

Möglichkeiten und Grenzen bei der Verwendung von hydraulischen Schwingantrieben für Mähwerke

Von **Johannes Schaefer**, Berlin¹⁾

Die Vor- und Nachteile des hydraulischen gegenüber dem mechanischen Mähmesserantrieb sowie die betrieblichen Voraussetzungen für die Entwicklung und Konstruktion eines hydraulischen Schwingantriebes werden dargelegt. Prüfstand- und Feldversuche bestätigen die theoretischen Überlegungen, daß stabile Betriebsverhältnisse bei hydraulischen Schwingantrieben von Mähmessern schwer zu erreichen sind. Die Feldversuche haben aber auch gezeigt, daß der Schwingantrieb grundsätzlich funktionsfähig ist.

Im Landmaschinen-Institut der Technischen Universität Berlin befaßte man sich einige Jahre mit der Erforschung hydraulischer Schwingantriebe für Mähwerke. Dabei mußte auch Entwicklungsarbeit geleistet werden, weil hydraulische Schwingantriebe für Mähwerke nicht zu haben waren. Erstmals wurde im Jahre 1955 auf der DLG-Ausstellung in München ein hydraulischer Mähantrieb als Schwingantrieb gezeigt. Allerdings zeigten schon 1960 auf der Kölner DLG-Ausstellung alle drei Firmen, die hydraulische Mähantriebe ausstellten, Antriebe mit Kolben- oder Zahnradmotoren. Heute verbindet man mit dem Begriff „Hydraulischer Mähantrieb“ meist einen Antrieb, der mit Ölmotor, rotierender Abtriebswelle und Kurbeltrieb arbeitet. Solche ölhydraulischen Mähantriebe werden seit einigen Jahren industriell hergestellt. Bei ihnen sitzt der Hydraulikmotor auf dem Innenschuh des Mähbalkens, wobei der besondere Vorteil der Hydraulik, nämlich die flexible Energieübertragung durch Schläuche, ausgenutzt wird; ansonsten wird die mechanische Umwandlung einer rotierenden Bewegung in eine oszillierende beibehalten.

Vor- und Nachteile des hydraulischen Mähmesserantriebes

Will man die Druckölenergie der Schlepperpumpe dazu benutzen, unmittelbar eine hin- und hergehende Bewegung zu erzeugen, begibt man sich auf ein neues Gebiet, das man als eine „Wechselstromtechnik der Ölhydraulik“ deuten könnte. Zwar werden in der Hydraulik des Maschinenbaues vielfach doppeltwirkende Zylinder verwendet, die hin- und hergehende Bewegungen ausführen; im Gegensatz zu den Mähantrieben arbeiten diese aber mit wesentlich kleineren Frequenzen. Für eine gute Schneidqualität wird beim Grasschnitt eine mittlere Messergeschwindigkeit bis 2,5 m/s verlangt, was bei einem durch die Abmessungen der Klingen gegebenen Hub von etwa 80 mm eine Frequenz von etwa 900 Doppelhuben in der Minute, d. s. 15 Hz, voraussetzt. Schwingweite, zu bewegende Masse und Frequenz der Mähwerke sind, vom hydraulischen Antrieb aus gesehen, vergleichsweise groß. Dazu kommt das Problem der Abdichtung der axial sich bewegenden Schubkolbenstange. Die Lösung dieses Problems ist deshalb so entscheidend, weil bei der Höhe der Frequenz und den Betriebsbedingungen auf dem Felde durch eindringenden Schmutz und austretendes Lecköl über längere Zeit Gefahren für den Betrieb entstehen.

Der Aufwand für die Entwicklungs- und Forschungsarbeit wird durch manche bemerkenswerte Vorteile, die ein hydrostatischer Schubkolbenantrieb gegenüber dem mechanischen Mähwerksantrieb bietet, gerechtfertigt. Mit dem Wegfall des

Kurbeltriebes entfällt der oszillierende Anteil der Kurbelstangenmasse. Mit der Verringerung der bewegten Massen werden auch die Schwingkräfte kleiner, die gewöhnlich vom Mähwerk auf den Schlepper übertragen werden. Drehmomentspitzen, negative Drehmomente und Drehschwingungen, die das Schleppergetriebe belasten, werden ebenfalls vermieden. Bei schlagartiger Blockierung des Mähmessers durch Fremdkörper werden die Mähmesser durch einen wirkungsvollen, konstanten hydraulischen Überlastungsschutz, der aus einem Überdruckventil besteht, geschont. Im Gegensatz zu einer Rutschkupplung ist diese Überlastsicherung konstant einstellbar und von schwankenden Reibwerten unabhängig. Die Leerlaufleistung wird kleiner und der Riemenverbrauch entfällt (viele Kurbelmähwerke benötigen in jeder Mähperiode einen neuen Riemensatz). Die senkrechte Kraftkomponente am Messerkopf des Kurbeltriebes, die durch die Schränkung (max. 22°) der Kurbelstange auf die Messerführung wirkt und zu erhöhter Reibungsarbeit und zu größerem Verschleiß führt und außerdem das Abheben des Messers von der Fingerplatte, und damit das Stopfen, begünstigt, kommt beim hydrostatischen Schubkolbenantrieb ebenfalls in Fortfall. Ferner werden bei der Verwendung hydraulischer Mähantriebe die Bodenfreiheit vergrößert und die Anbaumöglichkeit für Geräte unter dem Schlepper verbessert. Sehr wichtig ist, daß beim Mähen von Grabenböschungen und Beschneiden von Hecken mit einem hydraulischen Mähwerk in allen Winkelstellungen gearbeitet werden kann. Gerade für den Heckenschnitt ist der hydraulische Betrieb in mehrfacher Hinsicht vorteilhaft, weil hier nicht nur in verschiedenen Winkellagen gearbeitet werden kann, sondern auch der gleichzeitige Betrieb von mehreren Messern zweckmäßig und möglich ist. Alle Antriebe können gegebenenfalls an einer entsprechend groß ausgelegten Ölpumpe angeschlossen werden.

