dem Lenkachssystem und einem Triebachsteilsystem gelten die Resonanzkurven 2, 3 und 5. Die Kurve 5 gibt die Maximal- und Minimalwerte des Vergrößerungsfaktors der Hubbeschleunigung für einen Aufbaupunkt an, der 20% des Radstandes vor der Triebachse liegt. Die Kurve 2 gibt dieselben Werte für einen Aufbaupunkt an, der um 20% des Radstandes hinter der Triebachse liegt. Innerhalb dieses Bereiches werden bei selbstfahrenden Mähdreschern die Sitze eingebaut, Bild 5.

Den Verlauf der Resonanzkurven für einige Punkte zwischen den Triebachsteilsystemen bestimmt der Einmassenschwinger eines Teilsystems. Die Maximalwerte sind für alle Punkte innerhalb der Spurweite gleich hoch. Die Minimalwerte nehmen jedoch bis zur halben Spurweite ab. Hieraus ergibt sich für den Sitz eine optimale Lage, die dadurch gekennzeichnet ist, daß die Maximalwerte des Vergrößerungsfaktors für die Hubbeschleunigung zu einem Minimum werden können. Dieses Minimum liegt innerhalb des Aufstandsreiecks.

Wieweit es möglich ist, den Sitz in diesem Minimum anzuordnen, wird man unter Berücksichtigung der Lage anderer Baugruppen — besonders der des Motors und der des Korntanks bzw. Absackstandes — entscheiden.

### Einfluß der Spurweite auf die Hubbeschleunigung

Der Einfluß einer Veränderung der Spurweite auf den Vergrößerungsfaktor der Hubbeschleunigung wird in **Bild 13** gezeigt. Es wird davon ausgegangen, daß der Sitz direkt über der Triebachachse und in gleichem Abstand  $a$  innerhalb und außerhalb der Spurweite  $s$  angeordnet wird. Der Abstand  $a$  beträgt 20% der Ausgangsspurweite  $s = 1$ . Weiter wird vorausgesetzt, daß die beiden Triebachsteilsysteme mechanisch gleich sind, also gleiche Masse, gleiche Federsteifigkeit und gleiches Dämpfungsmaß der Bereifung haben. Die Spurweite  $s$  wird um 30% verkleinert und um 30% vergrößert.

**Bild 12.** Extremwerte des Vergrößerungsfaktors der Hubbeschleunigung für verschiedene Aufbaupunkte eines selbstfahrenden Mähdreschers.

Für die Sitzlage über dem Triebbad ergeben sich naturgemäß die gleichen Resonanzkurven (Kurven 2, 5 und 8 in Bild 13). Für eine Sitzlage innerhalb der Spur hat deren Veränderung keinen Einfluß auf die Maximalwerte der Vergrößerungsfaktoren. Eine Veränderung der Spur beeinflusst hier lediglich die Minimalwerte; und zwar derart, daß die Minimalwerte mit zunehmender Spur größer werden (Kurven 1, 4 und 7 in Bild 13).

Liegt der Sitz außerhalb der Spurweite — eine Lösung, die in der Praxis wohl kaum ausgeführt wird — so hängen die Maximalwerte des Vergrößerungsfaktors erheblich von der Spurweite ab (Kurven 3, 6 und 9 in Bild 13). Mit abnehmender Spurweite steigen die Vergrößerungsfaktoren an. In dem dargestellten Beispiel betragen die Unterschiede in der Resonanzspitze gegenüber der Spurweite  $s = 1$  bei der Spurverkleinerung etwa  $+13\%$  und bei der Spurvergrößerung etwa  $-7\%$ .

### Einfluß des Radstandes auf die Hubbeschleunigung

Die Anordnung des Sitzes innerhalb oder außerhalb des Radstandes bzw. des Abstandes  $l'$  des Lenkachssystems von einem Triebachsteilsystem läßt sich bei der Auslegung des Mähdreschers im allgemeinen ohne Schwierigkeiten an verschiedenen Stellen ermöglichen. Hier werden als Sitzlage der Aufbaupunkt über dem Triebbad und ein Aufbaupunkt im Abstand  $b$  vor und hinter der Triebachse gewählt. Der Abstand  $b$  beträgt  $20\%$  des Ausgangsradstandes  $l' = 1$ . Der Ausgangsradstand  $l'$  wird um  $\pm 30\%$  verändert.

