

Möglichkeiten zur Verringerung der Beanspruchungen des Schleppers beim Einsatz von Frontladern

Von Klaus Meincke, Weihenstephan¹⁾

Die Untersuchungen des Frontladers zeigen die mannigfachen Vorteile der abschiebenden gegenüber den abkippenden Arbeitsgeräten, die u. a. darin liegen, daß durch die Parallelführung der Zinken ein sauberes Entnehmen des Ladegutes vom Wagen oder Stapel ermöglicht, die Ladehöhe vergrößert und die Gesamtlänge von Schlepper und Ladegerät verkürzt werden kann. Mit Hilfe der Kinematik und durch den Einsatz von Feder- und Dämpfungselementen in der Hydraulikanlage wurde eine Verringerung der dynamischen Schlepperbeanspruchungen um etwa 40 bis 50% erzielt. Damit verbunden ist eine Steigerung der Arbeitsqualität und -leistung und eine geringere physische Belastung des Schlepperfahrers.

Die technischen Schwierigkeiten bei den umfangreichen arbeitswirtschaftlichen Untersuchungen von Wenner [1] und Schulz [2] gaben den Anstoß, die technischen Probleme des Frontladers eingehender zu untersuchen. Dabei waren zwei an sich völlig verschiedene Gesichtspunkte zu beachten:

1. die Kinematik des Frontladers und die statische Beanspruchung des Schleppers durch den Frontlader einschließlich der Arbeitswerkzeuge und
2. die dynamischen Beanspruchungen des Schleppers beim Einsatz des Frontladers und die Möglichkeit, sie zu verringern.

Dieser Bericht wird sich nach einem kurzen Abriss der kinematischen Möglichkeiten [3] vorwiegend mit dem zweiten Punkt beschäftigen.

Die im Jahre 1960 begonnenen Messungen bei der Arbeit auf dem Hof und auf dem Felde zeigten deutlich die außerordentlich hohen Beanspruchungen des Schleppers beim Einsatz mit dem Frontlader. Coenberg (Völkenrode) hat 1961 bereits über die Maximalwerte der Beanspruchungen berichtet [4] und darauf hingewiesen, daß es sich hierbei um ein schwingungsfähiges miteinander verkoppeltes Mehrmassensystem handelt, wofür er ein sehr vereinfachtes ebenes Schwingungersatzsystem aufgestellt hat. Gleichzeitig wies er auf die Schwierigkeiten der Lösung dieses Systems und die Möglichkeit hin, die Vorgänge mit Hilfe eines Analogrechners nachzubilden.

Die 1960/62 in Weihenstephan durchgeführten Messungen auf elektronischer Basis bzw. mit einem Sonderindikator zeigten, daß auch die durchschnittlichen Beanspruchungen beim Arbeiten auf dem Hof und dem Feld beachtlich sind. Werden vom Schlepperfahrer nach einer Einarbeitungszeit gute Ladeleistungen erzielt, so liegen die Beanspruchungen nach diesen Messungen bei mindestens zwei Drittel der von Coenberg gemessenen Maximalbeanspruchungen [5]. Als charakteristischer Wert mag dafür die auftretende Beschleunigung am Arbeitsgerät mit 1,7 bis 2,5 g gelten oder aber der Druckverlauf in der Hydraulikanlage, der beim 1,5- bis 3fachen Haltedruck p_H für die jeweilige Last liegt. Die gesamten Versuche ergaben darüber hinaus, daß die Beanspruchungen des Schleppers proportional dem Druckverlauf in der Hydraulikanlage sind. Es schien deshalb bei den Feldmessungen teilweise der Einsatz eines Indikators ausreichend, um — nach Kenntnis der Abhängigkeit — die einzelnen Beanspruchungen zu ermitteln.

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

Dipl.-Ing. Dipl.-Landw. Klaus Meincke war wissenschaftlicher Mitarbeiter der Bayerischen Landesanstalt für Landtechnik (Leiter: ORR Prof. Dr.-Ing. Dr. agr. M. Hupfauer) in Freising-Weihenstephan und ist jetzt Versuchsleiter bei der Klöckner-Humboldt-Deutz AG. in Köln.

Statische Beanspruchung des Schleppers durch abkippende und abschiebende Arbeitsgeräte

Die kinematischen Untersuchungen dienten neben der zweckmäßigen Auslegung des Hubkraftverlaufs in Abhängigkeit von der Hubhöhe vornehmlich dem Zweck, die Arbeitsqualität des Frontladers zu verbessern und die Einsatzmöglichkeiten zu erweitern. Bekanntlich ist die Frontladerentwicklung in Deutschland 1950 vor allem durch Ehlers und Wessendorf mit abkippenden Arbeitsgeräten vorangetrieben worden. Die arbeitswirtschaftlichen Untersuchungen von Wenner und Schulz ergaben

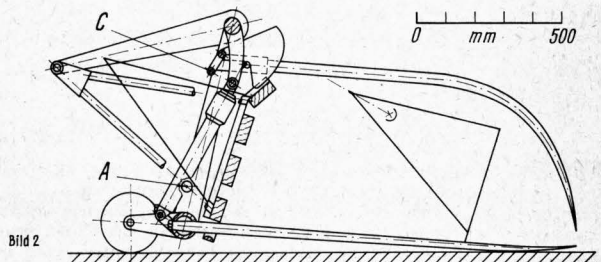
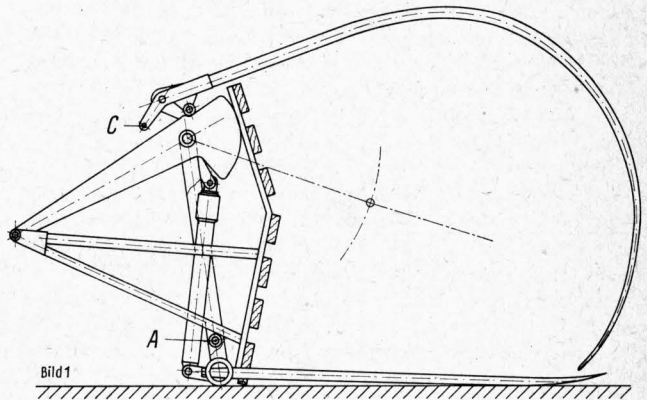


Bild 1 und 2. Erste (1960) und zweite (1961) Ausführung der Abschiebegabel.

A Anlenkpunkt der Schwinge
C Anlenkpunkt der Parallelführung

jedoch, daß mit abschiebenden Arbeitsgeräten noch mannigfache Vorteile erzielt werden können. So zeigte die vom Verfasser auf Anregung von Wenner und Schulz für den Landtechnischen Verein Bayern vorgelegte Konstruktion der Abschiebegabel, **Bild 1 bis 3**, auch von der Kinematik her die Möglichkeit, die statischen und damit auch die durch den Frontlader verursachten dynamischen Beanspruchungen des Schleppers zu reduzieren. Eine Analyse der Anforderungen an den Frontlader ergab, daß die landwirtschaftliche Ladehöhe für Leichtgüter 3,2 m und die für Schwergüter 2,6 m betragen sollte. Weiter ist eine entsprechende Ausladung t erforderlich, damit die Wagen richtig beladen werden können. Werden abkippende Arbeitsgeräte eingesetzt, so sind — wegen der durch das Abkippen auftretenden Verlusthöhe $h_V = 0,8$ bis $0,3$ m — Hubhöhen für Leichtgüter von 3,9 bis 4 m und für Schwergüter von 3 m erforderlich.

Bei der Verwendung abschiebender Arbeitsgeräte, **Bild 4**, wird dagegen durch den Einsatz einer Parallelführung der Zinken die Hubhöhe gleich der Ladehöhe. Damit gelingt es, die Ladeschwinge kurz zu halten, den Hubwinkel φ zu vergrößern und die Ausladung t zu verringern. Durch die Verkürzung der Ladeschwinge verringert sich deren Totgewicht und die wirksame Lastbellänge; außerdem ergibt sich ein besseres Arbeiten wegen

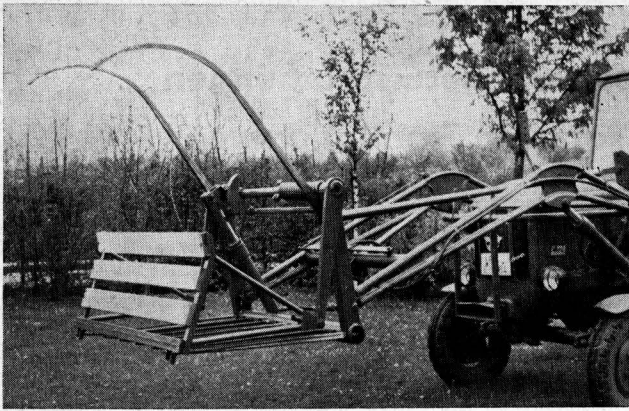


Bild 3. Zweite Ausführung der Abschiebegabel mit Parallelführung und Zangen im Endpunkt des Abschiebevorganges bei kurzer Zinkenlänge (1,1 m).

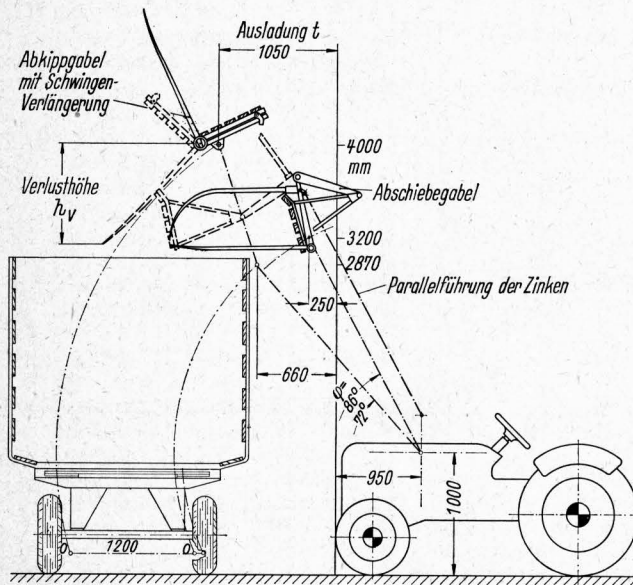


Bild 4. Vergleich eines mit Abschiebegabel bzw. mit einer Abkippgabel ausgerüsteten Schlepperfrontladers.

Verringerung der Ausladung t von 1050 auf 250 mm, Vergrößerung des Hubwinkels φ von 72° auf 86° . Die Ladehöhe des Frontladers mit Abschiebegabel ist gleich der Ladehöhe des Frontladers mit Schwingenverlängerung und Abkippgabel.