Die betrieblichen Voraussetzungen für den hydraulischen Mähmesserantrieb

Um ein Mähmesser harmonisch hin- und herzubewegen, muß dem jeweiligen Kräftebedarf des Messers während einer Periode ein kongruentes Druckmittelangebot gegenübergestellt werden. Es ist deshalb für einen hydraulischen Mähantrieb wichtig, die Kräfteverhältnisse beim Mähen zu kennen. Durch die Steigerung der Arbeitsgeschwindigkeit des Mähbalkens auf etwa 7 km/h mußte auch die Frequenz des Mähmessers gesteigert werden, um zu einer mittleren Schnittgeschwindigkeit zwischen 1,7 und 2,5 m/s zu kommen. Es muß also bei einem Hub von 79 bis 82 mm eine Frequenz von 800 bis 1200 Doppelhuben in der Minute erreicht werden. Über die Kräfte und Drehmomente in mechanischen Schleppermähdern liegen genügend Untersuchungsergebnisse vor [1 bis 3]. Im Zusammenhang mit den hydraulischen Schwingantrieben interessieren von den auftretenden Kräften nur die Betriebs- oder Mähkurbelkräfte. Diese setzen sich zusammen aus den Massen-, den Reibungs- und den Schnittkräften. Die Schnittkräfte kann man aus der Differenz von Arbeits- und Leerlaufkräften ermitteln, die Reibungskräfte aus der Differenz von Leerlauf- und Massenkräften. Die Massenkräfte können berechnet werden und haben die entgegengesetzte Richtung wie die Beschleunigung und erreichen ihre maximalen Werte in den Messerumkehrpunkten. Die Massenkraft errechnet sich nach der Gleichung:

$$P_m = m r_0 \omega^2 \cos \omega t.$$

In dieser Formel kann für das hydraulische Mähwerk als Masse m die Messermasse, vermehrt um einen 5%igen Zuschlag für Ölkolben- und Hebelmasse, eingesetzt werden. In den nachstehenden Berechnungen wurde $m = 3,8$ kg als bewegte Masse eines 1,35-m-Mähbalkens angenommen. Von der im Betrieb auftretenden Kraft nimmt den größten Teil die Massenkraft in

¹⁾ Vorgetragen auf der 22. Tagung der Landmaschinen-Konstrukteure in Braunschweig-Völkenrode am 9. 4. 1964 und ergänzt durch die Dissertation des Verfassers (TU Berlin 1965).

Dipl.-Ing. Johannes Schaefer hat diese Arbeit als wissenschaftlicher Assistent am Lehrstuhl für Landmaschinen (Direktor: em. Prof. Dr.-Ing. K. Marks) der Technischen Universität Berlin durchgeführt und ist jetzt Entwicklungsingenieur bei den Askaniawerken in Berlin-Mariendorf.

Anspruch. Da sie mit dem Quadrat der Frequenz wächst, ist eine Beschränkung der Masse auf das notwendige Maß geboten.

Das Maximum der Frequenz wird aber vom Schneidvorgang her bestimmt. Bei einem normalen Messerhub von etwa 80 mm reichen 8 bis 10 Doppelhübe/Fahrmeter für einen sauberen Schnitt aus. Um Kräfte und Drehmomente eines ölhydraulischen Antriebes mit denen eines mechanischen vergleichen zu können, wurde ein sogenanntes hydraulisches Gestänge entworfen und gebaut. Bei ihm wird die oszillierende Bewegung einer Impulspumpe durch das Öl auf einen Schwingmotor, der nach dem gleichen

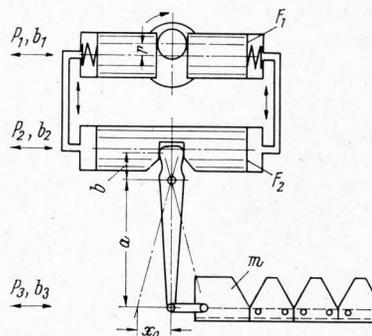


Bild 1.
Hydraulisches Gestänge.
Kurbelradius der Pumpe
 $r = 8 \text{ mm}$
Kolbenflächen
 $F_1 = F_2 = 6,15 \text{ cm}^2$
Übersetzung
 $i = a/b = 180/40 = 4,5$
Messerhub
 $2x_0 = 2r i F_1/F_2 =$
 $= 2r i = 72 \text{ mm}$
Messergröße allein
 $m_m = 3,6 \text{ kg}$