Der Verlauf der Resonanzkurven ist hier dadurch gekennzeichnet, daß er durch zwei mechanisch ungleiche Systeme bestimmt wird, Bild 14. Als Folge davon können die Minimalwertkurven durchaus im negativen Bereich verlaufen, der jedoch nicht berücksichtigt zu werden braucht, weil dort deren Absolutwerte kleiner sind.

Besonders günstig für die Sitzlage sind beim Vergleich der einzelnen Resonanzkurven große Radstände, wenn der Sitz außerhalb des Radstandes  $l'$  angebracht wird (Kurve 9 in Bild 14) oder kleine Radstände, wenn der Sitz innerhalb des Radstandes  $l'$  sich befindet (Kurve 4 in Bild 14).

### Nick- und Wankschwingungen

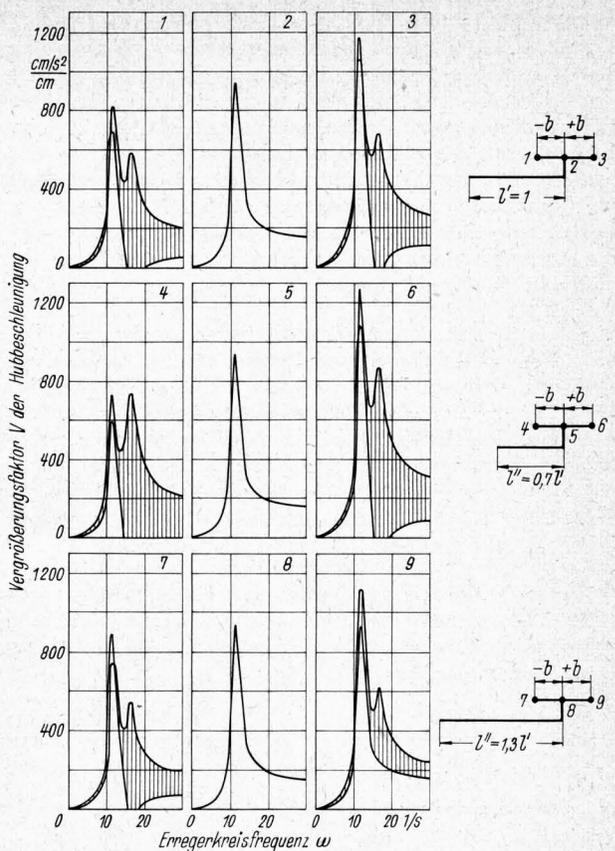
Für die Nick- und Wankschwingungen gelten ähnliche Entwicklungen. Sie sind aus den Hubbeschleunigungen des Aufbaues über den Radaufstandspunkten bestimmbar. Es soll hier nicht näher auf sie eingegangen werden.