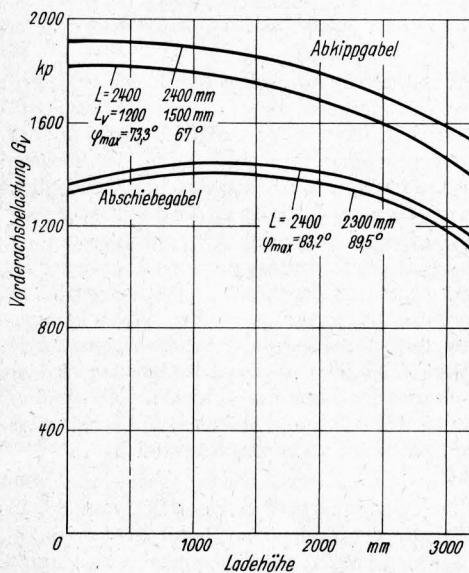


Bild 5. Statische Vorderachsbelastung des Schleppers bei Verwendung von Abschiebe- bzw. Abkippgabel in Abhängigkeit von der Ladehöhe bei konstanter Last G .

der kürzeren Gesamtlänge von Schlepper und Frontlader. Die Parallelführung der Zinken ermöglicht durch die in jeder Höhenlage gleiche Zinkenstellung ein sauberes Entnehmen von Ladegut von Wagen und Stapel. Bei angenäherter Parallelführung der Zinken (die Zinkenbewegung ist nicht rein translatorisch, sondern der Hubwinkel φ erscheint stark reduziert) kann die Ladehöhe noch vergrößert werden. Hierbei ist eine Winkelbewegung der Zinken von maximal 25° arbeitstechnisch zulässig. Die Arbeitsqualität wird durch die Parallelführung mit Zinkenspiel, die Steuerung der Zangenanpressung durch das Lade- und Arbeitsgerätgewicht und den Einsatz einer breiten Stützrolle verbessert. Das Abschieben des Ladegutes über die Zinkenspitzen ermöglicht die Verringerung der Ausladung t , wobei sich bei den heute als am günstigsten gezeigten Zinkenausführungen [6] bereits eine zusätzliche Ausladung in der Größe der Zinkenlänge von 0,9 bis 1,3 m ergibt. Es erscheint deshalb eine Ausladung von 0 bis 0,2 m für den obersten Punkt der Hubkurve voll ausreichend. Mit diesen konstruktiven Möglichkeiten ergibt sich also eine Verbesserung der Arbeitsqualität, eine Erweiterung der Einsatzmöglichkeiten des Frontladers und eine geringere statische Beanspruchung des Schleppers bei gleichen Ladegewichten gegenüber den abkippenden Arbeitsgeräten. Vergleicht man die Vorderachsbelastung des Versuchsschleppers in **Bild 5** bei Verwendung einer Abschiebegabel mit der bei Verwendung einer Abkippgabel, so zeigt sich, daß bei konstanter Nutzlast die Vorderachsbelastung bei der Abschiebegabel um etwa 25% kleiner ist. Hierbei sind gleiche Schwingenlängen von 2,4 m zugrundegelegt. Der Unterschied wird jedoch noch größer, wenn für die Abkippgabel die bisher vielfach verwendeten längeren Ladeschwingen von 2,5 bis 2,6 m und für die Abschiebegabel die für sie ausreichende Länge von 2,3 m eingesetzt wird.

Dynamische Beanspruchung des Schleppers durch den Frontlader

Neben dieser durch die Konstruktion des Frontladers ermöglichten Verringerung der statischen Beanspruchung galt es, besonders die beim Fahren auftretenden dynamischen Beanspruchungen abzubauen. Theoretisch besteht u. a. die Möglichkeit, einen der Anlenkpunkte des Frontladers mit Hilfe von Federungs- und Dämpfungselementen so auszubilden, daß über entsprechende Federwege die Massenkräfte aufgenommen werden. Von den einzelnen Punkten des Frontladers erschien der Kolbenanlenkpunkt am geeignetsten. Verschiedene Konstruktionsvorschläge zeigten jedoch, daß dieser Weg wegen der zu erwartenden Kosten nicht zum Erfolg führen würde. Auch ergibt sich hierbei eine gewisse Änderung der Kinematik in Abhängigkeit von der Last. Der Gedanke, das bereits vorhandene Hydrauliksystem unmittelbar zur Verringerung der Massenkräfte zu verwenden, schien erfolgversprechender zu sein. Die ersten Feldversuche hatten — wie bereits erwähnt — gezeigt, daß die Beanspruchungen des Schleppers dem Druckverlauf in der Hydraulikanlage proportional sind. Welche Möglichkeiten bestehen nun, um mit Hilfe der Hydraulik die dynamischen Kräfte herabzusetzen?

Federspeicher erschienen wegen ihrer Einbaugröße und ihrer linearen Federkennung weniger geeignet als hydropneumatische Druckölspeicher mit ihrer geringeren Größe und der nicht linearen Federkennung, **Bild 6**. Bereits bei den Versuchen zur Ermittlung der Beanspruchungen wurde probeweise ein Blasen Speicher mit Erfolg eingesetzt. Aus meßtechnischen und finanziellen Gründen wurde zunächst versucht, bei den in der Praxis auftretenden Beanspruchungen einen charakteristischen Vorgang zu ermitteln, der sich auf einem Versuchsstand nachbilden ließ. Es ist für Vergleichszwecke sehr schwierig, bei Fahrversuchen eine vorgegebene Geschwindigkeit bei einer Versuchsreihe mit mehrmaligen Wiederholungen genau einzuhalten. Bei den Hof- und Feldversuchen zeigte sich nun, daß der Abfangvorgang, d. h. das ungewollte oder beabsichtigte Fallenlassen des Frontladers mit anschließendem Sperren des Steuerventils, den Beanspruchungen beim Überfahren einer Bodenwelle oder einer Schwelle sehr ähnlich ist. Hierbei ergab sich die Möglichkeit, eine der Praxis entsprechende Beanspruchung auf einem Prüfstand zu erzielen, um zu reproduzierbaren Verhältnissen zu gelangen.

Die Versuchsreihen auf dem Prüfstand mit Hilfe des Abfangvorganges sollten den Einfluß hydraulischer Einrichtungen auf die Größe der Beanspruchungen aufzeigen. Neben der Verwendung von Druckbegrenzungsventilen zur Verhinderung der Druckspitzen wurden hydropneumatische Druckölspeicher eingesetzt, da mit den Druckbegrenzungsventilen zwar gewisse Druckspitzen abgebaut werden können, das Durchsinken der Last beim Ansprechen der Ventile jedoch von erheblichem Nachteil ist. Zudem werden die auftretenden Beschleunigungen, vor allem bei kleinerer Last als der maximalen Nutzlast, nur unwesentlich bzw. gar nicht verringert. Bei den Messungen mit den Druckölspeichern sollte der Einfluß der Gasvorspannung p_V und des Speicher-Nennvolumens als Kenngrößen der Speicher auf den Druckverlauf in der Hydraulikanlage und damit auf die Beanspruchung des Schleppers ermittelt werden. Weiter war zu klären, ob für ein Dämpfungssystem noch zusätzlich Drosseln zu den Druckspeichern erforderlich sind. Da die Zahl und Größe der beim Abfangen auftretenden Druckamplituden in der Hydraulikanlage in Form einer mehr oder weniger stark gedämpften Schwingung proportional der Schlepperbeanspruchung sind, konnten diese als Vergleichsmaßstab herangezogen werden.

Vergleichsbasis dieser Untersuchungen, die an mehreren Schleppern durchgeführt wurden, war jeweils der Abfangvorgang mit der bisherigen Frontladerausführung ohne zusätzliche Dämpfungseinrichtungen. Diese Versuche wurden mit einer konstanten Nutzlast auf dem Arbeitsgerät von $270 \text{ kp} = 90\%$ der Nennlast des Versuchsschleppers I durchgeführt. **Bild 7** zeigt den beim Abfangen auftretenden Spitzendruck und die Zahl der Amplituden der gedämpften Schwingung über der Speichervorspannung aufgetragen, wobei die Speichergröße als Parameter auftritt.

Die Vorspannung Null bedeutet speicherlosen Zustand, also das Schlepper-Frontlader-System mit dem heute üblichen schwach gedämpften Vorgang. (Im folgenden wird dieser Zustand kurz o. D., d. h. „ohne Dämpfung“, bezeichnet.) Bei einem zweiten Versuchsschlepper konnte dasselbe Verhalten festgestellt werden. Um eine bessere Beurteilungsmöglichkeit zu erhalten, wurde eine Beanspruchungsziffer B_Z eingeführt, die wie folgt definiert ist:

$$B_Z = \frac{\sum_{i=1}^n |p_A - p_H|}{\sum_{i=1}^n |p_A - p_H|_{\text{o.D.}}} \cdot 100 [\%],$$

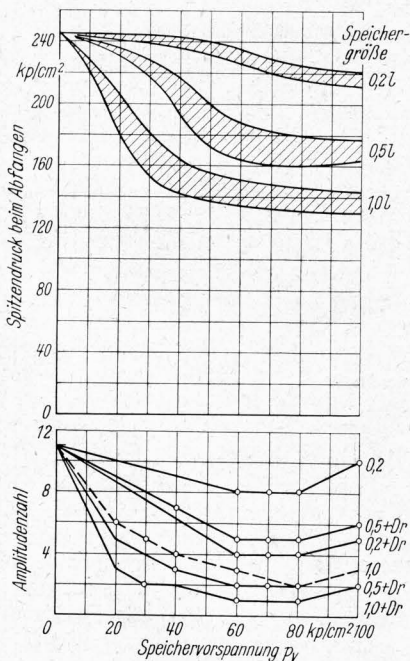


Bild 7. Spitzendruck und Zahl der Amplituden beim Abfangen des Frontladers mit konstanter Nutzlast $G = 270 \text{ kp}$ in Abhängigkeit von der Speichervorspannung für verschiedene Speichergrößen mit und ohne Drossel (Versuchsschlepper I).

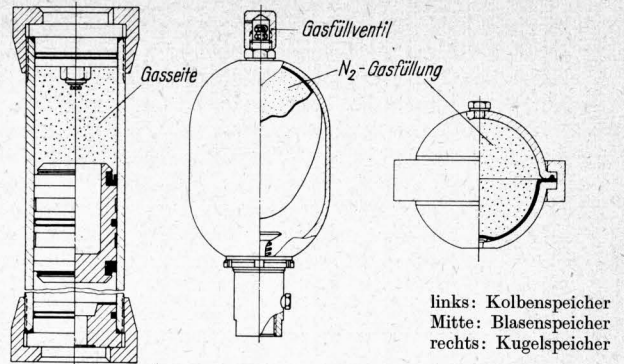


Bild 6. Hydropneumatische Druckspeicher zur Verringerung der dynamischen Belastungsspitzen in der Hydraulikanlage.

worin n die Zahl der Amplituden, $|p_A - p_H|$ den Absolutwert der Amplitude und $|p_A - p_H|_{\text{o.D.}}$ den Absolutwert der Amplitude ohne zusätzliche Dämpfungseinrichtung bedeuten.