Prinzip arbeitet, übertragen. **Bild 1** zeigt schematisch den Aufbau des „hydraulischen Gestänges“. Bei ihm ist die Massenkraft am Messerkopf

$$P_3 = m i \omega^2 r \cos \omega t,$$

das Drehmoment an der Kurbel der Ölpumpe

$$M_d = \frac{1}{2} \frac{F_1}{F_2} m i^2 \omega^2 r^2 \sin 2\omega t$$

und der Öldruck am Kolben

$$p = \frac{1}{F_2} m i^2 \omega^2 r \cos \omega t.$$

Massenkraft, Drehmoment und Öldruck wachsen mit dem Quadrat der Frequenz bzw. der Drehzahl n . Für einen Vergleich der maximalen Werte von mechanischen und hydraulischen Mähwerken wird eine Frequenz von $n = 800$ Doppelhüben/Minute zugrunde gelegt. Für das hydraulische Gestänge in Bild 1 ergeben sich dann folgende maximalen Werte:

$$\begin{aligned} P_{3 \max} &= 98,2 \text{ kp}, \\ M_{d \max} &= 1,77 \text{ kpm}, \\ p_{\max} &= 71,8 \text{ kp/cm}^2. \end{aligned}$$

Verwendete Formelzeichen

A, E	kpm	Arbeit, Energie
A_D	kpcm	Arbeit des Schwingmotors je Periode
A_R	kpcm	Reibungsarbeit je Schwingung
A_K	kpcm	Kompressionsarbeit
c	kp/cm	Federkonstante
F	cm ²	Kolbenfläche
i	—	Hebelübersetzung
k	kps/cm	Reibwert
k_B	kp/cm ²	Beanspruchungskonstante
k^*	cm s ² /kg	Systemkonstante
m	kg	schwingende Masse
M_d	kpcm	Drehmoment an der Ölpumpe
n	U/min	Drehzahl, Frequenz des Mähmessers in Doppelhüben
N_{hydr}	PS	hydraulische Pumpenleistung
N_V	PS	Brems- bzw. Verlustleistung
p, p_0	kp/cm ²	Öldruck
p_m	kp/cm ²	mittl. indizierter Öldruck
Δp_m	kp/cm ²	mittlere Druckänderung
P_m	kp	Massenkraft durch Beschleunigung der schwingenden Masse
Q	l/min	Ölstrom, minütliche Fördermenge
q_1	kcal/h	erzeugte Wärmemenge
r_0	cm	Kurbelradius bzw. Hub einer Kolbenpumpe, Amplitude der erregenden Schwingung
V_h	cm ³	Hubvolumen des Schwingmotors
ΔV_h	cm ³	Volumenänderung durch Zusammendrückung
V_F	cm ³	Federvolumen
x_0	cm	Amplitude, halber Hub des Mähmessers
v	m/s	Messergeschwindigkeit
ω	1/s	Eigenfrequenz, Winkelgeschwindigkeit der Messerkurbel
Ω	1/s	Erregerfrequenz
η_F	—	Werkstoffausnutzung bei Federn

Zum Vergleich wird in **Tafel 1** ein mechanisch angetriebenes Mähwerk nach Berechnungen und Messungen von *Thiel*²⁾ herangezogen, dessen Daten mit dem vorstehenden „hydraulischen Gestänge“ übereinstimmen. Die Daten für die Maximalwerte des hydraulischen Mähwerkes wurden über den indizierten Öldruck ermittelt.

Tafel 1. Vergleich zwischen einem mechanisch und einem hydraulisch angetriebenen Mähwerk.

		mechanischer Schubkurbeltrieb	hydraulischer Schubkolbentrieb
$P_{3 \max}$	gerechnet	125	98
	gemessen	300	155
$M_{d \max}$	gerechnet	3,2	1,8
	gemessen	12,0	2,0

Das Hubvolumen eines hydraulischen Schubkolbenriebes wird vom Förderstrom der Ölpumpe und der Frequenz des Mähmessers bestimmt. Ist Q der minütliche Förderstrom der Pumpe und n die Frequenz des Mähmessers, so ist das Hubvolumen

$$V_h = \frac{Q}{2n}.$$

Macht man die Annahme, daß die Frequenz des Mähmessers wieder 800 Doppelhübe in der Minute und die Förderleistung der Pumpe 16 l/min betragen, und setzt man voraus, daß der Füllungsgrad 100% beträgt und kein anderer Ölverbraucher an derselben Pumpe angeschlossen ist, so ergibt sich hierfür ein Hubvolumen

$$V_h = 10 \text{ cm}^3.$$

Allerdings sind in Wirklichkeit die Zusammenhänge zwischen Förderstrom und Hubvolumen etwas komplizierter, weil der Förderstrom der Pumpe im allgemeinen als konstant angesehen werden kann, nicht aber die Schluckfähigkeit des Schwingmotors. Ferner ist bei dieser Berechnung außer acht gelassen worden, daß für den Steuerteil ein zusätzlicher Ölbedarf besteht. Die Ermittlung der verlustlosen Leistung eines hydraulischen Schubkolbenriebes ist

$$N = \frac{2 p_m V_h n}{60 \cdot 75} [\text{PS}].$$

Da die Leistung vom Druck abhängig ist und bereits gewisse Anhaltswerte über den Leistungsbedarf eines Mähmessers vorliegen, kann man von diesen ausgehen und den mittleren Druck eines hydraulischen Mähantriebes bestimmen. Nach *Stroppel* [2; 3] ist die Leistung, die für einen 4,5'-Mittelschnittbalken bei einer Kurbeldrehzahl von etwa 800 U/min und einer Fahrgeschwindigkeit von 1,3 m/s aufgebracht werden muß, etwa 3,15 PS. Für die Anwendung auf hydraulische Antriebe kann davon die Leerlaufleistung abgezogen werden, die aus Lagerreibungswiderständen besteht. Sie ist mit 1,05 PS ermittelt worden. Damit bliebe als aufzubringende Leistung $N_{\text{hydr}} = 2,10 \text{ PS}$. Daraus errechnet sich ein mittlerer Öldruck von $p_m = 74 \text{ kp/cm}^2$.