#### Verwendete Formelzeichen

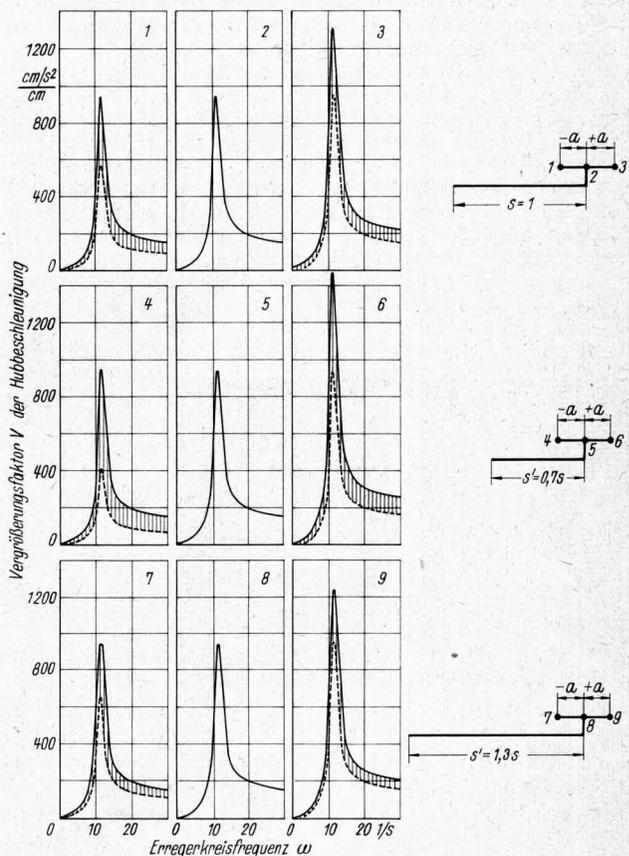
- $a$  Sitzlage in Querrichtung des Fahrzeuges
- $b$  Sitzlage in Längsrichtung des Fahrzeuges
- $c_1$  Federkonstante der Bereifung
- $c_A$  Federkonstante der Achsfederung
- $c_2$  Federkonstante der Sitzbefestigung
- $D_1^*$  Dämpfungsmaß der Bereifung
- $D_A$  Dämpfungsmaß der Achsfederung
- $D_2$  Dämpfungsmaß der Sitzbefestigung
- $k_1^*$  Dämpfungskonstante der Bereifung
- $k_A$  Dämpfungskonstante der Achsfederung
- $k_2$  Dämpfungskonstante der Sitzbefestigung
- $l_R$  Radstand
- $l_S$  Sitzentfernung von der Triebachse
- $l'$  Lage eines beliebigen Aufbaupunktes von der Triebachse gemessen
- $m_0$  Fahrzeugmasse
- $m_{v0}$  Masse des Lenkachssystems
- $m_{h0}$  Masse des Triebachssystems
- $m_2$  Masse des Fahrers und Sitzes
- $m_K$  Koppelmasse
- $s$  Spurweite
- $V$  Vergrößerungsfaktor für die Hubbeschleunigung
- $\nu$  Eigenfrequenz
- $\omega$  Erregerkreisfrequenz
- $\eta$  Frequenzverhältnis
- $\omega^2 \alpha$  Hubbeschleunigung
- $b$  komplexe Unebenheitsamplitude

#### Indices:

- $L, v$  Lenkachse, vorn
- $T, h$  Triebachse, hinten



**Bild 13.** Einfluß der Spurweite und der Sitzlage auf die Vergrößerung der Hubbeschleunigung des Sitzes eines selbstfahrenden Mähdreschers.



**Bild 14.** Einfluß des Radstandes und der Sitzlage auf die Vergrößerung der Hubbeschleunigung des Sitzes eines selbstfahrenden Mähdreschers.

## Zusammenfassung

Aus der Vielzahl der Schwingbewegungen wurden die durch die Fahrbahnebenheiten bedingten Hubschwingungen an landwirtschaftlichen Fahrzeugen näher untersucht. Es wurden Ersatzsysteme und schwingungstechnische Daten für einige landwirtschaftliche Fahrzeuge angegeben. Unter Verwendung von Vergrößerungsfaktoren für die Hubbeschleunigung, wie sie im Schrifttum zu finden sind, werden einige Einflußgrößen am Beispiel eines selbstfahrenden Mähreschers erörtert; dabei wird der Mährescherhauptteil aus Vereinfachungsgründen als starr und nicht dämpfend angenommen.

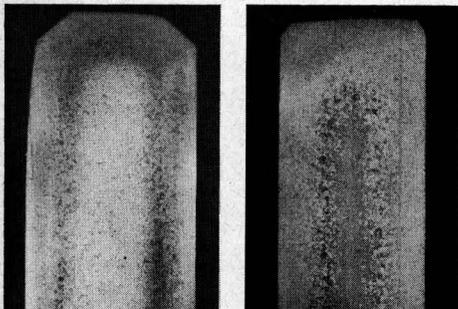
Es wird gezeigt, daß der Vergrößerungsfaktor für die Aufbau- bzw. Sitzbeschleunigung durch konstruktive Maßnahmen verkleinert und damit der Sitzkomfort verbessert werden kann. Vergrößerung der Aufbaumasse, Verringerung der Steifigkeit und Vergrößerung des Dämpfungsmaßes der Bereifung, Vergrößerung der Spurweite und des Randstandes und Anordnung des Sitzes zwischen den Achsen sind geeignete Maßnahmen. Der Einfluß der bei den Ersatzsystemen sich ergebenden Koppelmasse wurde nicht in die Untersuchungen einbezogen.

