

# Kräfte und Drehmomente im Schleppermähwerk mit Keilriemenantrieb

Von Roman Thiel

1. Die aufgenommenen Diagramme
2. Keilriemenschlupf
3. Das untersuchte Mähwerk
4. Normales Mähwerk im Leerlauf
5. Messerreibung
6. Mähwerk mit Umlenkung im Leerlauf
7. Normales Mähwerk beim Mähen
8. Einfluss der Bauart des Schneidwerkes
9. Einfluss der Fahrgeschwindigkeit und der Bauart des Kurbelgetriebes
10. Einfluss der Kurbelwellendrehzahl
11. Mähwerk mit grossem Messerhub

Wie die nachstehenden Untersuchungen an Schleppermähwerken mit einem elastischen Antrieb über Keilriemen zeigen, weicht wie beim starren Zahnradantrieb [2] auch hier der gemessene Verlauf der mechanischen Größen sehr stark von den theoretischen Werten [1] ab. Im ersten Abschnitt sind einige Originaloszillogramme bzw. deren Durchzeichnungen wiedergegeben, um einen allgemeinen Überblick über den Verlauf einiger Meßgrößen zu geben. Es handelt sich dabei um eine andere keilriemenangetriebene Schlepper-Mähwerk-Kombination als wie die, die später bei den eingehenden Versuchen ab Abschnitt 3 eingesetzt wurde.

## 1. Die aufgenommenen Oszillogramme

Bild 1 und 2 zeigen zwei verkleinerte Originaloszillogramme bei langsamem Papiervorschub. Bei diesen Oszillogrammen, die im Leerlauf und beim Mä-

hen aufgenommen worden sind, sind nur die Ausschläge der Meßgrößen zu erkennen, während die Einzelheiten des Verlaufes weniger gut zu verfolgen sind. Die Ausschläge der Messerkopfkraft  $P$  und der Messerbeschleunigung  $b$  verlaufen fast genau symmetrisch zur Nulllinie, während das Drehmoment  $M_t$  auf der Zapfwelle beim Mähen im wesentlichen nur noch oberhalb der Nulllinie als Antriebsmoment vorhanden ist. Der versuchstechnisch unerwünschte Drehzahlabfall beim Mähen ist in diesem Beispiel in der Verkleinerung der Amplituden von  $b$  und  $P$  beim Mähen im Vergleich zu den Amplituden im Leerlauf deutlich zu erkennen.

Der Anlauf des Mähwerkes ist in diesen Oszillogrammen ebenfalls mit aufgenommen; er geht sehr schnell ohne besondere Erhöhung der normalen Betriebswerte vor sich.

Durch Vergrößerung des Papiervorschubes des Oszillographen ist bei den weiteren Versuchen der Verlauf der Meßgrößen im einzelnen deutlich sichtbar gemacht. In Bild 3 bis 5 sind die Durchzeichnungen von Originaloszillogrammen gezeigt; der Verlauf der Messerkraft  $P$  und der Beschleunigung  $b$  mit ihren Grund- und Oberschwingungen ist wieder ähnlich wie beim Mähwerk mit Zahnradantrieb [2]. Rücktreibende Drehmomente  $M_t$  auf der Zapfwelle sind aber sehr klein und oft gar nicht vorhanden gegenüber den antreibenden Drehmomenten. Auf die gleichrichtende Wirkung der Keilriemen auf das Drehmoment wird im Nachstehenden noch

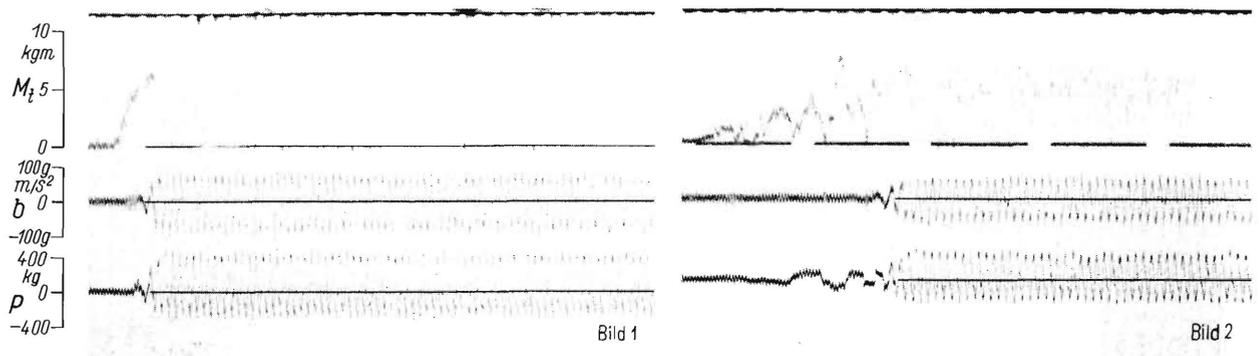
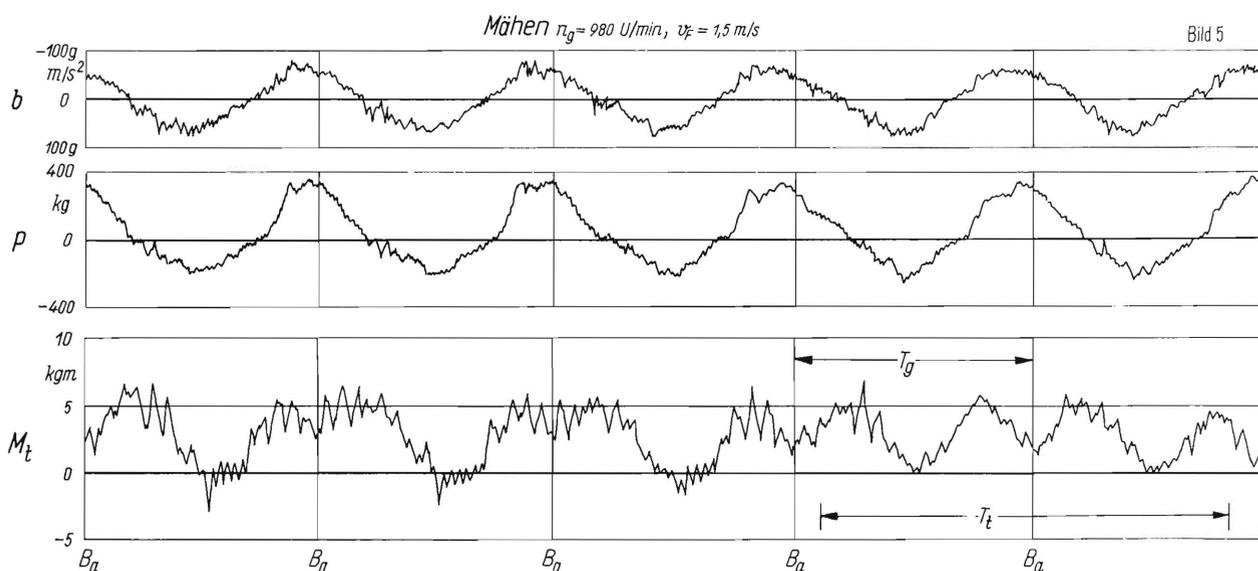
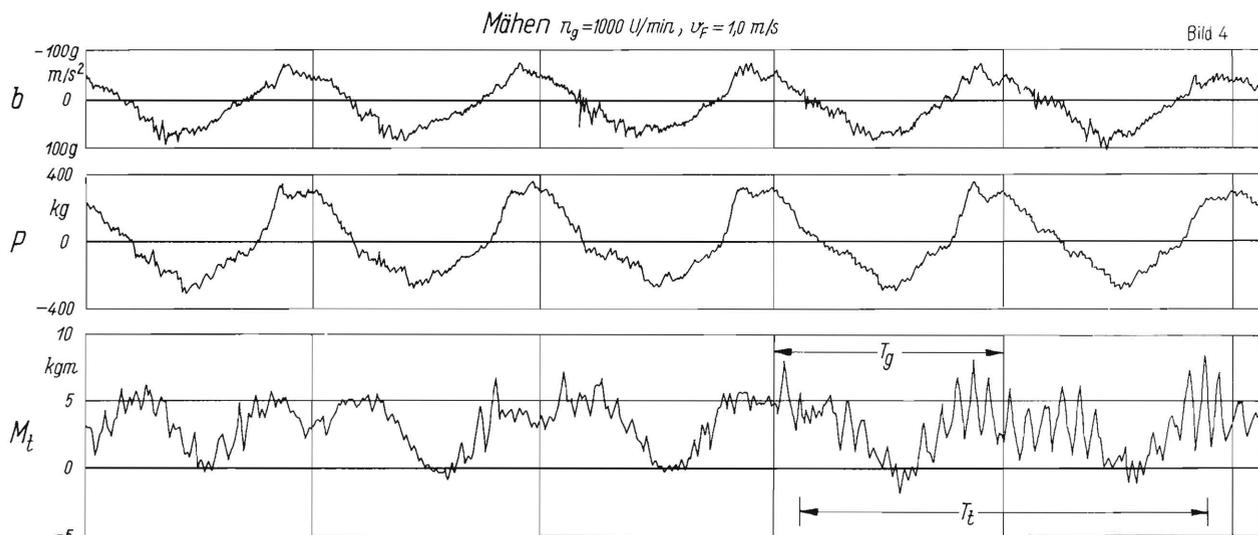
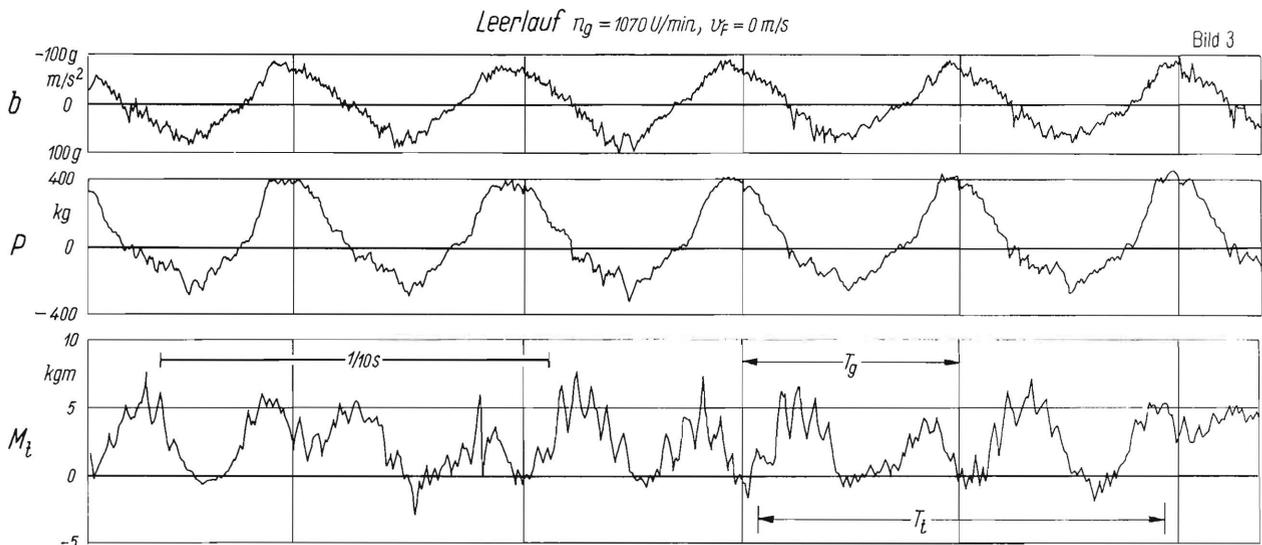