Verschiedene Bauarten mit unterschiedlicher Ölsteuerung

Die Ölsteuerung im hydraulischen Mähwerk hat die Aufgabe, den annähernd gleichmäßigen Ölstrom der Pumpe in einen wechselnden zu wandeln, so daß eine durch den alternierenden Öldruck entstehende Kraft den Arbeitskolben hin- und herbewegt. Für die Steuerung gibt es folgende Möglichkeiten:

1. geradlinige Steuerungen

- 1.1 ein sich selbst umsteuernder Kolbenschieber (Arbeitskolben);
- 1.2 zwei sich gegenseitig umsteuernde Kolbenschieber, davon einer als Steuerkolben, der andere als Arbeitskolben (Folgesteuerung);
- 1.3 zwei Steuerkolben, die sich unabhängig vom Arbeitskolben gegenseitig umsteuern. Der Arbeitskolben ist mit einem der Steuerkolben parallel verbunden;

²⁾ Siehe *Thiel* [1], S. 112, Bild 6.

- 1.4 zwei Steuerkolben, so abgefedert, daß sie als Oszillator frequenzstabil und unabhängig vom Arbeitskolben arbeiten, wobei der Arbeitskolben parallel zu einem Steuerkolben geschaltet ist; und
- 1.5 ein Steuerkolben, vom Arbeitskolben mechanisch mitgeführt (mechanische Folgesteuerung).

2. Drehschiebersteuerung

- 2.1 Drehschieber, von fremder Energie bewegt, selbstumsteuernd, pendelnd;
- 2.2 Drehschieber, von eigenem Ölstrom in Drehung versetzt, Einkreissteuerung;
- 2.3 Drehschieber, von eigener, ölmotorischer Energie bewegt, Zweikreissteuerung und
- 2.4 Drehschieber, von eigener Energie in Pendelschwingungen versetzt, Selbstumsteuerung.

Von den angeführten Steuerungsmöglichkeiten wurden einige ausgeführt und untersucht [6]. Ihre ölhydraulischen Schaltbilder sind in **Bild 2** (a bis f) wiedergegeben:

b) Ein sich selbst umsteuernder Kolbenschieber (Arbeitskolben) wurde nicht ausgeführt. An sich stellt er die einfachste Art der Umsteuerung dar. Allerdings muß er mit fremder Kraft in Gang gebracht werden. Nach den gültigen Benennungen ölhydraulischer Anlagen handelt es sich um einen 4/2-Wegeschieber mit Vorwärts- und Rückwärtsstellung für doppeltwirkende Zylinder.

c) Das Prinzip, wonach sich Arbeits- und Steuerkolben gegenseitig umsteuern, hat sich für die Schwingantriebe gut bewährt. Der Selbstanlauf ist dann gegeben, wenn der eine der beiden Kolben in einer Endlage steht. Geraten beide Kolben aus irgendeinem Grunde in die Mittellage, so bleibt der Antrieb stehen und kann nicht von selbst anlaufen. Die Steuerung setzt dann aus, was sehr nachteilig ist, wenn das Mähmesser stopft. Es handelt sich bei diesem System um zwei 5/3-Wegeschieber, die in Folgesteuerung geschaltet sind. Diese Steuerung funktioniert so: Steht der Arbeitskolben in einer Endstellung, so bringt er durch die Lage seiner Nuten den Steuerkolben in die andere entgegengesetzte Endstellung; das hat zur Folge, daß der Arbeitskolben nun seinerseits in die andere Endstellung gebracht wird. Verfolgt man den Vorgang langsam, so erkennt man, daß ein Kolben immer in einer Endstellung verharrt, während und solange sich der andere Kolben von der einen Endlage zur anderen bewegt.

d) stellt eine Anordnung dar, bei der sich zwei Steuerkolben unabhängig vom Arbeitskolben gegenseitig so umsteuern, daß die Bewegung des Arbeitskolbens nicht notwendig zu ihrer Bewegung ist. Es ist dies ein hydraulisches System von zwei 5/3-Wegeschiebern mit einem doppeltbeaufschlagten Arbeitskolben im Parallelkreis des einen Wegeschiebers. Diese hydraulische Schaltung soll ermöglichen, daß bei äußerer Hemmung des Arbeitskolbens die Öldruckimpulse weiter wirken können,

um ein Freiarbeiten zu gewährleisten. Ein eventuelles Durchgehen des selbständigen Schieberpaares wird durch Zwischenschaltung zweier Drosseln verhindert.

e) deutet eine andere Möglichkeit der Fesselung des Steuerteiles an. Es ist die hydraulische Schaltung eines 3/2-Wegeventiles mit Vorwärts- und Rückwärtsstellung für einen Differentialkolben. Der Wegeschieber wird vom Arbeitskolben jeweils am Ende des Hubes mitgenommen und dadurch in eine Endstellung gebracht. Es handelt sich also um eine mechanische Folgesteuerung. Da der Differentialkolben so ausgebildet ist, daß seine Kolbenfläche doppelt so groß ist wie seine Stangenfläche, kann die Stangen-seite in ständiger Verbindung mit der Druckleitung bleiben. Die Steuerung bezieht sich dann allein auf die Kolbenseite.

f) zeigt schematisch eine Drehschiebersteuerung als Fremdumsteuerung, die elektromotorisch angetrieben wird. Ein zusätzlicher Motor muß bereitgestellt werden, um den Flügelkolben des Drehschiebers in Drehung zu versetzen. Dabei darf der Motor nur mit der halben Frequenz des Schwingantriebes umlaufen, da eine halbe Umdrehung des Flügelkolbens bereits genügt, um den Schubkolben hin- und herzubewegen.