Diese Ziffer umfaßt sowohl die Größe als auch die Zahl der Amplituden im Verhältnis zum schwachgedämpften heutigen Zustand. Sie ermöglicht damit eine relative Beurteilung der erzielten Dämpfung. In **Bild 8 und 9** ist die Beanspruchungsziffer für die einzelnen Meßreihen mit dem Versuchsschlepper I und II dargestellt. Ausgangspunkt der Kurven ist der Abfangvorgang „ohne Dämpfung“ = 100%. Mit steigender Vorspannung p_V fällt die Beanspruchungsziffer B_Z mit Speicher und Drossel stärker als mit Speicher allein und erreicht beim Versuchsschlepper I jeweils ihren besten Wert bei etwa 70 kp/cm^2 Speichervorspannung. Aus den Versuchen, die mit einer konstanten Nutzlast von 270 kp auf dem Arbeitsgerät erzielt wurden, ergab sich damit, daß die Vorspannung unter einem bestimmten Wert nicht liegen sollte. Bei Vergleichsmessungen mit anderen Schleppern (III und IV) wurden ähnliche Ergebnisse festgestellt. Der Versuchsschlepper II in **Bild 9** zeigte dagegen nicht dieses typische Optimum, zumindest war es bei den Versuchsreihen bei einer Änderung der Speichervorspannung p_V bis zu 90 kp/cm^2 nicht erkennbar. Dies dürfte auf das höhere Druckniveau bei der dort verwendeten Hubzylinderanordnung zurückzuführen sein. Hier wäre eine größere Vorspannung als 70 kp/cm^2 , etwa 80 bis 85 kp/cm^2 , vertretbar. Immerhin sind, wie auf **Bild 8 und 9** zu erkennen ist, bei den beiden Versuchsschleppern Werte der Beanspruchungsziffer B_Z von $\leq 10\%$ mit einer Speichergröße von $1,01$ bei 270 kp Nutzlast auf dem Arbeitsgerät erzielt worden.

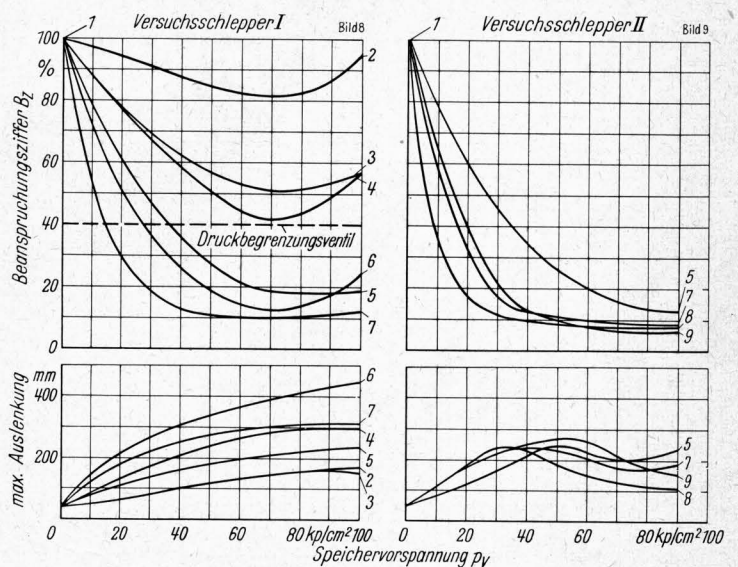


Bild 8 und 9. Relative Beanspruchung des Schleppers beim Abfangen des Frontladers in Abhängigkeit von der Speichervorspannung für verschiedene Speichergrößen mit und ohne Drossel.

- | | |
|------------------------|--|
| 1 ohne Dämpfung = 100% | 6 1,0 |
| 2 0,21 Speichervolumen | 7 1,0 + Drossel |
| 3 0,2 + Drossel | 8 1,5 + „geänderter Drossel“ (1,0 + 0,5) |
| 4 0,5 | 9 1,0 + „geänderter Drossel“ |
| 5 0,5 + Drossel | Nutzlast $G = 270 \text{ kp}$ |

Nach diesen befriedigenden Ergebnissen mit konstanter Nutzlast interessierte das Verhalten von Schlepper und Frontlader mit der Dämpfungseinrichtung über dem gesamten Nutzlastbereich. Beim Einsatz des Frontladers in der Landwirtschaft bleibt zwar die Masse der Ladeschwinge und des Arbeitsgerätes annähernd gleich, die Nutzlast schwankt jedoch auf Grund der unterschiedlichen Ladegüter und des Füllungsgrades außerordentlich. So kann mit Schwergütern wie Erde, Kies, Stallmist, Grüngut usw. die Nennlast des Frontladers ohne weiteres erreicht werden, während bei Leichtgütern wie Heu und Stroh,

trotz Arbeitsgeräteverbreiterung, wegen des geringen spezifischen Gewichtes nur etwa ein Fünftel bis ein Drittel der Nennlast ausgeladen werden kann.

Wird dagegen mit einer Schwingenverlängerung gearbeitet, wobei der Einfluß nicht die Last, sondern die zusätzliche Hebel-länge ist, so werden auch hier die Hubkräfte voll gebraucht. Gerade bei Leichtgütern machen sich jedoch die beim Fahren auftretenden Beschleunigungen besonders unangenehm bemerkbar, da das sperrige voluminöse Ladegut sehr leicht abgeworfen oder abgeschüttelt wird. Es wurde deshalb untersucht, ob mit der Dämpfungseinrichtung auch im Bereich geringerer Lasten eine Verringerung der auftretenden Beschleunigungen und der Drucksitzen zu erzielen ist. Diese Versuche wurden mit konstanter Speichervorspannung p_v , wie sie sich aus den ersten Versuchen, Bild 8 und 9, als günstig herausgestellt haben, gefahren. Die Nutzlast auf dem Arbeitsgerät wurde hierbei von 0 über 45, 90 bis auf 320 kp verändert. In Bild 10 sind der Spitzendruck und die Zahl der Amplituden über der Nutzlast aufgetragen. Es ist deutlich zu erkennen, daß beim Überschreiten des Speichervolumens von 1 l die Spitzendrucke nur noch wenig zurückgehen. Gleichzeitig wird der Einfluß der Vorspannung auf den Spitzendruck im Bereich geringer Lasten besonders deutlich.

Es ist nicht möglich, einen Druckspeicher von vornherein mit einer geringeren Vorspannung zu versehen, so daß er im Bereich kleiner Lasten bereits anspricht, da einmal bei großen Lasten nicht die volle Wirksamkeit erreicht wird, Bild 7 bis 9, zum anderen aber große Wege bei geringen Lasten auftreten, während bei größeren Lasten nicht mehr genügend große Wege zum Abbau der Beschleunigungen verfügbar sind.

Ist Δh die Auslenkung des Geräteanlenkpunktes an der Schwinge, so ist:

$$\Delta h = f_{sch1} u_1 + f_K u_2$$

$$= f_{sch1} u_1 + \frac{u_2}{2 f_K} \left[\int_{V_{10}}^{V_1(p)} -dV_1(p) + \int_{V_{20}}^{V_2(p)} -dV_2(p) \right];$$

hierin bedeuten:

- f_{sch1} Federweg und Reifeneinsenkung der Vorderachse
- f_K Kolbenweg durch die Volumänderung des Gases im Druckspeicher
- u_1 Übersetzungsverhältnis Vorderachse : Lastpunkt
- u_2 Übersetzungsverhältnis Kolbenweg : Lastweg
- V_{10} Nennvolumen des Speichers 1
- V_{20} Nennvolumen des Speichers 2

Ist p_{1v} die Vorspannung des Speichers 1 und p_{2v} die des Speichers 2, dann ergeben sich für Δh drei Bereiche:

1. für $p < p_{1v}$ $\Delta h = f_{sch1} u_1$
2. für $p_{1v} < p < p_{2v}$ $\Delta h = f_{sch1} u_1 + \frac{u_2}{2 f_K} \left(V_{10} - C_1 p^{-\frac{1}{n}} \right)$
3. für $p > p_{2v}$ $\Delta h = f_{sch1} u_1 + \frac{u_2}{2 f_K} \left[V_{10} + V_{20} - (C_1 + C_2) p^{-\frac{1}{n}} \right]$

Wird nur ein Speicher verwendet, Bild 11, so entfällt der Bereich 2; ferner ist $V_{20} = 0$ und $C_2 = 0$, wie dies mit der Kurve Sp 1.0/35 deutlich wird.

$$p^{1/n} V = C_1 = p^{1/n} V_1 \quad C_2 = p^{1/n} V_2 \quad n = \kappa,$$

da adiabatisch.

Nach der obigen Beziehung für Δh sowie der Darstellung in Bild 11 sind bei der Verwendung eines Speichers im Bereich großer Lasten (entsprechend Öldrücken von $p = 100$ bis 150 kp/cm^2) die Kolbenwege und die entsprechenden Δh zu gering, um die im dynamischen Fahrzustand bzw. beim Abfangen auftretenden Massenkräfte aufnehmen zu können.

Aus diesen Gründen wurde eine Kombination zweier Speicher eingesetzt, welche unterschiedliche Gasvorspannungen hatten. Der Einfluß der Gesamtdämpfungseinrichtung wurde wiederum durch die Beanspruchungsziffer B_Z gekennzeichnet und über der Nutzlast für den Versuchsschlepper aufgetragen. Nach Bild 12 ergibt sich für den Fall „ohne Dämpfung“ eine gerade Linie

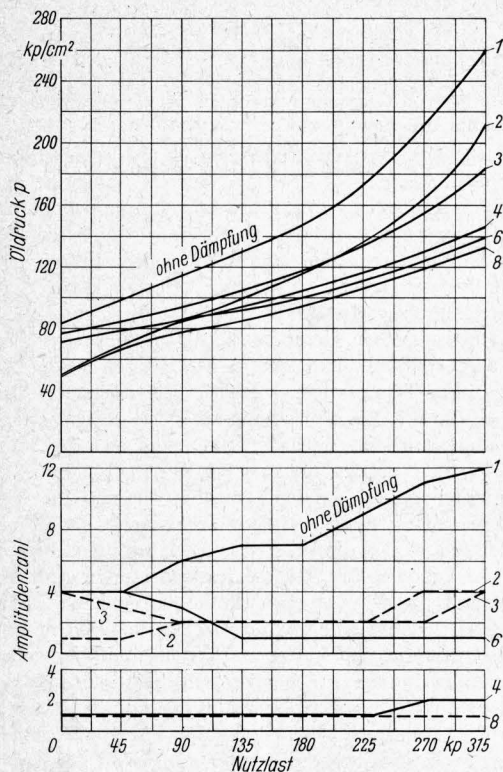


Bild 10. Spitzendruck und Zahl der Amplituden beim Abfangen des Frontladers in Abhängigkeit von der Nutzlast für verschiedene Speichergrößen bei konstanter Speichervorspannung (Versuchsschlepper I).