Bild 1 und 2. Original-Oszillogramme von dem Mähwerk mit Keilriemenantrieb im Leerlauf und beim Mähen. (1/2 natürliche Grösse)

$M_t$ Drehmoment auf der Zapfwelle	$b$ Messerbeschleunigung	$P$ Messerkopfkraft
Bild 1. Leerlauf: Kurbelwellendrehzahl $n_g = 1070$ U/min und Fahrgeschwindigkeit $v_F = 0$ m/s		
Bild 2. Mähen: „ „ $n_g = 910$ U/min „ „ $v_F = 2,3$ m/s		



**Bild 3 bis 5.** Verlauf der Messerbeschleunigung  $b$ , der Messerkopfkraft  $P$  und des Zapfwellendrehmomentes  $M_t$  mit Keilriemenantrieb im Leerlauf und beim Mähen bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten (Papiervorschub gegenüber den Oszillogrammen in Bild 1 und 2 vergrößert).

$T_t$  Zeitdauer für eine Zapfwellenumdrehung  
 $T_g$  Zeitdauer für eine Kurbelwellenumdrehung

$n_t$  Drehzahl der Zapfwelle  
 $n_g$  Drehzahl der Kurbelwelle

näher eingegangen. Das Drehmoment hat wie beim Mähwerk mit Zahnradantrieb die doppelte Grund-

frequenz wie der Kraftverlauf (am besten in Bild 3 zu erkennen) und enthält sehr viele hohe Oberwellen.

## 2. Keilriemenschlupf

Der Schlupf eines Keilriemenantriebes läßt sich in der Praxis nicht so ohne weiteres über den Geschwindigkeitsverlust der Keilriemenscheiben ermitteln, da zwar ihre Drehzahlen, aber nicht die wirksamen Radien und somit nicht die Umfangsgeschwindigkeiten gemessen werden können. Deshalb wurde der Mittelwert des Keilriemenschlupfes auf den Drehzahlabfall der getriebenen Scheibe bezogen und ergibt sich zu

$$\xi' = \frac{n_{go} - n_g}{n_{go}}$$

Da die Bezugsdrehzahl  $n_{go}$  selbst nicht meßbar war, wurde sie mit Hilfe des statischen Übersetzungsverhältnisses  $i$  des Antriebes (gewonnen bei langsamem Durchdrehen) aus der gemessenen Drehzahl  $n_t$  der antreibenden Scheibe berechnet. Damit kann nach Umformung der obigen Formel der Keilriemenschlupf aus den jeweils gemessenen Drehzahlen und dem statischen Übersetzungsverhältnis berechnet werden aus

$$\xi = \frac{n_t - i n_g}{n_t}$$

Für die Versuche in Bild 3 bis 5 ergeben sich mit  $i = 1 : 1,84$  folgende Schlupfmittelwerte:

im Leerlauf	$\xi \approx 0,5\%$
beim Mähen im I. Gang	$\xi \approx 2\%$
beim Mähen im II. Gang	$\xi \approx 2,5\%$
beim Mähen im III. Gang	$\xi \approx 5\%$

## 3. Das untersuchte Mähwerk

Die nachstehenden Ausführungen beziehen sich auf ein Mähwerk mit  $4\frac{1}{2}$ '-breiten Mittel- bzw. Hochschnittbalken, das rechtslaufend über zwei parallel laufende Keilriemen von einem 12 PS-Schlepper angetrieben wurde<sup>1)</sup>. Weitere Mähwerkdaten sind in **Tafel 1** zu finden.

**Tafel 1.** Die Daten des untersuchten normalen Mähwerkes (ohne Umlenkung).

Kurbelradius	$r = 38,1$ mm
Schubstangenlänge	$l = 800$ „
Schwerpunktsabstand vom Messerkopf	$l_1 = 395$ „
„ „ „ Kurbelzapfen	$l_2 = 405$ „
Schränkung	$a = 300$ mm
Schubstangenverhältnis	$\lambda = 0,0475$
Schränkungsverhältnis	$\beta = 0,375$
mittlerer Schubstangenwinkel	$\chi = 22^\circ$ i. M.
Messergewicht $G_M = 4$ kg; Masse $m_M = 0,00409$ kg s <sup>2</sup> /cm	
Schubstangengewicht $G_S = 2,7$ kg; Masse $m_S = 0,00275$ kg s <sup>2</sup> /cm	
red. Schubstangenmasse	
auf der Messerkopfseite	$m_{S1} = 0,00139$ kg s <sup>2</sup> /cm
„ „ Kurbelzapfenseite	$m_{S2} = 0,00136$ kg s <sup>2</sup> /cm
Massenträgheitsmoment der Kurbelscheibe	$\Theta = 0,30$ kg cm s <sup>2</sup>

Die Mähwerkswelle zwischen der Kurbelscheibe und der Keilriemenscheibe war etwa 1250 mm lang. Das Drehmoment  $M_g$  auf dieser getriebenen Welle wurde gleich neben der Keilriemenscheibe, etwa 1150 mm von der Kurbelscheibe entfernt, gemessen. Der Antrieb der Mähwerkswelle erfolgt über zwei Keilriemen  $17 \times 1000$  DIN 2215 von der Zapfwelle

des Schleppers aus, wobei die normale Keilriemenübersetzung  $i = 1 : 2,1$  betrug. Gleich hinter der oberen Keilriemenscheibe wurde das Drehmoment  $M_t$  auf der treibenden Zapfwelle gemessen. Die Drehzahl der Kurbelwelle fiel bei den Versuchen in höheren Schleppergängen infolge der kleinen Motorleistung oftmals stark ab, wodurch die Auswertung der Meßergebnisse leider erschwert wurde.

## 4. Normales Mähwerk im Leerlauf

In **Bild 6 bis 11** sind für etwas mehr als eine Kurbelwellenumdrehung die Leerlaufmeßkurven und die entsprechenden theoretisch ermittelten Kurven für folgende Größen übereinander gezeichnet: Messerweg  $s$  (Bild 6), Messerbeschleunigung  $b$  (Bild 7), Messerkopfkraft  $P$  (Bild 8), Drehmoment auf der Kurbelwelle  $M_g$  (Bild 9), Winkelgeschwindigkeit  $\omega_g$  auf der Kurbelwelle (Bild 10) und Drehmoment auf der Zapfwelle  $M_t$  (Bild 11).

Die Größen  $P$ ,  $M_g$  und  $M_t$  wurden gleichzeitig gemessen, die Größen  $s$ ,  $b$  und  $\omega_g$  wurden bei geringer Verzerrung der Zeitbasiszuordnung mittels der Messertotlagen aus anderen Oszillogrammen hierher übertragen.

Der Messerweg  $s$  wurde als relativer Weg zwischen dem Messer und dem Mähbalken in Abhängigkeit von der Zeit gemessen. Die gemessene Kurve verläuft ähnlich wie die theoretisch ermittelte (Bild 6). Der Anteil der Oberwellen, die der Grundwelle des Messerweges überlagert sind, ist äußerst gering und somit im gemessenen zeitlichen Verlauf des Messerweges nicht erkennbar. Der während des Betriebes sich ergebende dynamische Messerhub  $s'_0$  ist um etwa 6% größer als der statische Messerhub  $s_0$ , der sich bei ganz langsamem Durchdrehen der Kurbel ergibt. Im vorliegenden Fall beträgt also im Leerlauf und vielleicht auch beim Mähen infolge zusätzlicher Schwingungsamplituden zwischen Messer und Mähbalken in der Bewegungsrichtung des Messers der wirkliche Messerhub etwa 88 mm (gegenüber 83 mm statisch gemessenem Hub).

Der Verlauf der Messerbeschleunigung  $b$  (Bild 7) stimmt grundsätzlich mit dem Kraftverlauf am Messerkopf (Bild 8) überein. In beiden Kurven sind viele Oberwellen enthalten. Die Verzerrung der Kraftkurve entspricht im Grundverlauf der durch Reibung verursachten Veränderung [1]. Die maximale Messerkopf-Zugkraft von etwa 400 kg übersteigt den rechnerischen Wert um etwa 35%, die maximale Druckkraft um etwa 40%. Die Nulldurchgänge des Beschleunigungs- und Kraftverlaufes sind gegenüber den theoretischen Werten etwas verzögert.