Von diesen Steuerungen für Einfachmähmesser ist nur ein kleiner Schritt zur Verwendung für gegenläufige Doppelmesser. Die entsprechenden hydraulischen Schaltungen sind in **Bild 3** (a bis f) angegeben.

Der zeitliche Verlauf der Steuerimpulse zur Erzeugung einer harmonischen Bewegung braucht selbst nicht harmonisch zu sein. Zur Aufrechterhaltung einer harmonischen Messerbewegung müssen folgende Bedingungen erfüllt sein: Soweit keine geplante Energiespeicherung vorhanden ist, muß der ausgesteuerte Öl-impuls in jeder halben Schwingung — also während eines Hubes — eine der kinetischen Energie entsprechende Druck-Volumen-Energie bereitstellen:

$$p_m V_h = \frac{m v^2}{2}$$

Bei partieller Energiespeicherung während eines Hubes ist nur der Teil der benötigten kinetischen Energie durch Druck-Volumen-Energie zu decken, der nicht in Federarbeit gespeichert und zurückgegeben werden kann. Bei vollständiger Energiespeicherung sind lediglich die auftretenden Reibungs- und Schnittkräfte zu überwinden bzw. die Reibungs- und Schnittleistung zu decken. Der zeitliche Verlauf der Umsteuerung ist näher untersucht worden. Die Steuerimpulse (Öldruckimpulse) weichen erheblich von einer ideellen Form ab. Dennoch verläuft, wie beobachtet werden konnte, die Messerbewegung sinusförmig. Durch die vielen unbeabsichtigten Elastizitäten des gesamten Systems, besonders aber der Öldruckschläuche, die wie ein Integrationsglied wirken, ist es ziemlich gleichgültig, in welchem zeitlichen Verlauf die benötigte Energie bereitgestellt wird.

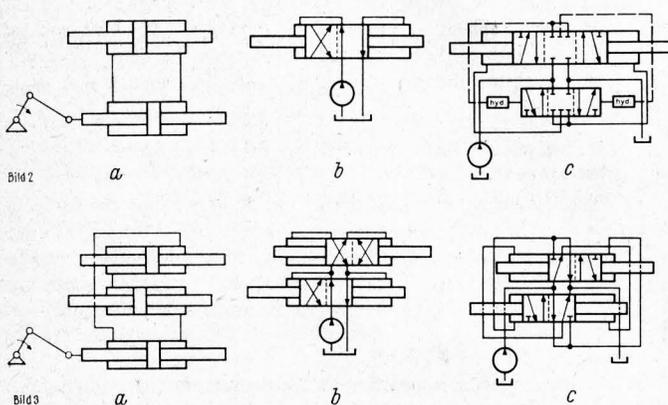


Bild 2. Möglichkeiten der Druckölsteuerung durch Wegeschieber zum Antrieb von Mähmessern.

- a hydraulisches Gestänge
 b selbstumsteuernder Arbeitskolben
 c Folgesteuerung von einem Arbeitskolben durch einen Steuerkolben
 d Folgesteuerung von zwei Steuerkolben mit Antrieb des Arbeitskolbens
 e Folgesteuerung, mechanisch
 f Drehschieber-Steuerung

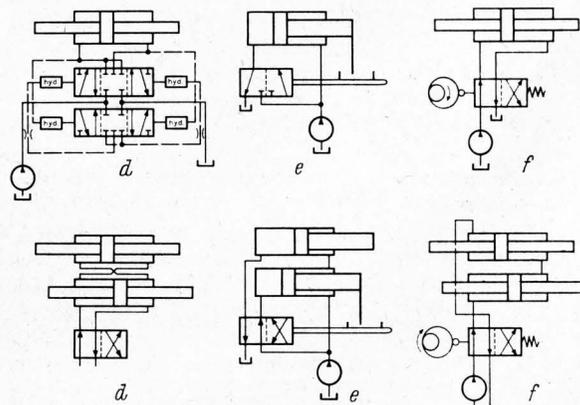


Bild 3. Möglichkeiten der Erweiterung der Wegeschieber-Steuerung für den Antrieb von Doppelmessern.

- a hydraulisches Gestänge
 b selbstumsteuernde Arbeitskolben
 c Folgesteuerung von zwei Arbeitskolben
 d Drehschieber-Steuerung, parallel geschaltet
 e Folgesteuerung, mechanisch
 f Drehschieber-Steuerung, hintereinander geschaltet

Bild 4 zeigt den Druckverlauf eines Steuerimpulses des selbstumsteuernden Schwingantriebes, dessen Schaltbild in Bild 2c wiedergegeben ist.