- | | |
|--------------------|-----------------------------|
| 1 ohne Dämpfung | 4 0,5/40 + 0,5/70 + Drossel |
| 2 0,5/40 + Drossel | 6 1,0/70 + Drossel |
| 3 0,5/70 + Drossel | 8 1,0/70 + 0,5/40 + Drossel |

(Erklärung: 1,0 l Speichergröße/70 kp/cm^2 Speichervorspannung)

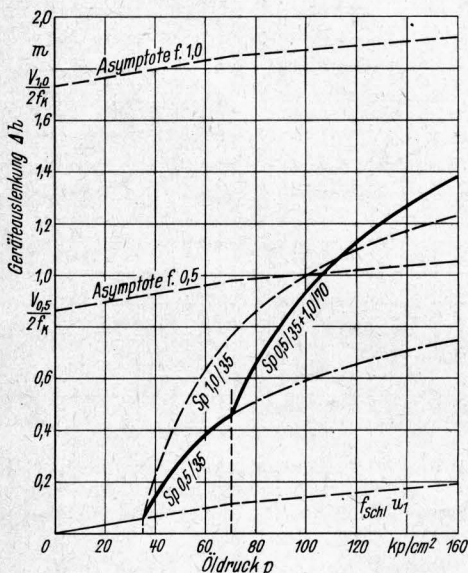


Bild 11. Geräteauslenkung in Abhängigkeit vom Öldruck für verschiedene Speichergrößen und Speichervorspannungen.

mit dem Wert $B_z = 100\%$ für jeden Lastfall und für die einzelnen Dämpfungseinrichtungen Kurven in Abhängigkeit von der Speichervorspannung, Speichergröße und Drosseleinstellung. Aus diesen Versuchen wird sehr deutlich, daß ein Speicher mit größerer Vorspannung im unteren Lastbereich unwirksam wird, daß jedoch in diesem Bereich der Speicher mit der kleineren Vorspannung einsetzt. Es ergab sich ferner, daß sich die Vorspannungen wie etwa 1:2 verhalten sollten. Wird das Verhältnis der Vorspannungen weiter auseinandergezogen, so fällt die Wirksamkeit im Zwischenbereich ab.

Der Druckverlauf beim Abfangen ist in **Bild 13 bis 15** für die Nutzlasten 45, 180 und 320 kp mit einer Dämpfungseinrichtung (1,0/70 + 0,5/40 + Drossel) dem Abfangen „ohne Dämpfung“ gegenübergestellt, während in **Bild 16** die Beschleunigungsziffer b_i/g über der Nutzlast für verschiedene Speicher aufgetragen ist. Der Verlauf der Kurve 3 zeigt im Bereich geringerer Lasten deutlich das Ansteigen der Beschleunigungsziffer auf die Werte ohne Dämpfungseinrichtung, da in diesem Bereich die Dämpfungseinrichtung mit einer Vorspannung $p_v = 70 \text{ kp/cm}^2$ unwirksam wird.

Nach diesen günstigen Ergebnissen wurde in der Halle eine Versuchsstrecke und später im Gelände eine zweite Versuchsstrecke aufgebaut, wobei festgestellt werden sollte, ob die auf dem Prüfstand beim Abfangen ermittelten Ergebnisse auch beim Fahren über eine Holperstrecke bestätigt werden. Diese Versuche erfolgten in mehrfachen Wiederholungen mit verschiedenen Lasten, wobei sich der Frontlader jeweils in waagerechter bzw. fast oberster Stellung befand. In der Versuchshalle wurden die Versuchsschlepper I und II und auf der Versuchsstrecke im Gelände der Schlepper III eingesetzt.

Faßt man die Ergebnisse der Fahrversuche mit verschiedenen Lasten in **Tafel 1** zusammen, so ergibt sich eine Verringerung der Kenngrößen, also des Öl-drucks und der Beschleunigung, um etwa 40 bis 50% gegenüber dem bisherigen Frontladersystem „ohne Dämpfung“. Auch die Messungen mit dem Versuchsschlepper III auf der im Gelände aufgebauten Versuchsstrecke führten praktisch zu denselben Ergebnissen, **Tafel 2**: von diesen Versuchen zeigt **Bild 17** die Meßanordnung. Der Druckverlauf in der Hydraulikanlage und die Beschleunigung am Arbeitsgerät sind in **Bild 18** für den Frontlader ohne zusätzliche Dämpfungseinrichtung und in **Bild 19 und 20** mit der Dämpfungseinrichtung, bestehend aus einem Druckspeicher mit 1,0 l und 70 kp/cm^2 Vorspannung und einem Speicher mit 0,5 l und 40 kp/cm^2 Vorspannung mit und ohne Drossel, dargestellt. Die Nutzlast betrug 270 kp.

Es wurde bei diesen Messungen mit einer Geschwindigkeit von 5,7 km/h gefahren. Bei einem Einsatz mit dem Druckspeicher ohne Drossel, **Bild 19**, traten die geringsten Beschleunigungen und nur geringe Druckschwankungen auf. Eine Dämpfungseinrichtung ohne Drossel hat jedoch den Nachteil, daß beim Abfangen und beim Überfahren eines einzelnen Hindernisses ein längeres Nachschwingen auftritt und die Membranen der Speicher den Druckstößen (einschießender Ölstrahl) direkt ausgesetzt sind, wodurch die Lebensdauer und die Betriebssicherheit der Speicher beeinträchtigt wird. Darüber hinaus zeigte sich bei einer geringen Last von 45 kp, **Bild 21 bis 23**, daß der Druck p beim Unterschreiten der Speichervorspannung p_v schlagartig abfällt und anschließend ein starker Druckanstieg erfolgt (z. B. in **Bild 22**). Dieses Verhalten wird durch den Einsatz einer Drossel gemildert, **Bild 23**. Weiter wurde aus dem Druckverlauf während der Messungen deutlich, daß ein zunächst erwartetes Ansteigen des Druckniveaus zwischen Drossel und Speicher durch die Richtungsabhängigkeit der Drossel nur in einem ganz geringen Maße auftrat. Dies dürfte nicht nachteilig sein und hat auch bei langen Feldversuchen nicht zu einem geringeren Ansprechen der Dämpfungseinrichtung geführt (siehe auch p_{II} in **Bild 20**).

Von diesen Versuchen wurden auch einige Nachtaufnahmen hergestellt, wobei der Schlepper mit dem annähernd waagrecht gestellten Frontlader über die Versuchsstrecke vor dem geöffneten Objektiv der Kamera vorbeifuhr, **Bild 24 bis 27**. An der Vorderachse des Schleppers war eine grüne Lampe (untere Lichtspur), im Zentralrohr der Abschiebegabel eine weiße Lampe (mittlere Lichtspur) und am Schleppersitz in Höhe des Fahrerkopfes eine

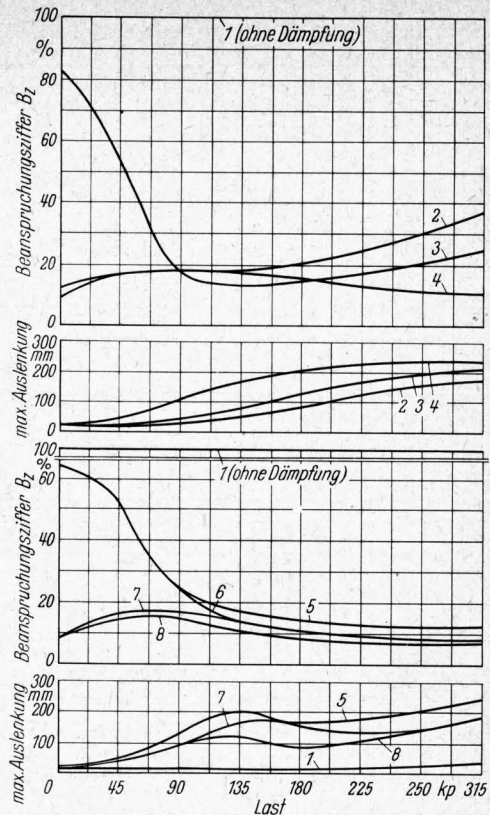


Bild 12. Relative Beanspruchung des Schleppers I beim Abfangen des Frontladers und maximale Auslenkung in Abhängigkeit von der Nutzlast für einfache und kombinierte Speicher mit Drossel.

- | | |
|-----------------------------|-----------------------------|
| 1 ohne Dämpfung | 5 0,7/70 + Drossel |
| 2 0,5/40 + Drossel | 6 1,0/70 + Drossel |
| 3 0,5/70 + Drossel | 7 0,7/70 + 0,5/40 + Drossel |
| 4 0,5/70 + 0,5/35 + Drossel | 8 1,0/70 + 0,5/40 + Drossel |
- (Erklärung: 1,0 l Speichergröße/70 kp/cm^2 Speichervorspannung)

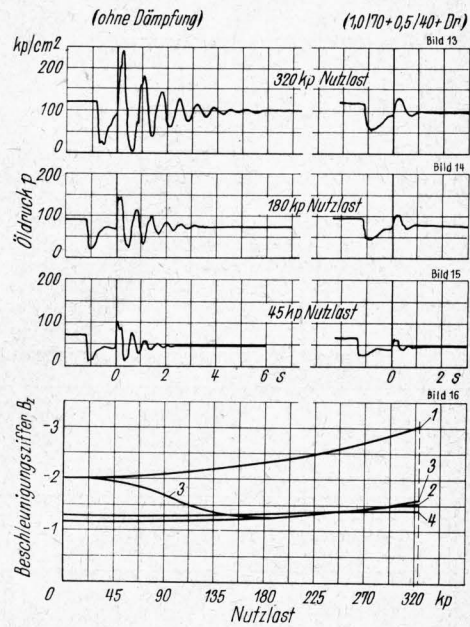


Bild 13 bis 16. Druckverlauf und Beschleunigung beim Abfangen des Frontladers bei einfachen und kombinierten Speichern mit und ohne Dämpfung.

