

# Kräfte im Schubkurbelgetriebe von Schlepper-Anbaumähwerken

## Theoretische Grundlagen und Meßverfahren

Von Roman Thiel

*Theoretische Grundlagen für das geschränkte Schubkurbelgetriebe von Anbaumähwerken*

1. Die Kinetik des Mähmesserantriebes
2. Messerreibung und Leistungsaufnahme
3. Rechts- und Linkslauf des Mähwerkes
4. Schnittkräfte
5. Schnittverhältniszahl
6. Massen- und Hubverhältnisse in verschiedenen Mähwerken
7. Kraftvektoren im Anbaumähwerk

*Dynamische Messungen an Anbaumähwerken*

8. Messverfahren
9. Messgeber
10. Mess- und Registriergeräte
11. Messgenauigkeit
12. Versuchstechnik

Wenn man eine Maschine verbessern und weiter entwickeln will, so muß man die im Betrieb vorhandenen Kraft- und Bewegungsgrößen genau kennen. Für das Schubkurbelgetriebe sind zwar die theoretischen Zusammenhänge allgemein bekannt [1, 2], aber der berechenbare theoretische Verlauf der mechanischen Größen entspricht nur idealisierten Verhältnissen. Bei Messungen im Betrieb wird immer wieder festgestellt, daß der wahre Verlauf der mechanischen Größen infolge von Oberschwingungen sehr stark von den theoretischen Werten abweicht. Diese im Betrieb vorhandenen, wahren Verhältnisse kann man bis heute nur durch Messungen erfassen. Die vorliegende Arbeit sowie weitere Beiträge [3 bis 5] sollen zur Klärung der Betriebsverhältnisse an Schleppermähwerken beitragen, um Unterlagen für die Weiterentwicklung der Mähwerke und ihres Antriebes zu gewinnen.

Vor etwa zwanzig Jahren begann man im Zuge der fortschreitenden Motorisierung damit, normale Grasmäher mit Anbaumotoren zu versehen [6]. Es wurden auch Grasmäher, die den Gespannmähern ähnlich waren, hinter die Schlepper gehängt, wobei das Mähwerk von den Laufrädern oder von der Zapfwelle der Schlepper her angetrieben wurde [7]. Die höheren Fahrgeschwindigkeiten und Kurbelwellendrehzahlen hatten in diesen Mähwerken erhöhte Beanspruchungen, die zum größten Teil von den Massenkräften herrühren und quadratisch mit der

Drehzahl ansteigen, zur Folge. Da die Mähwerke für diese hohen Beanspruchungen nicht bemessen waren, hielten sie auch nicht lange.

In der weiteren Entwicklung ging man dazu über, das Mähwerk unmittelbar an den Schlepper anzubauen, wodurch ein besonderes Fahrgestell eingespart wurde. Ferner versuchte man durch entsprechende Bemessung des Schneidwerkes und dessen Antriebes, den erhöhten Beanspruchungen gerecht zu werden. Das Prinzip des geschränkten Schubkurbelgetriebes und einige genormte Abmessungen der Schneidwerke der seitherigen Gespannmäher, wie z. B. Messerhub und Messerteilung, wurde dabei meistens beibehalten. Aber auch an diesen Anbaumähwerken brachen die Schubstangen und die Messerköpfe, und viele bewegte Teile verschlissen unzulässig stark. Durch einen unvollkommenen Massenausgleich im Mähwerk und Schlepper kamen störende Rückwirkungen auf Mähwerk, Schlepper und Schlepperfahrer hinzu, die teilweise bis heute noch nicht genügend beseitigt werden konnten.

Die Verhältnisse bei Gespanngrasmähern wurden von Kloth und Göttmann [8 und 9], sowie von Veit [10] durch umfangreiche Messungen untersucht. Stoppel berichtete über verschiedene Drehmomentmessungen in der Messerkurbelwelle von Mähmaschinen [11 bis 13], wobei er auch auf die Massenwirkungen bei Veränderung der Kurbeldrehzahl und der Schwungmasse auf der Kurbelwelle einging. Über die Erhöhung der Massenkräfte durch die erhöhte Kurbelwellen-Drehzahl beim Übergang zu den motorisch angetriebenen Mähwerken berichtete Stoppel auf der 6. Konstrukteurtagung [14]. An Anbaumähwerken hat Rassepe [15] die Aushebkräfte, Kurbelstangenkräfte sowie Mähbalkenschleifwiderstände gemessen. Auch im Ausland wurden Messungen an Anbaumähwerken durchgeführt [16].

In der vorliegenden Arbeit werden zur Einführung in die Messungen [3 bis 5] die theoretischen Verhältnisse der mechanischen Größen im geschränkten Schubkurbelgetriebe und Schleppermähwerk in einer kurzen Zusammenfassung dargestellt. Anschließend werden die allgemeinen Gesichtspunkte bei der Durchführung der Messungen sowie die Meßverfahren beschrieben. Über die Meßergebnisse wird in den nachfolgenden Beiträgen [3 bis 5] berichtet.