<sup>1)</sup> Im letzten Abschnitt dieses Aufsatzes werden Versuchsergebnisse mitgeteilt, die mit einem wesentlich anderen Mähwerk an demselben Schlepper gefunden wurden; auch dieses Mähwerk wurde über Keilriemen angetrieben.

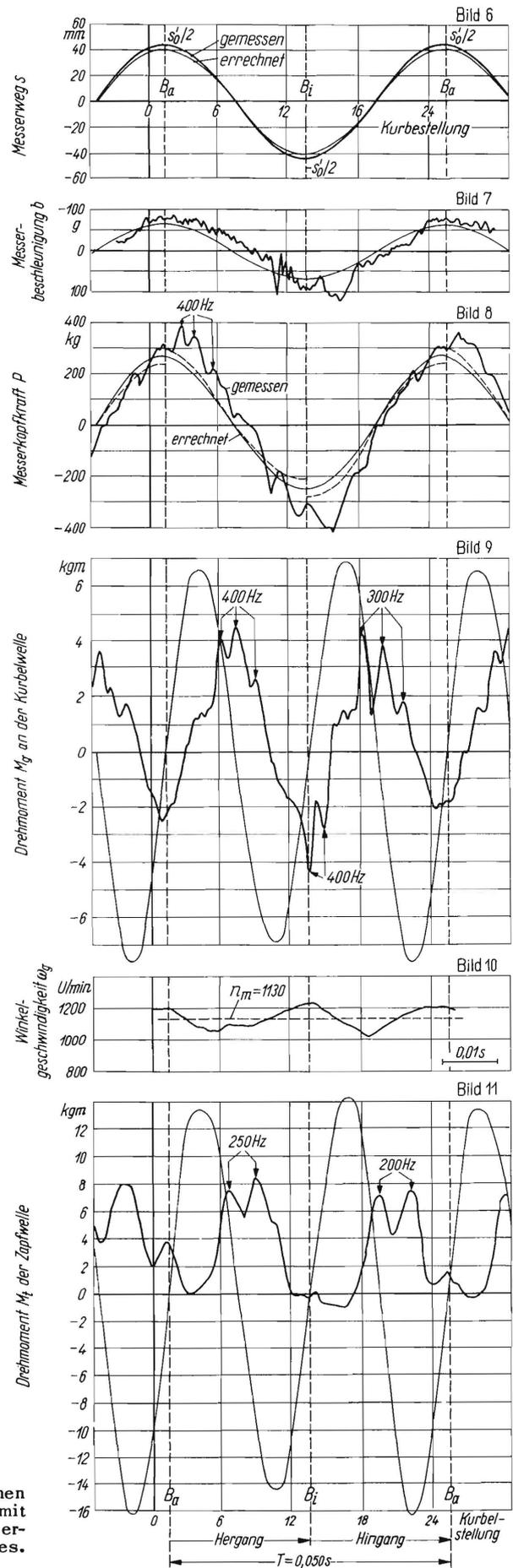
Beim Drehmoment  $M_g$  auf der Kurbelwelle (Bild 9) fällt – abgesehen von den Oberwellen – auf, daß die maximalen Amplituden verkleinert sind und die Phase der Grundschiwingung dem berechneten Verlauf naheilt. Die Amplitudenverkleinerung um etwa 33% des berechneten Wertes wird durch die zwischen Kurbeltrieb und Kurbelwelle geschaltete Kurbelscheibe bewirkt. Daß eine Vergrößerung des Massenträgheitsmomentes der Kurbelscheibe auf die Messerkopfkraft kaum einen Einfluß hat, aber das pendelnde Drehmoment im Keilriemenantrieb herabsetzt, wurde durch besondere Messungen nachgewiesen, über die demnächst an anderer Stelle berichtet wird.

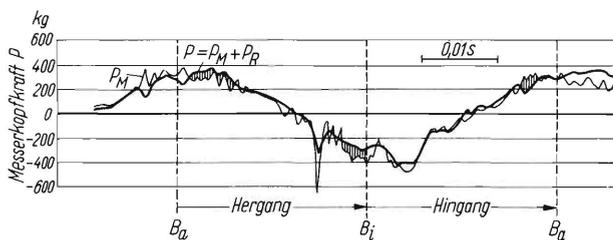
Der Anstieg des antreibenden Drehmomentes  $M_t$  weist gegenüber dem berechneten Wert eine Phasenverschiebung von mehr als  $30^\circ$  auf (Bild 11). Die gemessene Phasenverschiebung zwischen dem Kraftverlauf am Messerkopf und dem Drehmomentverlauf auf der Kurbelwelle wird wahrscheinlich durch die Nachgiebigkeit zwischen dem Messer und der Kurbelwelle, also von der Schubstange mit ihren Befestigungen, der Mähwerkaufhängung usw. hervorgerufen. Das ganze Mähwerk-Schlepper-System muß als Schwingungssystem betrachtet werden. Daß die Phasenverschiebung mit größeren Massenträgheitsmomenten der Kurbelscheibe zunimmt, ist durch weitere Versuche bestätigt worden. Die Ursache der Phasenverschiebung kann nicht in der langen Mähwerkswelle liegen. Diese Welle mit einem Durchmesser von 38 mm verdreht sich bei einem statischen Drehmoment von 5 kgm nach einer überschlägigen Rechnung um weniger als  $1^\circ$ . Die Laufzeit von Drehmomentamplituden längs der Welle ist im vorliegenden Fall zu vernachlässigen, wie Tastversuche zeigten. Aus der Verzögerungszeit der Drehmomentenkurve von etwa 0,004 s ergäbe sich längs dieser 1150 mm langen Welle eine zu kleine Laufgeschwindigkeit von nur etwa 300 m/s.

Die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_g$  der Kurbelwelle (Bild 10) pendelt etwa zwischen 1020 und 1230 U/min um den Mittelwert von 1130 U/min. Die Ungleichförmigkeit ist somit etwa  $\delta = 0,1$ . Infolge des großen Massenträgheitsmomentes der Kurbelscheibe ist die Ungleichförmigkeit nicht sehr groß. Die Winkelgeschwindigkeit und das Drehmoment auf der Kurbelwelle haben eine übereinstimmende Phasenlage.

Das Drehmoment in der Zapfwelle (Bild 11) ist entsprechend der Keilriemenübersetzung größer als in der Kurbelwelle. Die jetzt fast nur noch antreibenden Spitzen sind gegenüber den berechneten Scheitelwerten um etwa 40% kleiner. Die negativen, d.h. die rücktreibenden Momente sind durch den

**Bild 6 bis 11.** Der zeitliche Verlauf der gemessenen mechanischen Größen am leerlaufenden Mähwerk mit Keilriemenantrieb im Vergleich zu den rechnerisch ermittelten Massenwirkungen des Schubkurbelgetriebes. Drehzahl der Kurbelwelle  $n_g = 1200$  U/min





**Bild 12.** Reibungskräfte in der Messerführung als Differenz der gemessenen Messerkopfkraft  $P$  und der aus der gemessenen Messerbeschleunigung  $b$  errechneten Massenkraft  $P_M$ .

$$P_M = m_M b \text{ (im Leerlauf)}$$

$$n_g = 1200 \text{ U/min}$$

Keilriemen fast völlig verschwunden. Die Phasenverzögerung der Drehmomentschwingung auf der Zapfwelle ist gegenüber dem berechneten Verlauf noch größer als auf der Kurbelwelle; der Drehmomentverlauf wurde durch die Elastizität der Keilriemen weiter verzögert. Dieser große Unterschied zwischen dem Verlauf der negativen Drehmomentamplituden auf der Mähwerkswelle und der Zapfwelle darf nicht als für den Keilriemenantrieb allgemein gültig angesehen werden. Der vorliegende Drehmomentverlauf stellt das Ergebnis eines ganz bestimmten Betriebsfalles dar, von dem nicht mehr alle Betriebsbedingungen, wie z. B. die Riemenspannung mit ihrem großen Einfluß auf die Drehmomente, angegeben werden können.

Während des Verlaufes eines Messerdoppelhubes ergeben sich nach Bild 6 bis 11 zwischen den Meßgrößen noch folgende Zusammenhänge. Die Beschleunigung und Verzögerung der Messermasse verläuft in der bekannten Weise [1]. Die Kraftspitze am Beginn des Herganges bei  $B_a$  entsteht durch eine Schwingung von etwa 400 Hz, die sich der theoretischen Kurve überlagert. Auf der Kurbel-

welle steigt das Drehmoment  $M_g$  zuerst – bei gleichzeitigem Abfall der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_g$  – langsam an. Kurz vor der theoretischen Kurbelstellung 6 setzt ein Drehmomentstoß ein, der eine Torsionsschwingung von 400 Hz auslöst. Die Winkelgeschwindigkeit steigt wieder an. Der gleichzeitige Drehmomentverlauf  $M_t$  auf der Zapfwelle erscheint durch die Keilriemenwirkung geglättet; nach dem Stoß entsteht dort eine Torsionsschwingung von etwa 250 Hz.

Bei der Messerverzögerung entsteht im Kraftverlauf eine Schwingung von etwa 200 Hz. Das rücktreibende Drehmoment auf der Kurbelwelle steigt bei gleichzeitiger Erhöhung der Winkelgeschwindigkeit wieder an. Nach Speicherung von Energie in der Kurbelscheibe entsteht in der Kurbelwelle ein Drehmomentstoß, der eine Schwingung von 400 Hz auslöst, die aber bereits nach der zweiten Periode abklingt. Das große Verzögerungsmoment auf der Kurbelwelle am Ende des Herganges wird durch die Keilriemen nicht vollkommen abgebaut, während das etwas kleinere Verzögerungsmoment am Ende des Hinganges nicht mehr über die Keilriemen zur Zapfwelle geleitet wird.