Weitere Verbesserungen des Sitzkomforts durch konstruktive Maßnahmen können durch verschiedene Charakteristiken in der Federung und Dämpfung der Sitzbefestigung an der Aufbaumasse erreicht werden.

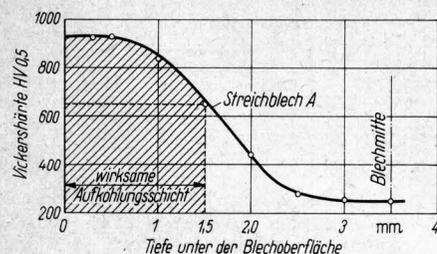
## ... gasaufgekohlter Streichbleche

(Fortsetzung von Seite 80)

etwas höher als bei Blechen aus Verbundstahl [2]. Die Aufkohlungsschicht ist auf den Querschliffen in **Bild 2 und 3** durch Ätzung sichtbar gemacht. Die Querschliffe lassen an der Aufkohlung des Blechrandes erkennen, daß es sich um einsetzgehärtete Streichbleche und nicht um solche aus Verbundstahl handelt. **Bild 4** zeigt, daß die Härte in der Aufkohlungsschicht mit zunehmender Tiefe abfällt; bis 1 mm Tiefe liegt die Härte zwischen 900 und 800 VE, nimmt dann aber mit zunehmender Tiefe rasch ab. Dementsprechend wird auch der Verschleißwiderstand der aufgekohlten Schicht mit zunehmender Abnutzung des Streichbleches abnehmen — im Gegensatz zu den Verbundblechen, bei denen man einen solchen Abfall der Härte in den Stahlschichten nicht kennt. Setzt man als Grenze für die Aufkohlungsschicht eine Mindesthärte von 650 VE an, so ist das Streichblech A nach **Bild 4** rund 1,5 mm tief wirksam aufgekühlt. Bei einem 6 mm dicken Blech ist das etwa  $\frac{1}{4}$ , bei einem 7 mm Blech etwa  $\frac{1}{5}$  der gesamten Blechdicke. Das ist wesentlich weniger als das, was von Streichblechen aus Verbundstahl hinsichtlich der Dicke der Stahlschichten gefordert und im allgemeinen auch eingehalten wird ( $\frac{1}{3}$  der Blechdicke). Bei dickeren Streichblechen würde das Verhältnis noch mehr zuungunsten der aufgekohlten Bleche verschoben, da sich die aufgekohlte



**Bild 2 und 3.**  
Querschliffe senkrecht zur Blechkante.  
links:  
Streichblech A;  
rechts:  
Streichblech B;  
3 × vergr.