Hubverhalten der Schwinger

Die entwickelten hydraulischen Mähtriebe gehören hinsichtlich ihres schwingungstechnischen Verhaltens den verschiedenen Klassen der selbsterregten und der fremderregten Schwinger an. Die unterscheidenden Merkmale sind folgende: Bei dem selbst-erregten Schwinger wird die Schwingung von einer wechselnden Kraft unterhalten, die von der Bewegung des Schwingers selbst hervorgerufen bzw. gesteuert wird. Hört die Bewegung des Schwingers auf, so ist auch keine wechselnde Kraft mehr vorhanden. Bei den fremderregten Schwingern hingegen ist die erregende Kraft unabhängig von der Bewegung des Schwingers und auch dann wirksam, wenn die Schwingungsbewegung zum Stillstand gekommen ist. Selbsterregte Schwinger sind demnach hydraulische Schwingantriebe, bei denen eine Abhängigkeit von Arbeits- und Steuerkolben besteht, während die Schwingantriebe mit unabhängigem Steuerteil (sich selbst umsteuernde Steuerkolben, Drehschieber) fremderregt sind.

Die Kenntnis dieser schwingungstechnischen Zusammenhänge ist für die Beurteilung des Hubverhaltens der hydraulischen Schwinger wichtig. Für beide Klassen von Schwingern gilt aber gemeinsam, daß die Größe des Hubes von der Frequenz und den Widerstandskräften abhängig ist. Eine schwingungsfähige Kombination von Masse und Feder, wie sie jeder hydraulische Schwingantrieb darstellt, hat eine definierbare Eigenfrequenz, nicht aber einen aus diesen beiden Größen allein definierten Hub. Bei den

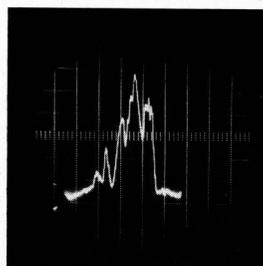


Bild 4.
Öldruckverlauf eines Steuerimpulses des selbstumsteuernden Schwingantriebes.

selbsterregten Schwingantrieben steigt durch die laufend zugeführte hydraulische Energie (negative Dämpfung) der Energiegehalt der Schwingung, was sich in einer Amplitudenvergrößerung auswirkt, bis die ebenfalls anwachsenden Reibungskräfte ihr das Gleichgewicht erhalten, **Bild 5**.

Die je Schwingung zu überwindende Reibungsarbeit hat den Wert:

$$A_R = k \pi \omega x_0^2.$$

Die Arbeit, die während einer Periode von der äußeren Kraft des Öldruckes geleistet werden muß, ist:

$$A_P = \pi p_0 F x_0.$$

Bei Gleichgewicht ist:

$$k \pi \omega x_0^2 = \pi p_0 F x_0.$$

Daraus ergibt sich für die Größe des halben Hubes:

$$x_0 = \frac{p_0 F}{k \omega}.$$

Der Hub ist also abhängig vom Öldruck p_0 , der Frequenz ω und dem Reibungsfaktor k . Da die Reibungsverhältnisse aber bei den Betriebsbedingungen der Mähwerke stark schwanken, kann mit konstantem Hub nicht gerechnet werden. Bei den fremderregten hydraulischen Schwingern hängt die Hubgröße von dem Verhältnis Erregerfrequenz/Eigenfrequenz und den Widerstandskräften ab. Durch die geschwindigkeitsproportionalen Widerstandskräfte wird der Hub auch im Resonanzbereich begrenzt (flüssige Reibung). Außer den Reibungskräften gibt es noch andere Faktoren, die einer Hubgenauigkeit hinderlich sind. Es sind dies die Elastizitäten des Öles (einschließlich eventuell eingeschlossener Luft) und der Leitungen, besonders der Schlauchleitungen. Infolge der dadurch gegebenen elastischen Ankopplung der Erregerkraft kommt es zu einer Hubänderung. Der Hub ist

dann auch von der Gesamtfederkonstanten c aller elastischer Glieder abhängig:

$$x_0 = \frac{c r_0}{c - m \Omega^2}.$$

Erwähnt sei ferner noch eine Hubänderung durch hydrostatische Abbremsung des Mähmessers in den Endlagen, wie sie von *Hartig* [4] angegeben worden ist, **Bild 6**. Die beabsichtigte Kom-

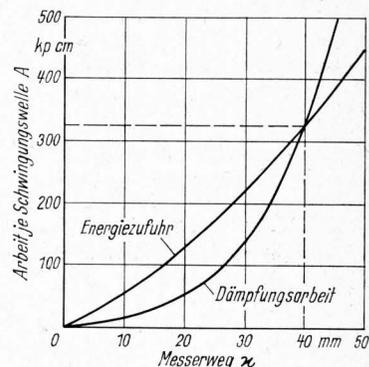


Bild 5.
Energieverhältnisse beim selbsterregten Schwinger.

pression des Öles bewirkt eine Hubvergrößerung, wenn die nach außen gerichteten Massenkräfte überwiegen, und eine Hubverkleinerung, bei Überwiegen der nach innen wirkenden Feder-, Schnitt- und Reibungskräfte. Für einen einwandfreien Schnitt darf aber eine Mindestgröße des Hubes nicht unterschritten und aus konstruktiven Gründen eine maximale Größe nicht überschritten werden. Der hydraulische Schwingantrieb bietet dafür zunächst keine Garantie. Dies ist ein Nachteil der Schwingantriebe gegenüber dem mechanischen oder ölmotorischen Kurbeltrieb.