Beim Hingang entstehen im Kraftverlauf nicht mehr so ausgeprägte Oberwellen, das antreibende Moment auf der Kurbelwelle schwingt aber sehr stark mit etwa 300 Hz und das Moment auf der Zapfwelle mit etwa 200 Hz. Die Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle verhält sich ähnlich wie beim Hergang; sie fällt zuerst und steigt dann wieder an.

**5. Messerreibung**

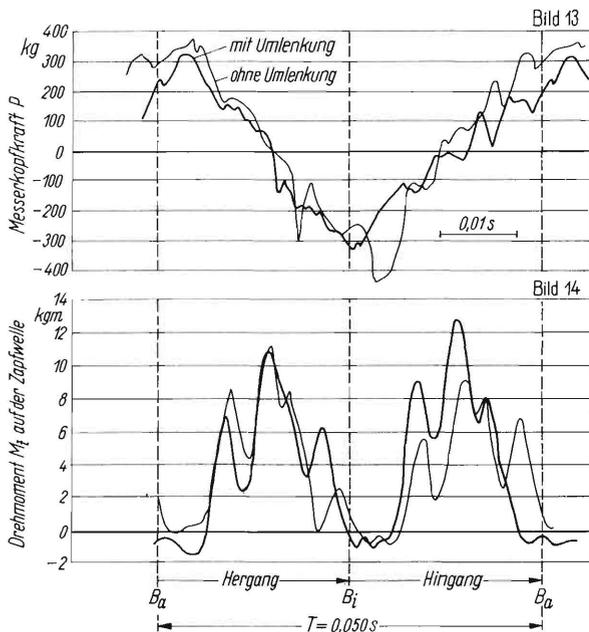
In Bild 12 ist für die Ermittlung der Messerreibung durch Differenzbildung aus der gemessenen Leerlaufkraft  $P = P_M + P_R$  und der Massenkraft  $P_M = m_M b$ , die aus der gemessenen Beschleunigung errechnet wurde, dargestellt. Die sehr gute Übereinstimmung des Verlaufes der beiden Kurven beweist, daß der gemessene Kraftverlauf der Wirklichkeit entspricht.

Die senkrecht schraffierten Linien stellen die reellen Reibungskräfte dar. Für das untersuchte Mähwerk ergibt sich aus diesem Bild eine verhältnismäßig kleine Messerreibung.

**6. Mähwerk mit Umlenkung im Leerlauf**

An dem Mähwerk mit Keilriemenantrieb wurde auch der Einfluß einer Umlenkung zwischen Messer und Schubstange bei unveränderter Schränkung des Mähwerkes untersucht.

In Bild 13 und 14 ist aus einem Versuch mit Umlenkung der Verlauf der Messerkopfkraft  $P$  und des Drehmomentes auf der Zapfwelle  $M_t$  für Leerlauf wiedergegeben. Die Kurve  $P$  ist aus einer einzelnen charakteristischen Periode, die Kurve  $M_t$  als mittlerer Verlauf von mehreren Perioden entnommen.



**Bild 13 und 14.** Vergleich der Messerkopfkraft  $P$  und des Drehmomentverlaufes  $M_t$  in der Zapfwelle zwischen dem Mähwerk mit und ohne Umlenkung.  
 $n = 1190 \text{ U/min}$

Um die Wirkung der Umlenkung an diesem Mähwerk deutlich zu veranschaulichen, sind in dem Bild die entsprechenden Leerlaufmeßgrößen des Mähwerkes ohne Umlenkung mit eingezeichnet.

Beim untersuchten Mähwerk sind die maximalen Spitzenkräfte im Betrieb mit Umlenkung um etwa 15 bis 30% kleiner als im Betrieb ohne Umlenkung. Das liegt daran, daß der Messerhub etwas und die Amplituden der Oberwellen stark verkleinert sind. In beiden Fällen ist – wenn auch etwas phasenverschoben – beim Hingang eine Schwingung von 250 Hz vorhanden.

Im Drehmomentverlauf ergibt sich ein etwas anderer Unterschied. Während des Hinganges ist das maximale antreibende Drehmoment beim Betrieb mit Umlenkung sogar größer als ohne Umlenkung. Möglicherweise wird die Torsionsschwingung in der Zapfwelle bei dem Betrieb mit Umlenkung nicht so stark gedämpft als bei dem normalen Mähwerk mit den größeren Führungskräften in der Messerkopfführung.

### 7. Normales Mähwerk beim Mähen

In Bild 15 bis 17 wurden die Kurven von  $P$ ,  $M_g$  und  $M_t$  im Leerlauf und beim Mähen zur Ermittlung des Schnittwiderstandes übereinander gezeichnet. Die Leerlaufkurven stellen wieder einen mittleren Verlauf von mehreren aufeinander folgenden Perioden dar. Die Kurven beim Mähen sind einem gemeinsamen Doppelhub als charakteristische Einzelkurven entnommen. Infolge der verschiedenen Drehzahlen im Leerlauf und beim Mähen war die Schwingungsdauer eines Doppelhubes beim Mähen und im Leerlauf verschieden groß. Beim Übereinanderzeichnen der Kurven wurde ohne Korrektur der Amplituden die Schwingungsdauer des Mähversuches der des Leerlaufversuches durch Verkürzen der Zeitabszisse angeglichen.

Der Verlauf der Messerkopfkraft  $P$  (Bild 15) wird beim Mähen im II. Schleppergang bei der Schnittverhältniszahl von 1,96 (s. a. Tafel 2) gegenüber dem Leerlauf nicht sehr verändert. Die Schnittkräfte treten hier wegen des Drehzahlabfalles des Motors

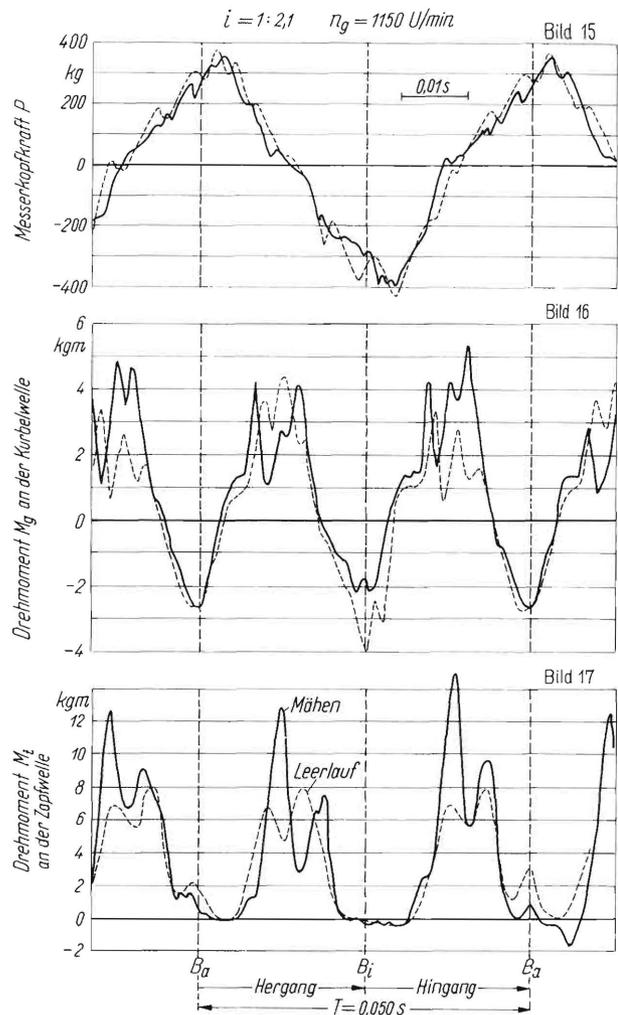


Bild 15 bis 17. Einfluss des Schnittwiderstandes. Vergleich von  $P$ ,  $M_g$  und  $M_t$  im Leerlauf und beim Mähen bei normaler Kurbelwelldrehzahl. Weitere Daten siehe Tafel 2

beim Mähen und der dadurch verringerten Massenkräfte nicht in wirklichen Größen in Erscheinung. Der Drehmomentverlauf ändert sich beim Mähen sowohl auf der Kurbelwelle als auch auf der Zapfwelle ziemlich stark gegenüber dem Leerlauf. Die Ausbildung der Torsionsschwingung wird durch das Schneiden etwas gestört, aber die Schwingungen werden nicht gedämpft, sondern ihre Amplitude

Tafel 2. Drehzahlen und Fahrgeschwindigkeit bei den Versuchen mit normalem Mähwerk in Bild 15 bis 25.

Bild	Keilriemenübersetzung $i$	Drehzahlen				Drehzahlabfall $\frac{n_g - n_{go}}{n_{go}}$ %	Fahrgeschwindigkeit		Schnittverhältniszahl $\kappa$ °)	Mähbalken
		Leerlauf		Mähen			Getriebe-gang	$v_F$ *) m/s		
		$n_{to}$ U/min	$n_{go}$ U/min	$n_t$ U/min	$n_g$ U/min					
15-17	1 : 2,1	585	1210	550	1150	- 5	II.	1,55	1,96	Mittelschnitt
18/19	1 : 2,4	588	1390	572	1340	- 4	II.	1,6	2,24	„
20/21	1 : 1,8	588	1040	565	965	- 7	II.	1,6	1,63	„
22/23	1 : 1,5	590	875	557	840	- 4	II.	1,6	1,38	„
24/25	1 : 2,1	560	1180	550	1110	- 7	II.	1,5	2,16	Hochschnitt

\*) im Leerlauf  $v_F = 0$  m/s

$$\text{°) } \kappa = \frac{v_M}{v_F} = \frac{2 s_0 n}{v_F 60}$$

vergrößert sich manchmal beim Mähen gegenüber dem Leerlauf. Die antreibenden Spitzendrehmomente sind beim Mähen teilweise um fast 100% größer als im Leerlauf.