- | |
|-----------------------------|
| 1 ohne Dämpfung |
| 2 0,5/70 + 0,5/35 + Drossel |
| 3 1,0/70 + Drossel |
| 4 1,0/70 + 0,5/40 + Drossel |

(Erklärung: 0,5 l Speichergröße/70 kp/cm^2 Speichervorspannung)

rote Lampe (obere Lichtspur) befestigt. In **Bild 24 und 25** fuhr der Schlepper mit einer Last von 270 kp auf dem Arbeitsgerät; in **Bild 24** ohne Dämpfung, in **Bild 25** mit einer Dämpfung von einem 1,0-l-Speicher + 0,5-l-Speicher + Drossel. Die grüne

Tafel 1. Ergebnisse der Messungen auf der Versuchsstrecke (Halle).

Nutzlast Hubhöhe	Speichervolumen Speichervorspannung	Versuchsschlepper I $v_{Schl} \cong 6 \text{ km/h}$			Speichervolumen Speichervorspannung	Versuchsschlepper II $v_{Schl} \cong 6,5 \text{ km/h}$	
		b_v/g	p_{max} kp/cm ²	p_H kp/cm ²		p_{max} kp/cm ²	p_H kp/cm ²
270 kp 1,0 m	ohne Dämpfung	+ 1,4 - 1,8	200 min 5	80	ohne Dämpfung	260 min 5	95
	1,0/70 + Dr	+ 0,5 - 0,6	116 min 46	80	1,0/70 + 0,5/35 + Dr	140 min 40	97
270 kp 2,7 m	ohne Dämpfung	+ 1,1 - 1,0	224 min 0	92	ohne Dämpfung	385 min 10	105
	1,0/70 + Dr	+ 0,5 - 0,4	140 min 60	90	1,0/70 + 0,5/35 + Dr	160 min 50	105
90 kp 2,7 m	ohne Dämpfung	+ 2,8 - 1,5	235 min 0	58	ohne Dämpfung 1,0 m	215	57
	1,0/70 + 0,5/35 + Dr	+ 1,3 - 0,8	117 min 18	58	1,0/70 + 0,5/35 + Dr 1,0 m	115	56
45 kp 2,7 m	ohne Dämpfung	—	210	48	ohne Dämpfung 1,0 m	210	47
	1,0/70 + 0,5/35 + Dr	—	120	48	1,0/70 + 0,5/35 + Dr 1,0 m	103	47

(untere) Spur gibt in etwa die Bodenunebenheiten wieder; die weiße (mittlere) Spur für die Bewegung des Arbeitsgerätes unterscheidet sich im ungedämpften Fall sehr deutlich von der im gedämpften Fall. Ähnliches gilt auch von den roten Linien

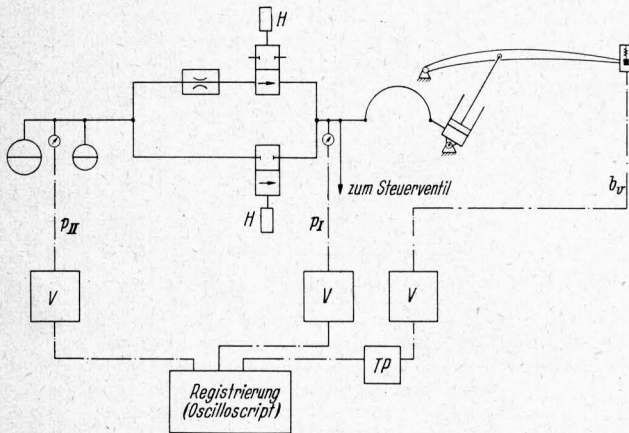


Bild 17. Blockschaltbild für Messungen auf der Versuchsstrecke und auf dem Prüfstand.
V Meßverstärker
TP Tiefpaß (Bandfilter)

(obere Lichtspur), d. h., daß die Dämpfungseinrichtung auch für den Schlepperfahrer selbst erhebliche Vorteile bringt.

Bild 26 und 27 zeigen dieselben Verhältnisse, jedoch mit einer Nutzlast von 45 kp, wobei in Bild 26 wieder ohne Dämpfung und in Bild 27 mit Dämpfungseinrichtung gefahren worden ist. Aus der grünen (unteren) Spur wird diesmal die Versuchsstrecke deutlicher als in Bild 24, die weiße (mittlere) und die rote (obere) Linie zeigen aber wieder deutlich den erheblichen Unterschied und die Vorteile, welche mit der Dämpfungseinrichtung auch im Bereich geringer Lasten erzielt werden können.

Um in der Praxis mit solchen Dämpfungseinrichtungen Erfahrungen zu sammeln, wurden an verschiedenen Schleppern auf einzelnen landwirtschaftlichen Betrieben diese Dämpfungselemente eingebaut, um den subjektiven Eindruck des Schlepperfahrers, welcher nicht darüber informiert war, festzustellen. Auf Befragen erklärten die Fahrer bereits nach wenigen Arbeitseinsätzen, wie auch heute noch nach einem Jahr, daß das Arbeiten mit dem „neuen“ Frontlader wesentlich besser sei, weil sie

1. sauberer arbeiten könnten, da kaum noch Ladegut abgeschüttelt würde,
2. wesentlich ruhiger auf dem Schlepper saßen und
3. erheblich schneller arbeiten könnten.

Außer diesen Vorteilen ist noch zu erwähnen, daß beim Arbeiten mit dem Frontlader am Hang die Lenkfähigkeit des

Tafel 2. Ergebnisse der Messungen auf der Versuchsstrecke (Feld) mit Versuchsschlepper III.

Nutzlast Hubhöhe	Speichervolumen Speichervorspannung	Schleppergeschwindigkeit 4,3 km/h				Schleppergeschwindigkeit 5,7 km/h			
		b_v/g	$p_{I max}$ kp/cm ²	p_{II} kp/cm ²	p_H kp/cm ²	b_v/g	$p_{I max}$ kp/cm ²	p_{II} kp/cm ²	p_H kp/cm ²
270 kp 1,6 m	ohne Dämpfung	± 1 max + 2,5 - 2,3	224 min 0	— —	87	$\pm 1,2$ max $\pm 2,5$	254	— —	87
	1,0/70 + 0,5/40 + Dr	$\pm 0,5$ max 0,75	107 min 45	100 min 79	86,5	$\pm 0,5$ max 0,75	121 min 36	100 min 79	87
	1,0/70 + 0,5/40	$\pm 0,5$ max 0,75	103 min 72	96 max 100 min 73	88	$\pm 0,4$	103 min 66	97 min 70	86
45 kp 1,6 m	ohne Dämpfung	$\pm 1,1$ max 2,75	135 min 0	— —	45	+ 1,2 - 1,5 max + 2,75	142 min 0	— —	45
	1,0/70 + 0,5/40 + Dr	+ 0,75 - 0,6 max ± 1	71 min 15	63 min 42	45	$\pm 1,1$	71 min 7	69 min 42	45
	1,0/70 + 0,5/40	± 1 max + 1,5	76 min 0	70 min 0	45	$\pm 1,0$	71 min 0	69,5 min 0	46

Schleppers erhalten bleibt, da das Arbeitsgerät nur so weit abgesenkt zu werden braucht, bis die Zinkenspitzen und die Tastrolle auf dem Boden aufliegen, das Gewicht des Arbeitsgerätes jedoch vom Schlepper übernommen wird. In gewisser Weise ist dieser Vorgang der Regelhydraulik der Dreipunktanlagen vergleichbar. Dies ist auf das Federungsverhalten des Druckspeichers zurückzuführen. Bisher wurde das Gewicht des Arbeitsgerätes und der Schwinge auf die Zinkenspitzen des Arbeitsgerätes verlagert, welche dann die Führung des Schleppers übernehmen, unterstützt durch die beim Zusammenschieben des Ladegutes auftretenden horizontalen Kräfte, die eine Entlastung der Vorderachse bewirken. Mit dem Einsatz von Druckspeichern gelingt damit auch eine Erhaltung der Steuerfähigkeit des Schleppers bei größeren Horizontalkräften, da die für die Lenkfähigkeit erforderliche Vorderachslast länger erhalten bleibt und die Führungskräfte der Zinkenspitzen des Frontladerarbeitsgerätes infolge des kleineren Auflagedruckes wesentlich geringer sind.

Der bei Feldversuchen, sowohl beim Heuladen als auch beim Rübenblattladen, ermittelte Druckverlauf in der Hydraulikanlage mit und ohne Dämpfungseinrichtung ist in **Bild 28 und 29** dargestellt. Aus diesen Meßstreifen wird sehr deutlich, wie gleichmäßig der Druckverlauf im gedämpften System ist, **Bild 29**, im Gegensatz zum schwachgedämpften bisherigen System, **Bild 28**. Mit der Dämpfungseinrichtung wird beim Entleeren des Arbeitsgerätes (Abschiebegabel) darüber hinaus ein automatisches Anheben desselben durch die in dem Druckspeicher vorhandene Ölmenge erzielt, bis sich der Haltedruck für das leere Arbeitsgerät eingestellt hat. Dieser Vorgang ist mit dem Abschiebevorgang gekoppelt und erfolgt bei der Abschiebegabel langsam, während beim Abkippen ein schnelleres Anheben auftritt. Hierdurch wird für den Schlepperfahrer ein Handgriff hinfällig, was bei 20 bis 25 Griffen je Arbeitstakt bei Frontladerarbeiten (bzw. 2000 und darüber je Stunde) für die körperliche Belastung des Schlepperfahrers nicht unbedeutend ist.

Die für die beiden Versuchsschlepper als brauchbar erwiesenen Dämpfungselemente wurden an verschiedenen anderen in- und ausländischen Frontladertypen, auch schwerer Bauart, eingesetzt und erzielten dort ähnlich gute Ergebnisse.

Theoretische Behandlung der Speicherauslegung

Die rechnerische Auslegung der Dämpfungselemente führt zu komplizierten und aufwendigen Operationen, da es sich hier um ein schwingungsfähiges, miteinander verkoppeltes Mehrmassensystem handelt. *Coenenberg* [4] hat dafür ein sehr vereinfachtes ebenes Schwingungssystem aufgestellt und auf die Schwierigkeiten der Lösung dieses vereinfachten Systems sowie auf die Verwendung von Analogrechnern hingewiesen, um diese Vorgänge nachzubilden. Da die vom Frontlader aufzunehmende Masse nicht annähernd konstant, sondern außerordentlichen Schwankungen unterworfen ist, soll hier auf ein nur mit Rechenanlagen durchzuführendes exaktes Verfahren verzichtet werden. Die Hydraulikanlagen sind außerdem unterschiedlich und die Betriebszustände (vor allem die Betriebsöltemperaturen) von der Anlage und der Witterung abhängig, so daß es schwierig ist, diese allgemein zu erfassen.