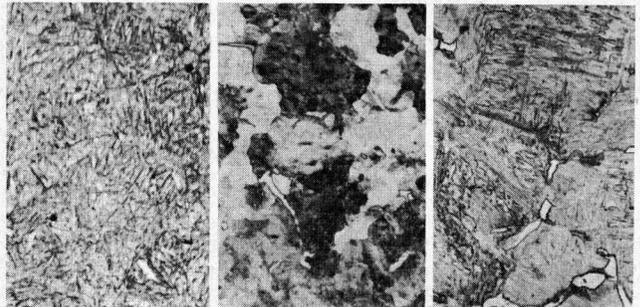


**Bild 4.**  
Härteabfall in der Aufkohlungsschicht mit zunehmendem Abstand von der Blechoberfläche.

## Schrifttum

- [1] Haack, M.: Über die Beanspruchung des Menschen durch Erschütterungen auf Schleppern und Landmaschinen. Grundle. d. Landtechn. Heft 4 (1953) S. 110/15.
- [2] Rosegger, S.: Arbeitsphysiologische Probleme in der Landtechnik, insbesondere beim Schlepperfahren. Grundle. d. Landtechn. Heft 13 (1961) S. 62/66.
- [3] Dupuis, H.: Senkrechte Schwingbeschleunigungen von Fahrern in Kraftfahrzeugen, auf Ackerschleppern und selbstfahrenden Arbeitsmaschinen. Grundle. d. Landtechn. Heft 16 (1963) S. 9/12.
- [4] Christ, W.: Aufbaustörungen der Wirbelsäule bei den in der Landwirtschaft tätigen Jugendlichen im Hinblick auf das Schlepperfahren. Grundle. Landtechn. Heft 16 (1963) S. 13/15.
- [5] Beurteilung der Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen. VDI-Handbuch Schwingungstechnik. VDI-Richtlinie 2057; VDI-Verlag, Düsseldorf, Okt. 1963.
- [6] Mitschke, M.: Beitrag zur Untersuchung der Fahrzeugschwingungen. Dt. Kraftfahrtforsch. u. Straßenverkehrstechn. Heft 157 (1962).
- [7] Söhne, W.: Stand des Wissens auf dem Gebiet der Fahrzeugschwingungen u. b. B. landwirtschaftlicher Fahrzeuge. Grundle. d. Landtechn. 15 (1965) Nr. 1, S. 11/22.
- [8] Wendeborn, J. O.: Die Unebenheiten landwirtschaftlicher Fahrbahnen als Schwingungserreger landwirtschaftlicher Fahrzeuge. Grundle. d. Landtechn. 15 (1965) Nr. 2, S. 33/46.
- [9] Schilling, E.: Untersuchungen zur festigkeitgerechten Konstruktion von Mähreschern. Unveröff. Ber. d. Instituts für landtechn. Grundlagenforschung, Braunschweig-Völkenrode.

Schicht nicht beliebig vertiefen läßt. Rechnet man für je 1 mm Einsattiefe rund 6 Stunden Kohlugsdauer, so hat die Kohlugs bei den Blechen nach **Bild 2** und **3** rund 12 Stunden gedauert.



**Bild 5 bis 7.** Gefüge der aufgekohlten Schicht des Streichbleches A. Bild 5. Randgefüge im Anlieferungszustand. — Bild 6. Randgefüge, normalgeglüht. — Bild 7. Gefüge in 2,0 mm Tiefe im Anlieferungszustand. 200 × vergr.

Die Gefügeuntersuchung der einsetzgehärteten Bleche bestätigt im wesentlichen das vorstehende Ergebnis. Die gehärtete Randzone, **Bild 5**, zeigt mittelgroben Martensit; normalgeglüht, **Bild 6**, zeigt diese Zone feinen Perlit mit etwas Ferrit auf den Korngrenzen. Danach enthält die Randzone schätzungsweise etwa 0,8% C, ist also nicht überkohlt. In 2 mm Tiefe zeigt das Gefüge im gehärteten Zustand, **Bild 7**, Zwischenstufengefüge mit zahlreichen, z. T. netzförmigen Ferritstellen; auf Grund des normalgeglühten Gefüges kann man an dieser Stelle auf einen C-Gehalt von 0,2% schließen. Daher wird in dieser Tiefe auch nur noch eine Härte von etwa 400 VE erzielt (**Bild 4**). Die Analyse des Kerngefüges ergab folgende Werte:

	C	Si	Mn	P	S	Cr
Streichblech A	0,13	0,36	0,41	0,036	0,036	0,052%

Als Ausgangswerkstoff wurde also ein einfacher, dem Einsatzstahl C 15 entsprechender Stahl verwendet.

- [1] Bürnheim. Die Herstellung von Streichblechen für Pflüge. Landtechn. Forsch. 2 (1952) H. 1, S. 31.
- [2] Stoppel, Th.: Die Werkstoffeigenschaften gehärteter Bodenbearbeitungswerkzeuge und deren qualitative Beurteilung. Grundle. Landtechn. Heft 20 (1964) S. 8 und Bild 3.
- [3] Sack, H.: Kunststoffbelag auf Streichblechen. Landtechn. Forsch. 12 (1962) H. 1, S. 27/28.
- [4] Wünnig, J. und P. Saborosch: Verfahren der Gasaufkohlung von Verschleißteilen und die betrieblichen Voraussetzungen. Grundle. Landtechn. Heft 20 (1964) S. 19/23.

Braunschweig-Völkenrode

Theodor Stoppel