An dem untersuchten Mähwerk wurde der normale Keilriemenantrieb mit dem Übersetzungsverhältnis  $i = 1 : 2,1$  versuchsweise auch durch andere Keilriemenscheiben mit den Übersetzungsverhältnissen  $i = 1 : 2,4$ ,  $1 : 1,8$  und  $1 : 1,5$  ersetzt. Dadurch ergaben sich bei gleicher Zapfwelldrehzahl größere und kleinere Drehzahlen der Kurbelwelle. Für den Antrieb wurden immer die gleichen 17 mm-Keilriemen verwendet.

Bild 18 bis 23 zeigen die Gegenüberstellung der im Leerlauf und beim Mähen im II. Schleppgang gewonnenen Kurven der Meßgrößen  $P$  und  $M_t$  für die genannten drei Keilriemenübersetzungen. Beim Mähen mit der Keilriemenübersetzung  $i = 1 : 2,4$

beträgt die Schnittverhältniszahl 2,24, war also sehr groß. Vergleicht man die dazugehörige Messerkopfkraft in Bild 18 mit der des normal übersetzten Mähwerkes in Bild 15, so erkennt man, daß sie sich infolge der höheren Kurbelwelldrehzahl vergrößert hat. Das antreibende Leerlaufdrehmoment  $M_t$  ist größer geworden (vgl. Bild 19 mit 17). Beim Mähen setzt das Drehmoment etwas früher ein als im Leerlauf (Bild 19), aber sonst wird weder der Kraft- noch der Drehmomentverlauf gegenüber dem im Leerlauf stark verändert. Die Übersetzung  $1 : 2,4$  bringt gegenüber der normalen Übersetzung  $i = 1 : 2,1$  weder hinsichtlich der Messerkopfkraft noch des Drehmomentes in der Zapfwelle Vorteile.

Beim Betrieb mit der Keilriemenübersetzung  $i = 1 : 1,8$  (s. Bild 20 und 21) sind im Vergleich zum Mähwerk mit der normalen Übersetzung (s. Bild 15 und 17) die Amplituden der Messerkopfkraft etwa gleich groß, die maximalen Drehmomente auf der Zapfwelle sogar etwas kleiner. In Bild 20 und 21 ist aber wieder zu beachten, daß die Kurbelwelldrehzahl beim Mähen um etwa 7% gegenüber der im Leerlauf abgefallen ist. Zum Schnittwiderstand (als Unterschied zwischen den Meßkurven im Leerlauf und beim Mähen) ist bei der Schnittverhältniszahl 1,63 gegenüber dem Mähwerk mit normaler Übersetzung kaum etwas Besonderes zu bemerken. Das Meßergebnis deutet darauf hin, daß das Übersetzungsverhältnis  $i = 1 : 1,8$  für dieses Mähwerk hinsichtlich der antreibenden Drehmomente günstiger ist als die normalerweise vorgesehene Übersetzung  $i = 1 : 2,1$ .

Die Kraft- und Drehmomentkurven beim Betrieb mit dem Übersetzungsverhältnis  $i = 1 : 1,5$  in

**Bild 18 bis 23.** Einfluss des Schnittwiderstandes. Vergleich von  $P$  und  $M_t$  im Leerlauf und beim Mähen bei drei verschiedenen Kurbelwelldrehzahlen. Daten des Mähwerkes siehe Tafel 2

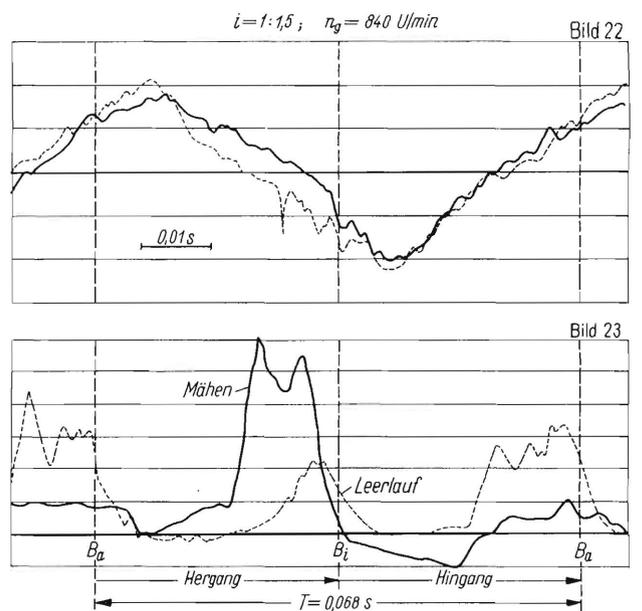
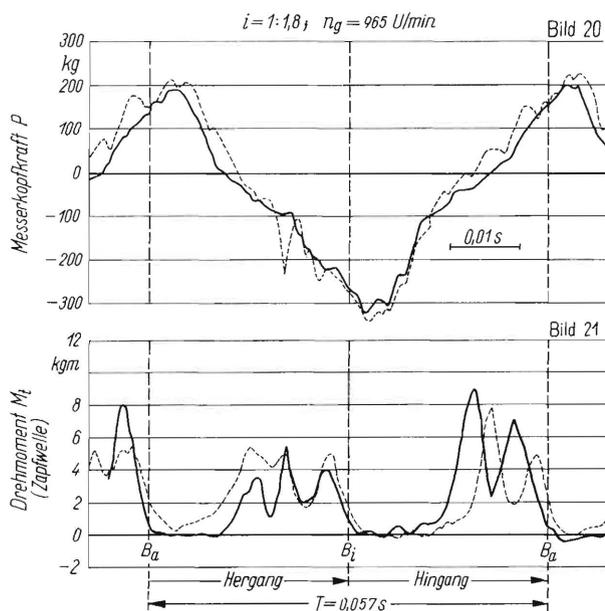
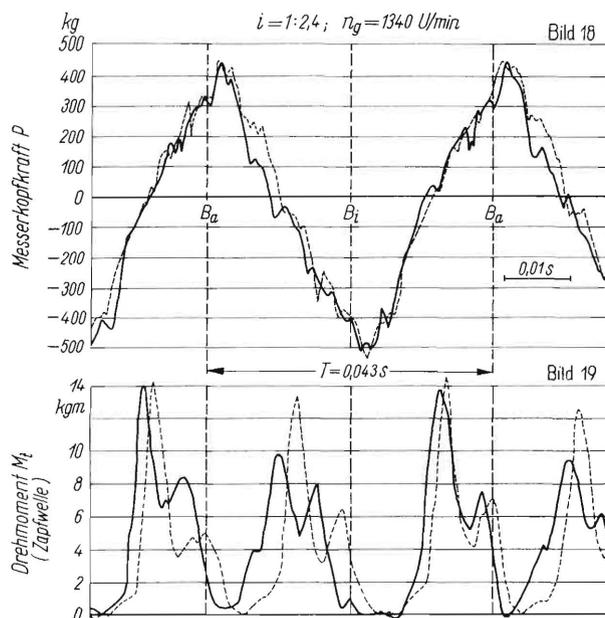


Bild 22 und 23 ergeben gegenüber dem normalen  $i = 1 : 2,1$  (s. Bild 15 und 17) wegen der niedrigeren Kurbelwellendrehzahl kleinere Spitzenkräfte; aber der Verlauf der Antriebsmomente ist unregelmäßiger und ihre maximalen Amplituden erreichen fast die Werte bei normaler Übersetzung. Bei diesem Übersetzungsverhältnis zeigt besonders der Drehmomentverlauf zwischen Leerlauf und Mähen große Unterschiede. Man hat also den Eindruck, als ob die zugehörige Schnittverhältniszahl 1,38 an der Grenze zu den ungünstigen Werten liegt. Um dies verallgemeinern zu können, müßten aber noch andere Mähverhältnisse untersucht werden.

### 8. Einfluß der Bauart des Schneidwerkes

Das seitherige Mähwerk wurde am gleichen Schlepper versuchsweise auch mit einem Hochschnittbalken versehen. Die Meßanordnung blieb dabei dieselbe, da nur der Mittelschnitt durch einen Hochschnittbalken ausgetauscht wurde. Der Verlauf der Messerkopfkraft hatte sich bei Leerlaufbetrieb mit dem Hochschnittbalken (Bild 24) gegenüber dem Mittelschnittbalken (s. Bild 15) nur sehr wenig verändert; einige gemeinsame Oberwellen können in beiden Oszillogrammen nachgewiesen werden. Der Drehmomentverlauf weicht in den beiden Fällen etwas voneinander ab (vgl. Bild 25 mit 17).

Da also verschiedene Mähbalken keinen merklichen Einfluß auf den Verlauf der Messerkopfkraft im Leerlauf haben, kann geschlossen werden, daß der Kraftverlauf hauptsächlich vom Gesamtsystem „Mähwerk-Schlepper“ bestimmt wird, wobei das Austauschen des Mähbalkens allein das System nicht sehr verändert.

In Bild 24 und 25 sind zum Vergleich die Meßkurven von  $P$  und  $M_t$  im Leerlauf und beim Mähen übereinandergezeichnet. Gemäht wurde bei schwachem Grasbestand auf nasser Moorwiese im II. Schleppergang, die Schnittverhältniszahl war dabei 2,16. Im Kraftverlauf (Bild 24) merkt man nur einen kleinen Unterschied, doch im Drehmomentverlauf (Bild 25) ist deutlich zu erkennen, daß nur jeweils in der zweiten Hubhälfte geschnitten wurde, was dem theoretischen Schnittdiagramm des Hochschnittmähwerkes entspricht.