Aus den Versuchen ergibt sich, daß beim bisherigen nur schwach gedämpften System die auftretende kinetische Energie vom Schlepper in schwach gedämpfter Form übernommen wird. Aus den Amplitudenverhältnissen bei den Abfangversuchen, **Bild 30**, ließ sich ein Dämpfungsgrad

$$D = \frac{\ln(x_n/x_{n+1/2})}{\sqrt{\pi^2 + (\ln x_n/x_{n+1/2})^2}}$$

für die einzelnen Versuchsschlepper ermitteln; er betrug

- für den Versuchsschlepper I $D = 0,15-0,18$,
- für den Versuchsschlepper II $D = 0,05-0,15$ und
- für den Versuchsschlepper III $D = 0,10-0,16$.

In der Gleichung bedeuten x_n die Größe der Amplitude und $x_{n+1/2}$ die Größe der Amplitude der folgenden Halbschwingung; für die Dauerschwingungen ist $D = 0$ und für die aperiodische Schwingung ist $D = 1$.

Setzt man daher zur Auslegung der Speichergröße der Dämpfungseinrichtung an, daß diese die beim Abfangversuch auftretende kinetische Energie aufzunehmen hat, so ist $E_{kin} =$

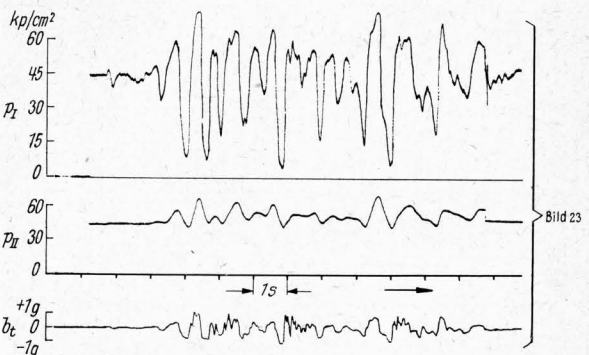
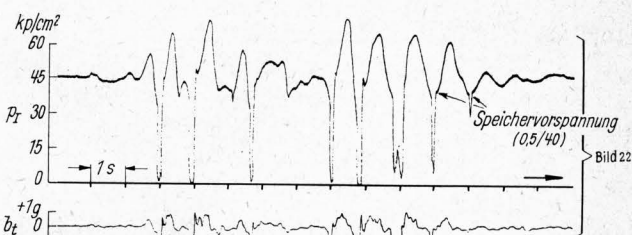
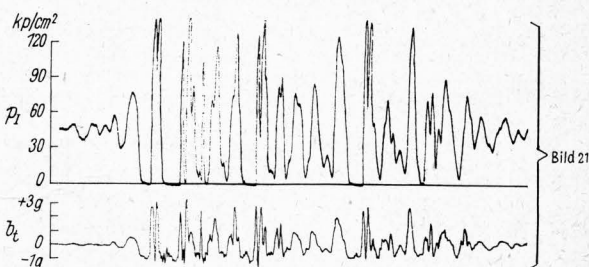
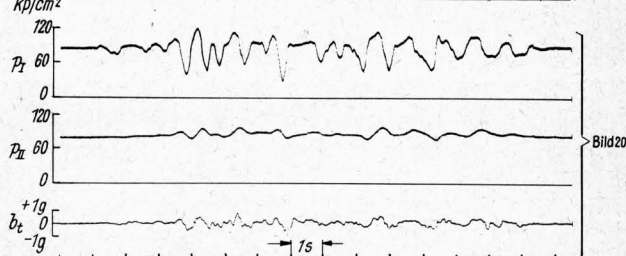
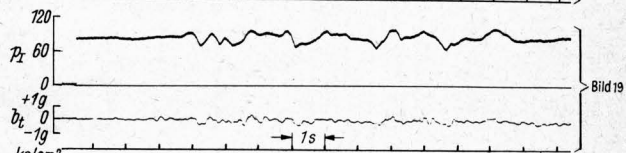
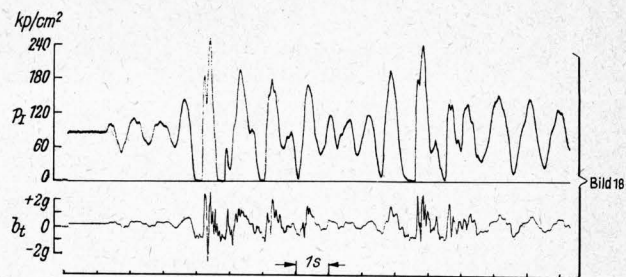


Bild 18 bis 23. Verlauf des Öldruckes und der Beschleunigung des Frontladergerätes bei den Messungen auf der Versuchsstrecke.

- Bild 18. Nutzlast 270 kp, ohne Dämpfung
- Bild 19. Nutzlast 270 kp, mit Speicher ohne Drossel (0,5/40 + 1,0/70 ohne Drossel)
- Bild 20. Nutzlast 270 kp, mit Speicher und Drossel (0,5/40 + 1,0/70 + Drossel)
- Bild 21. Nutzlast 45 kp (sonst wie bei Bild 18).
- Bild 22. Nutzlast 45 kp (sonst wie bei Bild 19).
- Bild 23. Nutzlast 45 kp (sonst wie bei Bild 20).

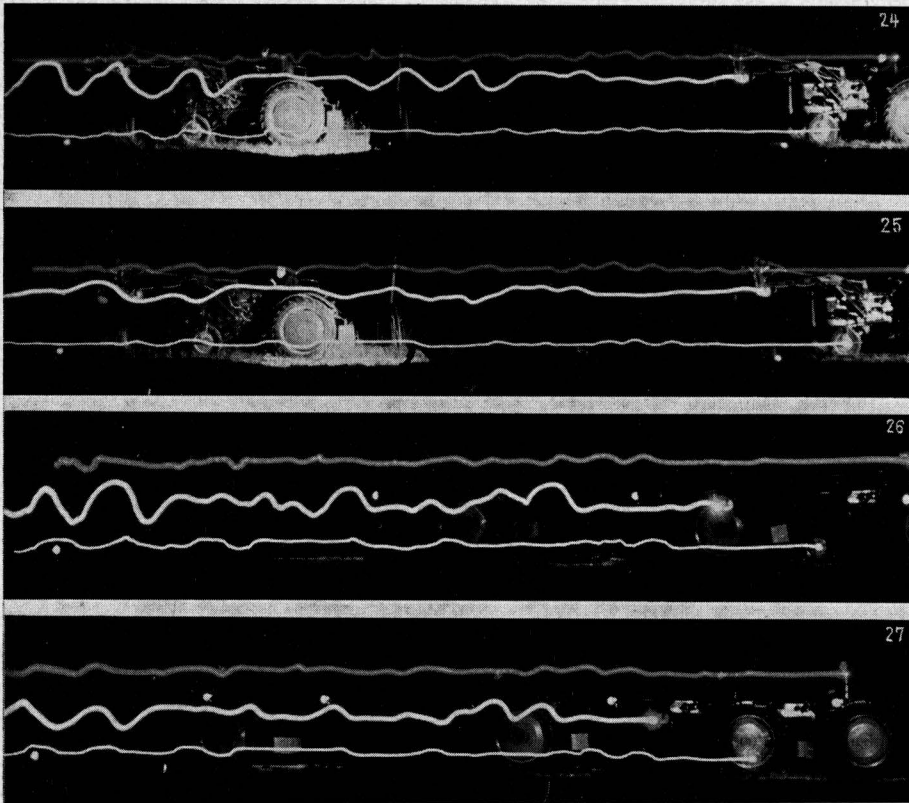


Bild 24 bis 27. Nachtaufnahmen von den Frontlader- und Sitzschwingungen in Abhängigkeit von den Unebenheiten der Fahrstrecke. Rote (obere) Lichtspur entstand durch Lampe am Fahrersitz, weiße (mittlere) Lichtspur durch Lampe im Zentralrohr der Abschiebegabel und grüne (untere) Lichtspur durch Lampe an der Vorderachse des Schleppers.

Bild 24. Frontladersystem ohne Dämpfung; Nutzlast 270 kp.

Bild 25. Frontladersystem mit 1,01 und 0,51 Speicher + Drossel; Nutzlast 270 kp.

Bild 26. Wie in Bild 24, mit 45 kp Nutzlast.

Bild 27. Wie in Bild 25, mit 45 kp Nutzlast.

E_{Sp} . Hierbei läßt sich die kinetische Energie des Frontladers als Rotationsenergie mit

$$E_{kin} = \frac{\dot{\varphi}^2}{2} \theta_{ges}$$

bestimmen, wobei θ_{ges} auf den Drehpunkt der Schwinde bezogen ist. Für die Ermittlung der aufzunehmenden Energie des Druckspeichers kann die äußere Arbeit des Verdichtungs Vorganges angesetzt werden. Da es sich um einen Druckerhöhung innerhalb von nur 0,2 bis 0,5 s handelt, darf ein annähernd adiabater Vorgang angenommen werden, so daß

$$E_{Sp} = - \int_1^2 P dV = P_1 V_1 \frac{1}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad [\text{kpm}]$$

wird und damit

$$V_1 = E (n-1) / P_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad [\text{m}^3]$$

mit $n = \kappa = 1,4$, da in den Druckspeichern N_2 (Stickstoff) verwendet wird. In den Gleichungen ist $p_H = p_1$ der Haltedruck des Frontladers, p_2 der Spitzendruck des Frontladers und $p_1 > p_v$ die Speichervorspannung.

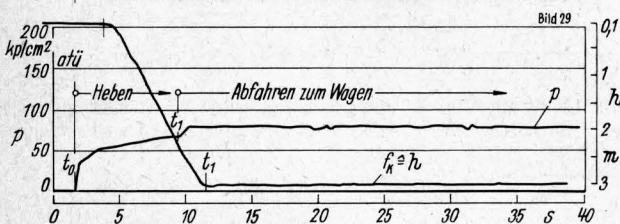
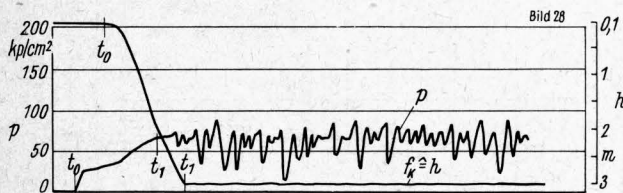


Bild 28 und 29. Druckverlauf in der Hydraulikanlage ohne Dämpfungseinrichtung (Bild 28) und mit einem Speicher mit Dämpfungseinrichtung 0,5/40 + 1,0/70 + Drossel (Bild 29) beim Heuladen.