Energiespeicherung bei hydraulischen Schwingantrieben

Ein weiteres Problem ist das der Energiespeicherung. Es gibt zwei Gründe, weshalb gerade beim hydraulischen Schwingantrieb großer Wert auf eine Speicherung der kinetischen Energie gelegt werden muß:

1. tritt eine Energieersparnis dadurch ein, daß die kinetische Energie in Federn gespeichert werden kann und nicht an den Hubendpunkten vernichtet zu werden braucht und
2. werden durch diese Speicherung Öldruckspitzen vermieden, zu denen es sonst im Zeitpunkt der Umsteuerung kommen würde, wenn die Kraft der kinetischen Energie nicht von einer Feder aufgenommen werden würde.

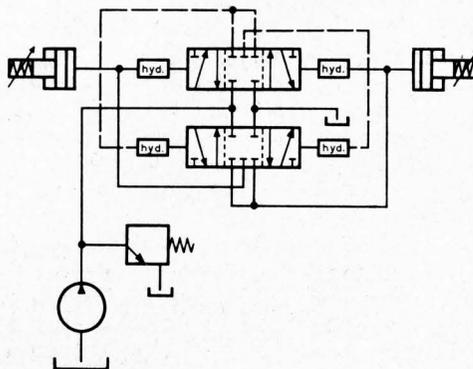


Bild 6. Ölhydraulischer Schaltplan eines selbstumsteuernden Schwingtriebes mit hydrostatischer Abbremsung.

Im Vergleich zum mechanischen Mähwerk, bei dem die Energie in einer Schwungscheibe gespeichert wird und die Speicherung beliebiger Energiebeträge möglich ist, kann beim Schwingantrieb jeweils höchstens die kinetische Energie einer halben Periode gespeichert werden. Die Speicherung von kinetischer Energie erfolgt beim hydraulischen Schwingantrieb in Federn, vorzugs-

weise in Stahlfedern der verschiedensten Form. Die maximal zu speichernde Energiemenge pro Halbwelle beträgt bei den hydraulischen Schwingantrieben:

$$E = \frac{1}{2} m x_0^2 \omega^2 = \frac{m x_0^2}{2} \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 = 216 \text{ kpcm}$$

für $x = 40 \text{ mm}$, $m = 3,8 \text{ kg}$ und $n = 800 \text{ U/min}$. Die zu speichernde Energie hängt also linear von der Masse und quadratisch vom Hub und der Frequenz ab. Bei halbem Hub, wie er bei Doppelmessern üblich ist, geht die zu speichernde Energie auf $1/4$ zurück.

Schwingantrieb ohne Energiespeicherung

Ist eine Energiespeicherung nicht möglich, so kann die Massenergie durch frühzeitiges Umsteuern, Öldruck und Drosselung vernichtet werden. Vernichtet werden muß dann eine Leistung

$$N_V = \frac{m x_0^2}{2} \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \frac{2n}{60 \cdot 75} = \frac{m x_0^2 \pi^2 n^3}{40,5 \cdot 10^5} \text{ (PS)}$$

Diese Bremsleistung wird in Wärme umgewandelt. Sie ist dem Betrage nach für den normalen Betrieb des hier untersuchten Mähwerkes:

$$N_V = 0,8 \text{ PS} \triangleq 0,6 \text{ kW} \triangleq 500 \text{ kcal/h}$$

Die von einem hydraulischen Mähantrieb erzeugte Wärmemenge ist auch gemessen worden; sie betrug $q_1 = 1000 \text{ kcal/h}$.

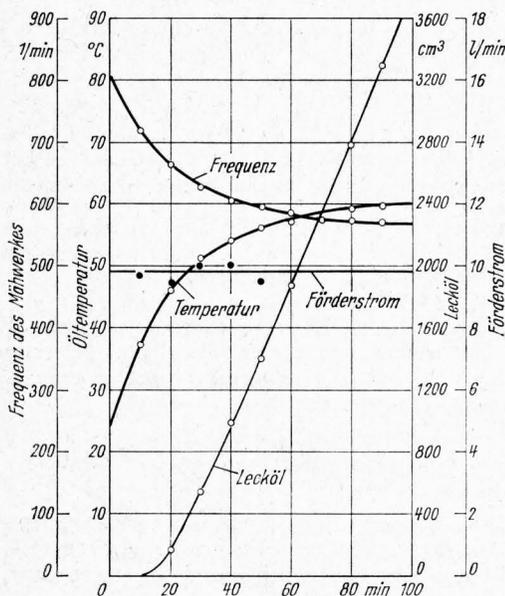


Bild 7. Auswirkung der Öltemperatur auf die Frequenz.

Der höhere Betrag ergibt sich aus den zusätzlichen Drosselverlusten in den Leitungen, dem Quetschöl und der adiabatischen Verdichtung der im Öl enthaltenen Luft. Aus der stündlich erzeugten Wärmemenge ergibt sich die Tatsache, daß die natürliche Kühlung nicht ausreicht, um eine normale Öltemperatur zu halten, und ein Ölkühler notwendig ist. Ohne Ölkühlung würde bei konstanter Pumpenleistung die Frequenz des Mähwerkes erheblich absinken, Bild 7.

Wichtig ist auch die Vermeidung von Öldruckspitzen. Wird die kinetische Energie des Messers in den Umkehrpunkten nicht in potentielle Federenergie umgewandelt oder nicht in Drosseln vernichtet, sondern in Druckvolumenenergie umgesetzt, so ist ein beträchtlicher Druckanstieg die Folge. Die Größe der Kompressionsarbeit ist:

$$A_K = \Delta p_m \Delta V = \frac{1}{2} \Delta p \Delta V = \frac{1}{2} m v^2$$

und $\Delta p \Delta V = m v^2$.