### 9. Einfluß der Fahrgeschwindigkeit und der Bauart des Kurbelgetriebes

Die nachstehenden zahlenmäßigen Ergebnisse über die Messerkopfkraft  $P$ , die maximalen und mittleren Drehmoment  $M_t$  und  $\bar{M}_t$  auf der Zapfwelle und den Leistungsaufwand  $N$  gelten für ein Mähwerk mit einem  $4\frac{1}{2}$ -breiten Mittelschnittbalken und der normalen Keilriemenübersetzung  $i = 1 : 2,1$ . Die übrigen Daten sind Tafel 1 zu entnehmen. In Bild 26 bis 28 wird bei den Werten zwischen einem normalen Mähwerk mit Schubkurbelgetriebe ( $P_n, M_{tn}$ ,

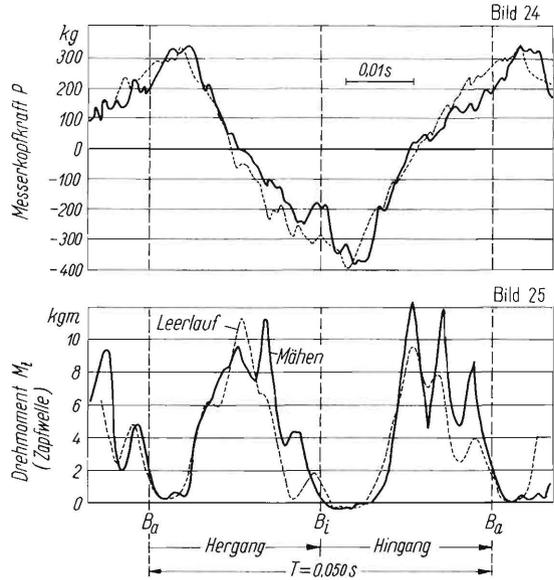


Bild 24 und 25. Einfluss der Schneidwerkbauart. Kraft- und Drehmomentverlauf im Leerlauf und beim Mähen mit Hochschnittbalken.

Daten des Mähwerkes siehe Tafel 2

$N_n$ ), einem Mähwerk mit Umlenkung ( $P_u, M_{tu}, N_u$ ) und einem Mähwerk mit vergrößertem Kurbelradius ( $P_v, M_{tv}, N_v$ ) unterschieden. Ferner sind die Meßwerte in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit  $v_F$  des Schleppers (im Leerlauf ist  $v_F = 0$ ) beim Mähen aufgetragen. Bild 26 enthält die (schraffierten) Streubereiche der positiven und negativen

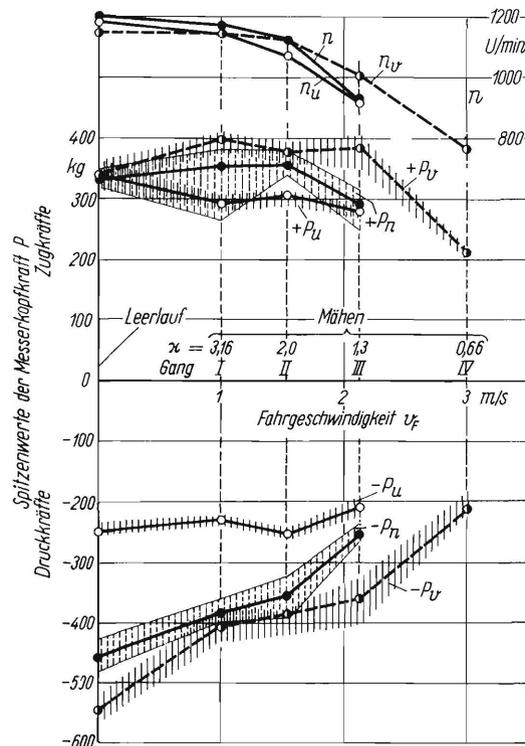
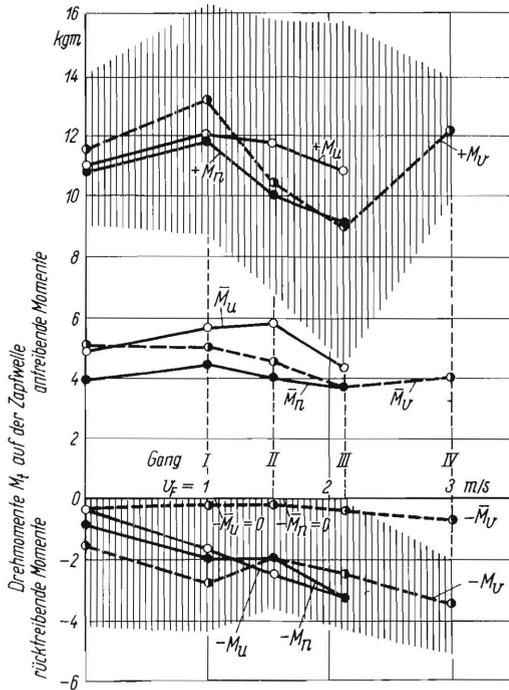


Bild 26. Die Spitzenwerte der Messerkopfkraft  $P$  in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit und der Bauart des Kurbelgetriebes.

$P_n$  Spitzenkräfte für das normale Mähwerk  
 $P_u$  Spitzenkräfte für das Mähwerk mit Umlenkung  
 $P_v$  Spitzenkräfte für das Mähwerk mit vergrößertem Kurbelradius.  
Daten des normalen Mähwerkes siehe Tafel 2



**Bild 27.** Die Spitzen- und planmetrierten Mittelwerte des Drehmomentes  $M_t$  und  $\bar{M}_t$  auf der Zapfwelle in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit und der Bauart des Kurbelgetriebes.

$M_{tn}, \bar{M}_{tn}$  Drehmomente für das normale Mähwerk  
 $M_{tu}, \bar{M}_{tu}$  Drehmomente für das Mähwerk mit Umlenkung  
 $M_{tv}, \bar{M}_{tv}$  Drehmomente für das Mähwerk mit vergrößertem Kurbelradius  
 Daten des normalen Mähwerkes siehe Tafel 2

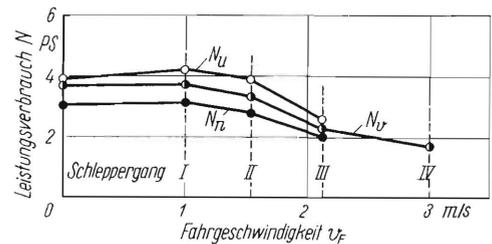
Spitzenwerte der Messerkopfkraft  $P$  aus je 10 oder mehr im Oszillogramm hintereinander liegenden Messerdoppelhuben (die ausgezogenen Linien sind Mittelwerte dieser Spitzenkräfte) und die Drehzahlen  $n$  der Kurbelwelle. Das Bild 27 zeigt die (schraffierten) Streubereiche der antreibenden und rücktreibenden Spitzenmomente  $M_t$  auf der Zapfwelle und deren Mittelwerte sowie die zeitlichen (planmetrierten) Mittelwerte der Drehmomente  $\bar{M}_t$ . Die Mähwerkversuche wurden auf nassen Moorwiesen durchgeführt, wobei ohne und mit Umlenkung schwacher Grasbestand, und mit vergrößertem Kurbelradius Gras mit Schilfstengel bei zum Teil schwachem Bestand gemäht wurde.

Der Abfall der Spitzenkräfte nach Bild 26 beim Mähen gegenüber Leerlauf ( $v_F = 0$ ) ist in allen Fällen hauptsächlich eine Folge des Drehzahlabfalles vom Schleppermotor. Die Unsymmetrie der  $\pm P$ -Werte ist nicht gesichert und ihre Ursache kann in einer meßtechnisch bedingten Verschiebung der Nulllinie liegen [1]. Die Spitzenkräfte  $P_u$  beim Mähwerk mit Umlenkung sind entsprechend den bereits geschilderten Verhältnissen, wie zu erwarten war, kleiner, die Spitzenkräfte  $P_v$  beim Mähwerk mit vergrößertem Kurbelradius größer als die Werte  $P_n$  des normalen Mähwerkes.

Beim Drehmoment  $M_t$  auf der Zapfwelle sind nach Bild 27 die rücktreibenden Momentamplituden um ein vielfaches kleiner als die antreibenden

Spitzen. Die Durchschnittswerte der Spitzenmomente für das normale Mähwerk, für das Mähwerk mit Umlenkung und das mit vergrößertem Kurbelradius liegen so dicht beieinander, daß ein Unterschied nicht mehr herausgelesen werden kann. Die Streubereiche für diese drei Betriebszustände überdecken sich so stark, daß nur der größte Streubereich für das Mähwerk mit vergrößertem Kurbelradius eingezeichnet wurde. Die Streubereiche für das normale Mähwerk und das Mähwerk mit Umlenkung sind etwas schmaler und liegen etwa innerhalb des gezeichneten Bereiches.

Der Leistungsverbrauch der verschiedenen Mähwerke (Bild 28) entspricht etwa den planmetrierten Drehmomentmittelwerten (Bild 27). Der Leistungsverbrauch nimmt mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit beim Mähen trotz der zunehmenden Flächenleistung etwas ab, weil die Leerlaufleistung verhältnismäßig hoch ist und bei den kleiner werdenden Drehzahlen bei höherer Fahrgeschwindigkeit abfällt.



**Bild 28.** Leistungsverbrauch des normalen Mähwerkes, des Mähwerkes mit Umlenkung bzw. mit vergrößertem Kurbelradius in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit.