Damit ist das Gasvolumen für den jeweiligen Arbeitsbereich festgelegt. Für die Berechnung der notwendigen Speichergrößen ist zunächst der Speicher 1 für kleine Belastungen zu ermitteln und anschließend der Speicher 2 für die Nennlast. Zur Berechnung erforderlich sind die kinetische Energie E_{kin} , der Haltedruck p_1 , p_{21} für die jeweilige Last und der zulässige Spitzendruck p_2 bzw. p_{22} . Die Haltedrucke sind durch die Kinematik des Frontladers festgelegt:

$$G = p \pi d^2 \frac{d}{2l} \quad [\text{kp}].$$

Die Spitzendrücke p_2 sollten nicht größer als 1,3 p_1 bis 1,35 p_1 sein. Die Gasvorspannung p_v der Druckspeicher muß unter dem Haltedruck liegen, damit keine Verzögerung dadurch auftritt, daß die Membran des Speichers noch an der Kugelklotte anliegt und erst die Adhäsionskräfte zum Ablösen überwunden werden müssen.

Damit ergibt sich folgender Rechnungsgang:

- I. Bestimmung des ersten Speichers für kleine Last (Leichtgüter) p_2 kleiner als der Haltedruck p_{21} bei Nennlast:

$$V_{11} = E_{kin1} (n-1) / P_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad [\text{m}^3],$$

Nennvolumen des 1. Speichers

$$V_{10} = V_{11} (p_1 / p_{1v})^{1/n} \quad [\text{m}^3].$$

- II. Bestimmung der Gesamtspeichergröße für Nennlast mit dem Haltedruck p_{21} bei Nennlast und dem zulässigen Spitzendruck p_{22} bei Nennlast:

Volumen des 1. Speichers bezogen auf den Haltedruck p_{21}

$$V_{121} = V_{1v} (p_{1v} / p_{21})^{1/n} \quad [\text{m}^3],$$

$$V_{121} + V_{221} = E_{kin} (n-1) / P_{21} \left[\left(\frac{p_{22}}{p_{21}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \rightarrow V_{221,2}$$

Nennvolumen des 2. Speichers

$$V_{20} = V_{221} (p_{21} / p_{2v})^{1/n} \quad [\text{m}^3].$$

Hierbei sollten die Vorspannungen der einzelnen Speicher sich etwa wie 1:2 verhalten. Wird dieses Verhältnis größer

²⁾ Der erste Index von V bezeichnet den Speicher 1 oder 2, der zweite bzw. der zweite und dritte Index charakterisiert den Speicherzustand (Volumen), der durch die Drücke mit gleichen Indizes gegeben ist.

gewählt, so ergibt sich bei Lasten zwischen den Ausgangswerten ein ungünstigeres Verhalten. Bereits beim Druckverhältnis 1:2 ist im Diagramm Bild 12 zu erkennen, daß im mittleren Bereich (90 bis 135 kp) die Wirksamkeit etwas geringer ist. Sowohl bei den eigenen Untersuchungen als auch in denen von Coenberg [4]

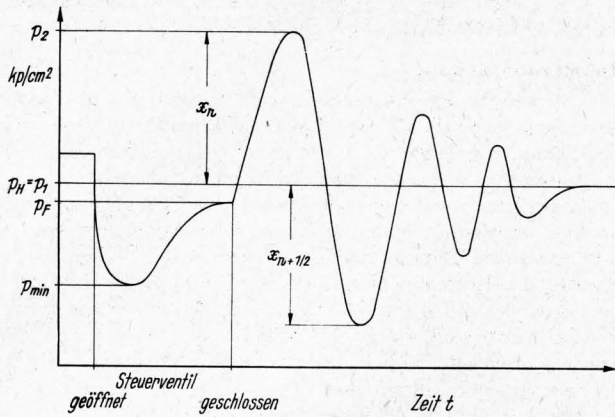


Bild 30. Schematisierter Druckverlauf beim Abfangen des Frontladers.

ist beim Abfangen mit der Nennlast eine Verzögerung von $b = 3$ bis 4 g bei fast allen Versuchen mit den Schleppern gemessen worden (Bild 13 bis 16). Da sich beim Abfangen eine konstante Fallgeschwindigkeit einstellt, läßt sich aus dieser bei einem vorgegebenen b_{\max} für den gedämpften Fall der Weg h_F ermitteln, der notwendig ist, die Fallgeschwindigkeit auf $v_F = 0$ zu verzögern:

$$h_F = \frac{1}{2} \frac{v_F^2}{b_{\max}} \quad [\text{m}],$$

$h_F =$ Fallweg von $v_F = \text{const}$ bis $v_F = 0$.

Aus diesen und dem jeweiligen Übersetzungsverhältnis Kolbenweg: Lastweg = u_2 wird:

$$f_K = \frac{1}{2} \frac{v_F^2}{b_{\max}} u_2.$$

Daraus ergibt sich das dafür erforderliche Ölvolumen

$$\Delta V_{\text{Ö1}} = f_K 2 \frac{\pi d_K^3}{4}.$$

Dieses muß aber gleich dem Arbeitsvolumen des Druckspeichers ΔV_{N_2} sein:

$$\Delta V_{\text{Ö1}} \leq \Delta V \left[\frac{p_2}{p_1} = V_1 - V_2; \quad V_2 = V_1 - \Delta V = V_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{1/n} \right]$$

Sind die Spitzendrücke p_2 und p_{22} richtig angenommen, so muß für II

$$(V_{121} + V_{221}) - (V_{122} + V_{222}) = \Delta V_{N_2} \geq \Delta V_{\text{Ö1}} = f_K \pi \frac{d_K^3}{2}$$

und für I

$$V_{12} - V_{11} = \Delta V_{N_2} \geq \Delta V_{\text{Ö1}} = \dots \text{ sein.}$$

Vergleichsrechnungen, bei denen die kinetische Energie aus der gemessenen Kolbengeschwindigkeit und den jeweiligen Lasten ermittelt wurde, ergaben mit der äußeren Arbeit der Speicher eine recht gute Übereinstimmung beider Energien. Damit kann der angegebene Rechnungsgang zur Bestimmung der Speichergröße als ausreichend angesehen werden.

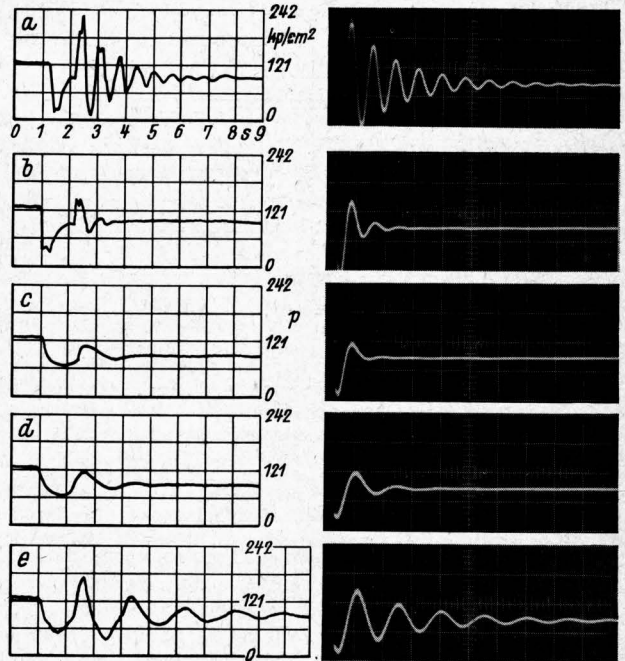
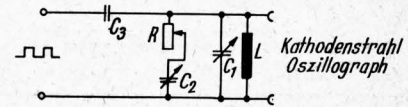


Bild 31. Elektrisches Schwingungsersatzsystem zur Nachbildung der Abfangversuche und Druckverlauf beim Abfangen in Abhängigkeit von der Drosseleinstellung.

links: Druckverlauf im Versuchsschlepper III.

rechts: Druckverlauf im elektrischen Ersatzsystem.

C_1, C_2, C_3 Kondensatoren R Potentiometer L Induktivität

Verwendete Formelzeichen

b	m/s ²	Beschleunigung am Frontladergerät	$p_1; p_{II}$	kp/cm ²	Öldruck vor bzw. hinter der Drossel im Dämpfungssystem
b_v	m/s ²	Vertikalbeschleunigung	p_1	kp/cm ²	Haltdruck bei kleiner Last
b_t	m/s ²	Tangentialbeschleunigung	p_2	kp/cm ²	Spitzendruck bei kleiner Last
b_{\max}	m/s ²	zulässige Maximalbeschleunigung	$p_1 v$	kp/cm ²	Vorspannung für kleine Last
B_z	—	Beanspruchungsziffer	p_{21}	kp/cm ²	Haltdruck bei Nennlast
d	mm	Hebelarm der Kolbenkraft	p_{22}	kp/cm ²	Spitzendruck bei Nennlast
d_K	mm	Kolbendurchmesser	$p_2 v$	kp/cm ²	Vorspannung bei Nennlast
D	—	Dämpfungsgrad	p_F	kp/cm ²	Falldruck
E_{Sp}	mkp	von dem Speicher aufgenommene Energie	t	mm	Ausladung
E_{kin}	mkp	kinetische Energie bei Nennlast bei $v = \text{const}$	u_1	—	Übersetzungsverhältnis Vorderachse: Lastpunkt
E_{kin1}	mkp	kinetische Energie bei kleiner Last	u_2	—	Übersetzungsverhältnis Kolbenweg: Lastweg
f_K	mm	Kolbenweg durch Gasvolumenänderung des Speichers	V	dm ³ ; m ³	Speichervolumen
f_{sch}	mm	Federweg und Reifeneinsenkung der Vorderachse	V_{10}	dm ³ ; m ³	Nennvolumen des Speichers 1
G	kp	Nutzlast auf dem Arbeitsgerät	V_{20}	dm ³ ; m ³	Nennvolumen des Speichers 2
G_v	kp	Vorderachsbelastung	V_{11}	dm ³ ; m ³	Speichervolumen 1 bei p_1
Δh	mm	Auslenkung des Geräteanlenkpunktes	V_{121}	dm ³ ; m ³	Speichervolumen 1 bei p_{21}
h_v	m	Verlusthöhe durch das Abkippen der Gabel	V_{221}	dm ³ ; m ³	Speichervolumen 2 bei p_{21}
h	m	Hubhöhe	V_{222}	dm ³ ; m ³	Speichervolumen 2 bei p_{22}
h_F	m	Fallweg des Frontladers von $v = \text{const}$ bis $v = 0$	ΔV_{N_2}	dm ³ ; m ³	Gasvolumenänderung
l	mm	Hebelarm der Last G	$\Delta V_{\text{Ö1}}$	dm ³ ; m ³	Ölvolumenänderung von $p_1 - p_2$
L	mm	Schwingenlänge	v_{sch1}	km/h	Schleppergeschwindigkeit
L_v	mm	Länge der Schwingenverlängerung	v_F	m/s	Fallgeschwindigkeit des Frontladers
n	—	Zahl der Amplituden	x_n	kp/cm ²	Größe der Druckamplitude
p	kp/m ²	Öldruck	$x_{n+1/2}$	kp/cm ²	Größe der Amplitude der nachfolgenden Halbschwingung
p_H	kp/cm ²	Haltdruck (Öl)	φ	Grad	Hubwinkel der Ladeschwinge
p_v	kp/cm ²	Speichervorspannung (Gas)	θ_{ges}	kpm/s ²	Trägheitsmoment des Frontladers (einschl. Gerät und Last) um den Drehpunkt der Schwinge
p_A	kp/cm ²	Größe der Druckamplitude	\times	—	1,4 für Stickstoff (N ₂)