Ist das Hubvolumen $V_h = 10 \text{ cm}^3$ und das Bremsvolumen 15% vom Hubvolumen $\Delta V_h = 1,5 \text{ cm}^3$, so ergibt sich mit $v = 2,5 \text{ m/s}$ und $m = 3,8 \text{ kg}$ eine Druckspitze

$$p_{\max} = \frac{m v^2}{\Delta V_h} = 161,5 \text{ kp/cm}^2$$

Druckstöße in dieser Größenordnung sind auch gemessen worden. Sie sind wegen ihrer Rückwirkung auf die Ölpumpe gefährlich.

Das zur Energiespeicherung E (abzüglich des Teiles der Energie, der in den Leitungen gespeichert wird) notwendige Federvolumen V_F ergibt sich aus folgender Beziehung:

$$E = \eta_F k_B V_F$$

und $V_F = \frac{E}{\eta_F k_B}$,

worin η_F die Werkstoffausnutzung und k_B die Beanspruchungskonstante bedeuten. Da die Energie $E = f(m, x_0^2, n^2)$ ist, ergibt sich für das Federvolumen

$$V_F = k^* m x_0^2 n^2,$$

worin k^* die Systemkonstante ist. Das notwendige Federvolumen steigt linear mit der zu speichernden Energie, d. h. auch mit der Größe der Messermasse. Eine gleichgroße Gegenmasse zum Zwecke des Massenausgleiches verlangt ein doppeltes Federvolumen. Ferner ergibt sich aber, daß das Federvolumen sich quadratisch mit der Verkleinerung des Hubes verringert, was für die Konstruktion von Interesse ist. So benötigt man bei Doppelmessern, die gewöhnlich nur den halben Hub machen, lediglich $1/4$ des Federvolumens oder bei konstantem Federvolumen und halbem Hub die doppelte Frequenz.

Im ganzen sind acht Typen von Schwingantrieben gebaut und untersucht worden. Die meisten Konstruktionsentwürfe gehen auf Marks [5] zurück. Außer vielen Versuchen, die auf dem Prüfstand vorgenommen wurden, um anfängliche Schwierigkeiten eines einwandfreien Laufes zu beheben, ging es darum, bei Prüfstand- und Feldversuchen Gesetzmäßigkeiten von dem für hydraulische Schwingantriebe allgemeingültigen Charakter herauszufinden. Die Messungen bestätigen die theoretischen Überlegungen, daß stabile Betriebsverhältnisse bei hydraulischen Schwingantrieben schwer zu erreichen sind. Dennoch haben gerade die Feldversuche gezeigt, daß der Schwingantrieb grundsätzlich funktionsfähig ist.

Zusammenfassung

Es wurden Bemühungen um die Lösung des Problems aufgezeigt, hydraulische Druckenergie, wie sie von der Ölpumpe des Schleppers geliefert wird, direkt in eine oszillierende Antriebsbewegung des Mähmessers umzusetzen. Das behandelte Problem wird von vornherein gegenüber bereits fabrikmäßig vorhandenen Mähantrieben, die mit Ölomotor und Kurbeltrieb arbeiten, abgegrenzt. Während bei diesen die Steuerung des Ölstromes keine Rolle spielt, bildet sie bei den hydraulischen Schwingantrieben eines der Hauptprobleme. Andere Probleme sind die Hub- und Frequenzkonstanz, die Energiespeicherung, die Ölerwärmung und -dichtung nach außen und ganz allgemein die Beherrschung der hydraulischen Vorgänge bei sonst für Hydraulikanlagen ungewöhnlich hohen Frequenzen. Verschiedene Möglichkeiten der Ölsteuerung und ihre schwingtechnischen Konsequenzen wurden aufgezeigt, einschließlich der Versuche, die Steuerung des Öles vom Hub und von der Frequenz des Mähmessers unabhängig zu machen. Die Vor- und Nachteile der hydraulischen Schwingantriebe wurden begründet. Möglicherweise läßt sich das hier erarbeitete Ergebnis aus dem Gebiet der Wechselstromhydraulik, eventuell in Verbindung mit hydraulischen Leistungsverstärkern, bei anderen Problemen der Technik anwenden.

Schrifttum

- [1] Thiel, R.: Kräfte und Drehmomente im Schleppermähwerk. Grndl. Landtechn. Heft 10 (1958) S. 96/142.
- [2] Stoppel, Th.: Analytische Betrachtungen der Massenwirkungen in einem Schleppermähwerk. Landtechn. Forsch. 8 (1958) H. 5, S. 117/27.
- [3] Stoppel, Th.: Über die Gesetzmäßigkeiten des Kraftflusses im Getriebe eines Schlepper-Anbaumähwerkes. Landtechn. Forsch. 9 (1959) H. 5, S. 129/39.
- [4] Hartig, S.: Patentschrift DBP Nr. 1115200.
- [5] Marks, K.: Hydraulische Schwingantriebe für Mähwerke. Landtechn. Forsch. 11 (1961) H. 2, S. 41/47.
- [6] Schaefer, J.: Untersuchungen an hydraulischen Schwingantrieben für Mähwerke. Diss. TU Berlin 1965.