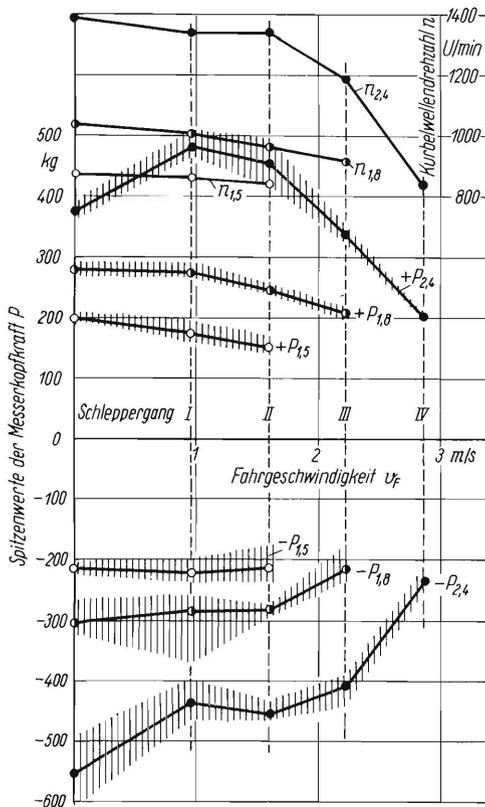
Daten des normalen Mähwerkes siehe Tafel 2

Die Mähwerkleistung liegt für die drei Mähwerksausführungen bis zu einer Fahrgeschwindigkeit von 1,5 m/s zwischen 3 und 4 PS. Die Vergrößerung des Leistungsverbrauches beim Mähwerk mit Umlenkung gegenüber dem Mähwerk mit vergrößertem Kurbelradius ist klein und möglicherweise auf den Einfluß des Schnittgutes zurückzuführen. Hinsichtlich des Leistungsverbrauches bringt jedenfalls das Mähwerk mit Umlenkung keinen Vorteil, was auch beim Mähwerk mit Zahnradantrieb festgestellt wurde [2].

**10. Einfluß der Kurbelwellendrehzahl**

Die Auswirkung der Veränderung der Keilriemenübersetzung bzw. der Kurbelwellendrehzahl bei der gleichen Zapfwellendrehzahl auf  $P$ ,  $M_t$  und  $N$  zeigen in Abhängigkeit von der Schlepperrahrgeschwindigkeit **Bild 29 bis 31**. Da die zu den einzelnen Schleppergängen gehörenden Schnittverhältniszahlen nicht mit eingetragen werden konnten, sind diese Zahlen für die verschiedenen Übersetzungen des Keilriementriebes in **Tafel 3** zusammengestellt.

Die Spitzenwerte der Messerkopfkraft und die zugehörigen Kurbelwellendrehzahlen verlaufen für



**Bild 29.** Die Spitzenwerte der Messerkopfkraft  $P$  in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit und der Keilriemenübersetzung  $i = 1 : 1,5, 1 : 1,8$  und  $1 : 2,4$  für das normale Mähwerk (Tafel 2).

**Tafel 3.** Die Schnittverhältniszahlen in Abhängigkeit von Fahrgeschwindigkeit und Keilriemenübersetzung.

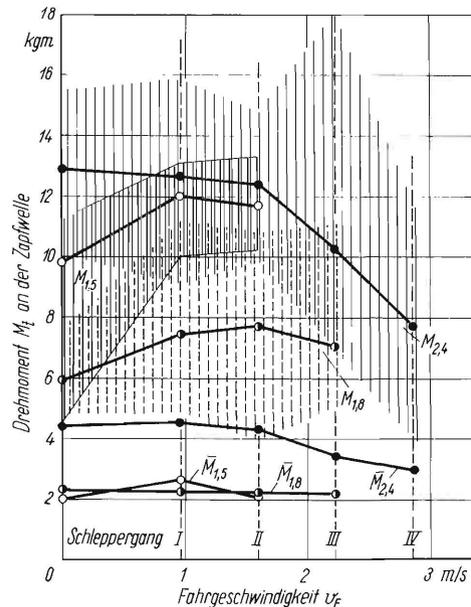
$i$	Schleppergang							
	I		II		III		IV	
	$v_F$	$\kappa$	$v_F$	$\kappa$	$v_F$	$\kappa$	$v_F$	$\kappa$
1 : 2,4	0,98	3,7	1,62	2,24	2,26	1,42	2,86	0,79
1 : 2,1	0,98	3,25	1,62	1,96	2,24	1,26		
1 : 1,83	0,97	2,8	1,60	1,63	2,22	1,12		
1 : 1,5	0,98	2,36	1,64	1,38				

alle Übersetzungsverhältnisse ähnlich (Bild 29). Es ist also die Abnahme der Spitzenkräfte beim Mähen hauptsächlich durch die Abnahme der entsprechenden Kurbelwellendrehzahlen bedingt.

Bei den antreibenden Drehmomentspitzen  $M_t$  in der Zapfwelle (Bild 30) besteht nicht mehr die gleiche Reihenfolge hinsichtlich des Einflusses der Übersetzung wie bei den Werten für die Messerkopfkraft (Bild 29). Die Durchschnittswerte der Drehmomentspitzen für das Mähwerk mit der Übersetzung  $1 : 1,8$  liegen unter denen der anderen Drehzahlstufen. Die Streubereiche überschneiden sich zwar, ihre Lage läßt sich aber deutlich voneinander unterscheiden. In Bezug auf die Drehmomentspitzen ist das Übersetzungsverhältnis  $1 : 1,8$  das günstigste. Die rücktreibenden (negativen) Drehmomentspitzen waren in allen Fällen kleiner als 2 kgm.

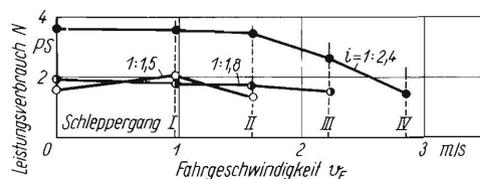
Die planimetrierten Mittelwerte  $\bar{M}$  der antreibenden Drehmomente betragen für  $i = 1 : 2,4$  etwa 4,5 kgm. Für  $i = 1 : 1,8$  und  $1 : 1,5$  ist  $\bar{M}$  mit 2 bis 2,5 kgm etwa gleich groß. Hier scheinen also die beiden niedrigeren Übersetzungen günstig zu sein. Die zeitlichen Mittelwerte der rücktreibenden Drehmomente sind in dem vorliegenden Fall immer verhältnismäßig klein.

Ähnlich ist der Einfluß der Keilriemenübersetzung auf den Leistungsverbrauch  $N$  (Bild 31). Es ist für die große Übersetzung ( $i = 1 : 2,4$ ) der Leistungsaufwand  $N = 3,5$  PS; für die kleinen Übersetzungen ( $i = 1 : 1,8$  und  $1 : 1,5$ ) beträgt die Leistung nur 1,5 bis 2 PS.



**Bild 30.** Die Spitzen- und planimetrierten Mittelwerte des Drehmomentes  $M_t$  und  $\bar{M}_t$  an der Zapfwelle in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit und der Keilriemenübersetzung. Daten des normalen Mähwerkes siehe Tafel 2

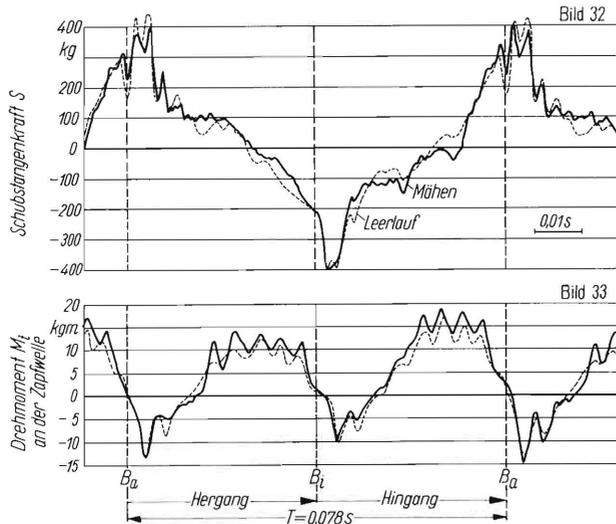
Wenn die Flächenleistung (ha/h) des untersuchten Mähwerkes im III. Schleppergang bei einer Fahrgeschwindigkeit  $v_F = 2,2$  m/s genügt (die dabei vorhandene Schnittverhältniszahl  $\kappa = 1,12$  kann wahrscheinlich gerade noch als ausreichend angesehen werden), so ist unter den vorliegenden Betriebsbedingungen (Keilriemenanspannung und ähnliches) auch in Bezug auf die Mähwerkleistung die Keilriemenübersetzung  $i = 1 : 1,8$  die günstigste.



**Bild 31.** Der Leistungsverbrauch des normalen Mähwerkes in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit und der Keilriemenübersetzung. Daten des Mähwerkes siehe Tafel 2

Wie die Untersuchungen über die Resonanzerscheinungen an keilriemengetriebenen Mähwerken [3] ergeben haben, können die Drehmomente und der Leistungsaufwand bei verschiedenen Drehzahlen

sehr stark von günstigen oder ungünstigen Betriebsbedingungen des Keilriemenantriebes abhängen, womit sich die Unterschiede in den vorliegenden Meßergebnissen erklären lassen.



**Bild 32 und 33.** Vergleich der Schubstangenkraft  $S$  und des Drehmomentes  $M_t$  auf der Zapfwelle bei einem Mähwerk mit besonders grossem Messerhub.