Vergleich der experimentellen Ergebnisse mit einem elektrischen Ersatzsystem

Der Druckverlauf beim Abfangen in der Hydraulikanlage läßt sich mit Hilfe eines elektrischen Schwingungersatzsystems nachbilden und ergibt die in **Bild 31** zusammengestellten einzelnen Vorgänge. Dabei ist der gemessene Druckverlauf in der Hydraulikanlage dem des elektrischen Ersatzsystems gegenübergestellt. Bei diesem wurde bei entsprechender „Speichergröße“ der „Drosseldurchgang“ variiert. Die harte „Drossel“-Einstellung, **Bild 31 a**, ist praktisch gleichbedeutend mit dem „speicherlosen“ System. Vergrößert man den „Drosseldurchgang“, so nimmt die Zahl der Amplituden ab, die Größe der Amplituden jedoch zunächst nur wenig; der Speicher tritt langsam in Funktion.

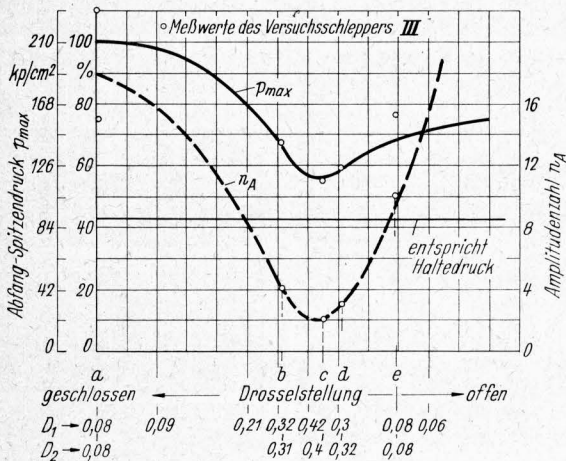


Bild 32. Einfluß der Drossel auf den mit dem elektrischen Ersatzsystem ermittelten Spitzendruck beim Abfangen des Frontladers.

D_1 Dämpfungsgrad des elektrischen Ersatzsystems.

D_2 Dämpfungsgrad des Versuchsschleppers III.

Drosselstellung a: Schlepper ohne Dämpfungseinrichtung (Drossel „hart“).

Drosselstellung e: Drossel besteht nur aus einer Rohrverschraubung (Speicher direkt am Hubkolben).

Die Zahl der Amplituden sinkt auf zwei ab, ebenso fällt der Abfangspitzendruck auf 57% des Ausgangswertes ab. Wird der „Drosseldurchgang“ noch mehr vergrößert, so steigen sowohl der Spitzendruck als auch die Zahl der Amplituden wieder an, **Bild 31 e**. In **Bild 32** sind diese Werte in einem Diagramm auf-

getragen. Dazu sind die mit dem Versuchsschlepper III erzielten Werte eingesetzt. Die bei den experimentellen Versuchen erzielten Dämpfungswerte mit $D = 0,4$ liegen damit durchaus in dem optimalen Bereich (Sattel). Bei den Versuchen hat es sich gezeigt, daß der schmale Sattel geringer Amplitudengröße und -zahl gar nicht so kritisch einzustellen ist, wie das Diagramm zunächst vermuten läßt.

Zusammenfassung

Faßt man die Ergebnisse zusammen, so läßt sich sowohl mit Hilfe der Kinematik als auch durch den Einsatz von Federungs- und Dämpfungselementen in der Hydraulik zwischen dem Hubkolben und Steuerventil eine Verringerung der dynamischen Schlepperbeanspruchungen um etwa 40 bis 50% gegenüber den heutigen erzielen. Der Einsatz von mechanischen Federelementen mit geeigneten Dämpfungseinrichtungen wurde wegen der zu erwartenden Kosten nicht verfolgt. Auch der Einsatz von Druckbegrenzungsventilen ergab nicht die geforderten Verbesserungen und ist überdies mit Nachteilen behaftet; vor allem spricht eine solche Einrichtung bei Leichtgütern praktisch nicht an, während bei Schwergütern durch den Ölverlust beim Ansprechen des Ventils ein ständiges Absinken des Arbeitsgerätes eintritt. Eine Dämpfungseinrichtung, bestehend aus zwei Druckspeichern mit verschieden starker Vorspannung und einer Drossel ergibt dagegen über dem gesamten Lastbereich befriedigende Ergebnisse. Diese dürften deshalb auch für andere Einsatzgebiete, wie Mähreschneidwerke, Vollerntemaschinen usw. von Bedeutung sein.

Schrifttum

- [1] Wenner, H. L.: Die Bedeutung des Frontladers. Landtechn. Forsch. **11** (1961) Nr. 1, S. 10/13.
- [2] Schulz, H.: Anforderungen des Frontladers an den Schlepper. Landtechn. Forsch. **11** (1961) Nr. 1, S. 21/25.
- [3] Meincke, K.: Kinematische Untersuchungen an Schlepperfrontladern unter besonderer Berücksichtigung abschiebender Arbeitswerkzeuge. Landtechn. Forsch. **14** (1964) Nr. 2, S. 33/41.
- [4] Coenenberg, H. H.: Einwirkungen des Frontladers auf den Schlepper. Grundl. Landtechn. Heft 14 (1962), S. 36/50.
- [5] Meincke, K.: Kinematische und experimentelle Untersuchungen an Schlepperfrontladern unter besonderer Berücksichtigung abschiebender Arbeitswerkzeuge. Diss. TH München 1964.
- [6] Wenner, H. L., und H. Schulz: Der Frontlader und seine Arbeitsgeräte. Landtechn. Forsch. **11** (1961) Nr. 1, S. 14./20.

DK 631.3.002.6:631.3.02

Untersuchung gasaufgekohlter Streichbleche

Im allgemeinen bestehen die Pflugstreichbleche aus 5 bis 11 mm dicken, dreischichtigen Verbundstählen, bei denen alle drei Schichten gleich dick sind. Die beiden äußeren Schichten haben einen hohen Kohlenstoffgehalt (0,6 bis 1,0%), um beim Abschreckhärten einen möglichst hohen Verschleißwiderstand zu erzielen, während die Mittelschicht aus einem nicht härtbaren Weichstahl (etwa 0,15% C) besteht. Diese weiche Mittelschicht bewirkt einen Ausgleich der hohen Härtespannungen, die beim Abschrecken eines hochgekohlten Vollstahlbleches entstehen und Härterisse im Gefolge haben; sie vermindert außerdem den Härteverzug und gibt dem hoch gehärteten Verbundblech eine

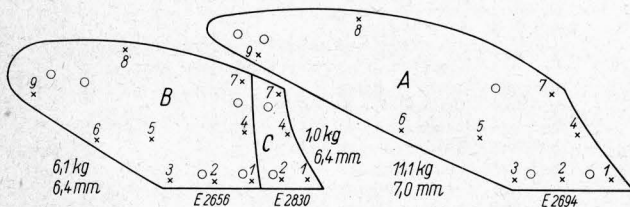


Bild 1. Vickershärte HV 30 des norwegischen Streichbleches A und des zweiteiligen Streichbleches B/C englischer Herkunft.

Meßpunkte	Oberfläche im Anlieferungszustand									normalgeglüht	
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	Rand	Kern
Streichblech A	830	890	860	890	880	890	880	890	880	260	120
Streichblech B	850	840	850	850	970	870	880	840	850	250	110
Streichblech C	880	885	880			880				240	110

Zähigkeit, die das Blech bei Gewaltbeanspruchung vor Bruch bewahrt. Bei der Wärmebehandlung der Bleche wird eine sehr hohe Härte der Außenschichten von 60 bis 65 Rockwell (= 720 bis 840 Vickersheiten) angestrebt [1; 2]. Dadurch hält man nicht nur den Verschleiß der Streichblechoberfläche klein, sondern erzielt auch durch den Quarz im Boden eine spiegelblanke Arbeitsfläche, durch die der Reibungswiderstand des Pflugkörpers sowie die Neigung gewisser Böden zum Ankleben auf der Arbeitsfläche vermindert werden [3].

Neuerdings werden in Norwegen und England auch einsatzgehärtete Streichbleche hergestellt und angeboten. Während beim Verbundstahl die Stahlschichten von vornherein soviel Kohlenstoff enthalten, daß sie bei normaler Härtung die gewünschte Härte annehmen, verwendet man bei den einsatzgehärteten Streichblechen einen Stahl mit niedrigem Kohlenstoffgehalt, der in einem kohlenstoffabgebenden Gas geglüht und durch Diffusion des Kohlenstoffes in der Randzone aufgekühlt wird. Beim Härten nimmt dann, ähnlich wie beim Verbundstahl, nur die Randschicht hohe Härte an, während der Kern weich bleibt. Nachstehend wird über die Untersuchung zweier einsatzgehärteter Streichbleche, **Bild 1**, berichtet, die aus serienmäßigen Fertigungen stammen. Das norwegische Streichblech A ist in einem modernen Aufkohlungsverfahren mittels Trägergas im Vertikalretortenofen [4] aufgekühlt und aus der Glühwärme gehärtet worden. Der billige elektrische Strom macht in diesem Land offenbar das tiefe Einsatzhärten gegenüber dem Verbundstahl konkurrenzfähig.

Die Härte der Streichblechoberfläche liegt nach **Bild 1** gleichmäßig zwischen etwa 840 und 880 VE und ist der Tendenz nach

(Fortsetzung auf Seite 86)