Kurbelradius	$r = 58 \text{ mm}$
Schubstangenlänge	$l = 860 \text{ mm}$
Schwerpunktsabstand vom Messerkopf	$l_1 = 420 \text{ mm}$
„ „ „ Kurbelzapfen	$l_2 = 440 \text{ mm}$
Schränkung	$a = 330 \text{ mm}$
Schubstangenverhältnis	$\lambda = 0,0675$
Schränkungsverhältnis	$\beta = 0,384$
Schubstangenwinkel	$\chi = 23^\circ \text{ i. M.}$
Messergewicht	$G_M = 4,0 \text{ kg}$
Schubstangengewicht	$G_S = 2,9 \text{ kg}$
Massenträgheitsmoment der Kurbelscheibe	$\Theta = 0,8 \text{ kg cms}^2$
Drehzahl in U/min	Zapfwelle
beim Mähen	$n_t = 565$
im Leerlauf	$n_{t0} = 575$
Fahrgeschwindigkeit	$v_F = 1,5 \text{ m/s}$
Schnittverhältniszahl im II. Schleppergang	$\kappa = 2,15$

**11. Mähwerk mit großem Messerhub**

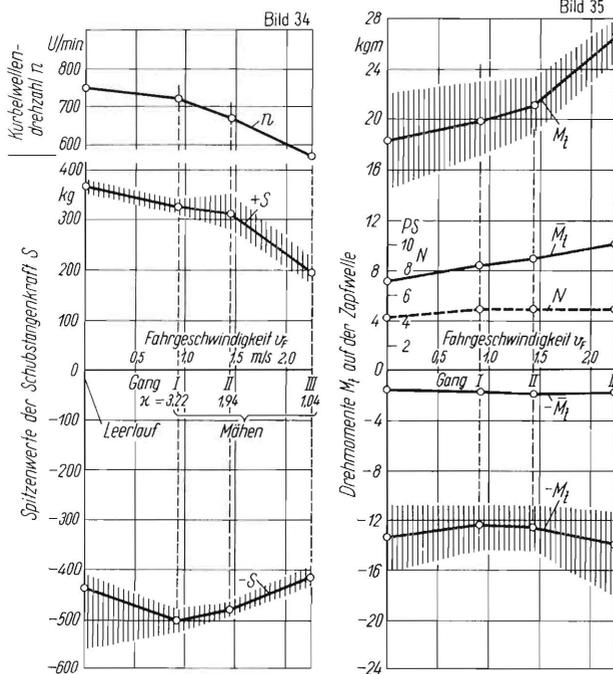
Ergänzend wurden einige orientierende Messungen an einem anderen keilriemengetriebenen Mähwerk mit einem besonders großen Messerhub und einer Sonderausführung des 5'-breiten Mähbalkens durchgeführt. Das Mähwerk wurde an dem seitherigen 12 PS-Schlepper rechtslaufend betrieben. Die Messerteilung und die Fingerteilung des Schneidwerkes sowie des Kurbelradius betragen 58 mm (weitere Mähwerkdaten siehe Bild 32).

Aus versuchstechnischen Gründen wurde bei diesem Mähwerk nicht die Messerkopfkraft, sondern die Kraft  $S$  in der Nähe des oberen Endes der Schubstange direkt auf dem Schubstangenholz gemessen. Die Kurbelwelle hatte eine Länge von etwa 1100 mm. Der Keilriemenantrieb besaß drei parallel laufende Keilriemen  $17 \times 850$ , DIN 2215, mit dem Übersetzungsverhältnis  $i = 1 : 1,35$ . Der Antrieb erfolgte von der Zapfwelle aus, wo auch das Drehmoment gemessen wurde.

In **Bild 32 und 33** ist für die Schubstangenkraft  $S$  und das Zapfwellendrehmoment  $M_t$  der mittlere Verlauf im Leerlauf mit Einzelkurven beim Mähen verglichen. Die Schubstangenkraft (Bild 32) zeigt einen Verlauf mit vielen Oberwellen und unterscheidet sich beim Mähen nicht sehr stark vom Leerlauf. Besonders während des Hinganges sind beim Mähen die negativen Spitzenwerte der Schubstangenkraft des zweimaligen, gleichzeitigen Schnittes der Klingen zu erkennen. Die Spitzenkräfte in der Schubstange betragen etwa  $\pm 400 \text{ kg}$ .

Die Spitzenwerte der antreibenden Drehmomente (Bild 33) mit  $+17 \text{ kgm}$  sind verhältnismäßig hoch, die rücktreibenden Momente von  $-15 \text{ kgm}$  werden hier durch den Keilriemenantrieb mit drei Keilriemen – die einen ziemlich starren Antrieb darstellen – kaum abgebaut. Die Phasenverzögerung des Drehmomentverlaufes gegenüber dem Kraftverlauf beträgt fast  $60^\circ$ . Das Massenträgheitsmoment der Kurbelscheibe dieses Mähwerkes war mit  $\Theta = 0,8 \text{ kg cms}^2$  verhältnismäßig groß. Beim Mähen wird das antreibende Drehmoment nur wenig auf etwa  $18 \text{ kgm}$  erhöht. Sowohl im Leerlauf als auch beim Mähen bildet sich im Drehmomentverlauf eine ausgeprägte Torsionsschwingung von etwa  $250 \text{ Hz}$  aus.

Die bei diesem Anbaumähwerk erhaltenen Meßergebnisse sind in **Bild 34 und 35** dargestellt. Die verschiedenen Meßgrößen sind auch hier über der Schlepperrahrgeschwindigkeit aufgetragen. Bild 34 zeigt den Streubereich der Spitzenkräfte  $S$  in der Schubstange, die mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit kleiner wurden, weil beim Mähen wieder die Kurbelwellendrehzahl abgefallen ist.



**Bild 34 und 35.** Schubstangenkraft und Zapfwellendrehmoment für das Mähwerk mit besonders grossem Hub.

Nach Bild 35 sind trotz der soeben erwähnten Abnahme der Kraftspitzen die höchsten Drehmomentspitzen beim Mähen größer geworden. Die planimetrierten Mittelwerte  $+ \bar{M}_t$  der antreibenden Drehmomente auf der Zapfwelle steigen vom Leerlauf zum Mähen von 7 auf 10 kgm an. Die entsprechenden rücktreibenden Momente  $- \bar{M}_t$  bleiben dabei etwas unter 2 kgm. Der Leistungsverbrauch liegt im Leerlauf bei 4 PS und beim Mähen bei 5 PS.

#### Zusammenfassung

Auch bei einem Mähwerk mit Keilriemenantrieb weichen die Meßwerte der mechanischen Größen im Leerlauf immer sehr stark von den berechneten Werten ab. Zwischen den Meßwerten im Leerlauf und beim Mähen bestehen keine sehr großen Unter-

schiede. In Bezug auf die Antriebsmomente und den Leistungsverbrauch wurden bei den vorliegenden Messungen keine besonderen Unterschiede zwischen dem Mähwerk mit und ohne Umlenkung festgestellt. Als Antriebsleistung für die 4½'- und 5'-breiten Mähwerke wurden im Leerlauf 2 bis 4 PS und beim Mähen 3 bis 5 PS gemessen.

#### Schrifttum

- [1] Thiel, Roman: Kräfte im Schubkurbelgetriebe von Schlepper-Anbaumähwerken. Theoretische Grundlagen und Messverfahren. (In diesem Heft)
- [2] Thiel, Roman: Kräfte und Drehmomente im Schleppermähwerk mit Zahnradantrieb. (In diesem Heft)
- [3] Thiel, Roman: Resonanzerscheinungen im Keilriemenmähwerksantrieb. Kautschuck und Gummi 10 (1957) Nr. 1, S. 6/8.

Institut für Landtechnische Grundlagenforschung  
der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode  
Direktor: Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. W. Kloth

Anschrift des Verfassers: Dr.-Ing. Roman Thiel, (20b) Braunschweig, Bundesallee 50

## Spitzenkräfte in keilriemengetriebenen Schleppermähwerken bei verschiedenen Betriebszuständen und bei Störungen

Von Roman Thiel

1. 5'-Mähwerk mit kleiner und grosser Schränkung
2. Einfluss des Spieles am Messerkopf mit und ohne Umlenkung
3. 4½'-Mähwerk am grossen und kleinen Schlepper
4. Einfluss des Spieles am Messerkopf
5. Einfluss des Schubstangenwinkels
6. Gewaltspitzen bei Fremdkörpern im Schneidwerk

Bei den vergleichenden Messungen der Kräfte und Drehmomente im Schubkurbelgetriebe von Schleppermähwerken wurde immer wieder festgestellt [1 bis 3], daß die entscheidenden Spitzenwerte dieser mechanischen Größen bereits im Leerlauf des Mähwerkes durch die oszillierende Bewegung der Massen auftreten und die zusätzlichen Schnittkräfte beim Mähen fast immer zu einem Zeitpunkt auftreten, wenn die Massenwirkungen auf diese mechanischen Messgrößen gerade klein sind. Ferner wurde festgestellt, daß – neben den rechnerisch ermittelten Grundschwingungen der mechanischen Größen im Schubkurbelgetriebe – infolge der Elastizität der Konstruktion und des unvermeidlichen Spiels in den Lagerpaarungen zum Teil erhebliche

hebliche Oberschwingungen im Verlauf der Meßgrößen auftreten, die in ihren Spitzenwerten die rechnerischen bei weitem übertreffen.

Um nun einen Einblick in die Schwingungsercheinungen des Systems „Mähwerk-Schlepper“ wie auch in die Grenzbelastungen des Mähwerkes durch systematische Messungen zu gewinnen, wird man deshalb den wechselnden, aber in seiner Auswirkung nicht entscheidenden Schnittwiderstand beim Mähen ausschalten und solche Untersuchungen im Leerlauf des Mähwerkes durchführen.

Nachdem man ferner das Zusammenspiel der Meßgrößen in früheren Untersuchungen kennengelernt hat, kann man sich bei solchen systematischen Versuchen auf einige wenige kennzeichnende Meßgrößen beschränken. Bei den folgenden Versuchen wurde deshalb nur die Messerkopfkraft  $P$  (auf der schrägen Messerkopfrippe) und die Schubstangenkraft  $S$  am oberen Schubstangenende [1, Bild 12] bei verschiedener Kurbelwellendrehzahl (durch Änderung der Motordrehzahl) gemessen. Sämtliche Messungen wurden an linkslaufenden Mähwerken mit Keilriemenantrieb durchgeführt.