## Theoretische Grundlagen für das geschränkte Schubkurbelgetriebe

### 1. Die Kinetik des Mähmesserantriebes

Die heute am meisten verbreiteten Schleppermähwerke haben ein geschränktes Schubkurbelgetriebe, wie es in **Bild 1**, in Fahrtrichtung gesehen, schematisch dargestellt ist. Für die theoretische Betrachtung der Vorgänge an einem rechtslaufenden Anbaumähwerk ist in **Bild 2** in einer schematischen Skizze das Schubkurbelgetriebe mit nicht maßstäblich gezeichnetem Kurbelkreis dargestellt. Diese Skizze wurde für alle untersuchten Mähwerke zugrunde gelegt, und zwar für rechts- oder linkslaufende Mähwerke mit Zahnrad- oder Keilriemenantrieb. Bei Mähwerken mit Keilriemenantrieb muß man sich den Keilriemenantrieb dazu denken. Die Einteilung des Kurbelkreises in 24 Teile je  $15^\circ$  mit der rechts herum zählenden Bezeichnung 0 bis 24 wurde immer, sowohl für Rechts- als auch für Linkslauf, beibehalten. Die analytische Ermittlung des zeitlichen Verlaufs der verschiedenen mechanischen Größen wurde auf das eingezeichnete kartesische Koordinatensystem  $x - y$  bezogen.

Wird am Messerkopf die positive Richtung, wie eingezeichnet, nach rechts gewählt, so ergibt sich bei der vereinfachenden Annahme, daß die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  der Kurbelwelle während der Umdrehung konstant ist, für eine Kurbelwellenumdrehung der in **Bild 3 bis 6** dargestellte zeitliche Verlauf der mechanischen Größen. Obwohl in der Praxis meist die innere Messertotlage durch die Lage der Messerklingen gegenüber dem Mähbalken definiert wird, soll hier der Messerdoppelhub in Anlehnung an allgemeine mathematische Darstellungen von der äußeren Messertotlage aus betrachtet werden. Von allen Größen wurde nur der Verlauf über der Zeit gezeichnet, weil bei meßtechnischen Untersuchungen die Meßwerte auch nur in Abhängigkeit von der Zeit registriert worden sind.

Der Verlauf der in **Bild 3 bis 6** zusammengestellten mechanischen Größen wurde nach folgenden Formeln [17] berechnet:

Messerweg:

$$s = r \cos \psi + r \frac{\lambda}{4} \cos 2\psi - r \frac{\lambda}{4} + \lambda a \sin \psi, \quad (1)$$

Messergeschwindigkeit:

$$v = -r\omega (\sin \psi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\psi - \beta \cos \psi), \quad (2)$$

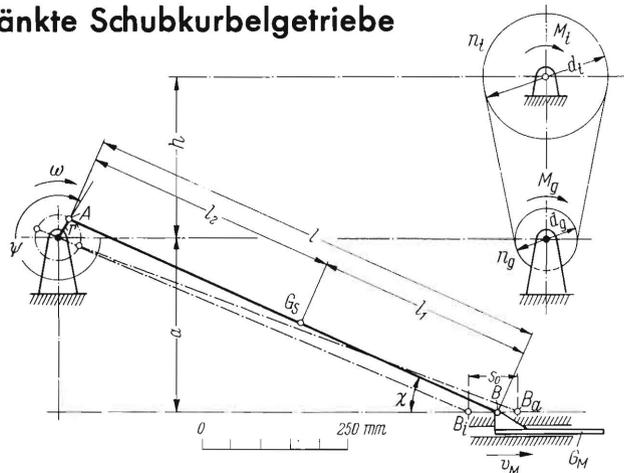
Messerbeschleunigung:

$$b = -r\omega^2 (\cos \psi + \lambda \cos 2\psi + \beta \sin \psi) \quad (3)$$

und die auf die Messermasse ausgeübte Kraft:

$$P_M = m_M b. \quad (4)$$

Über die Kräfte und Drehmomente ist im Abschnitt 7 über „Kraftvektoren im Anbaumähwerk“ Näheres gesagt.

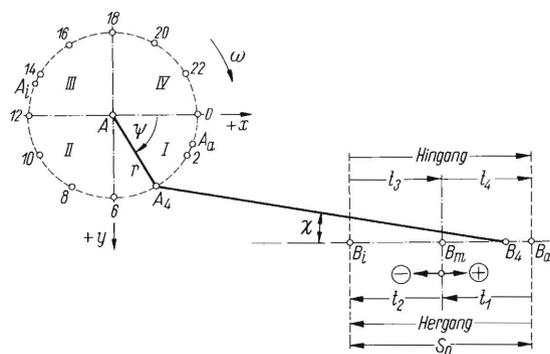


**Bild 1.** Geschränktes Schubkurbelgetriebe eines Schleppermähwerkes in massstabgerechter Darstellung. Die strichpunktiert eingezeichneten Linien deuten die Lage der Schubstange in den beiden Messertotlagen an.

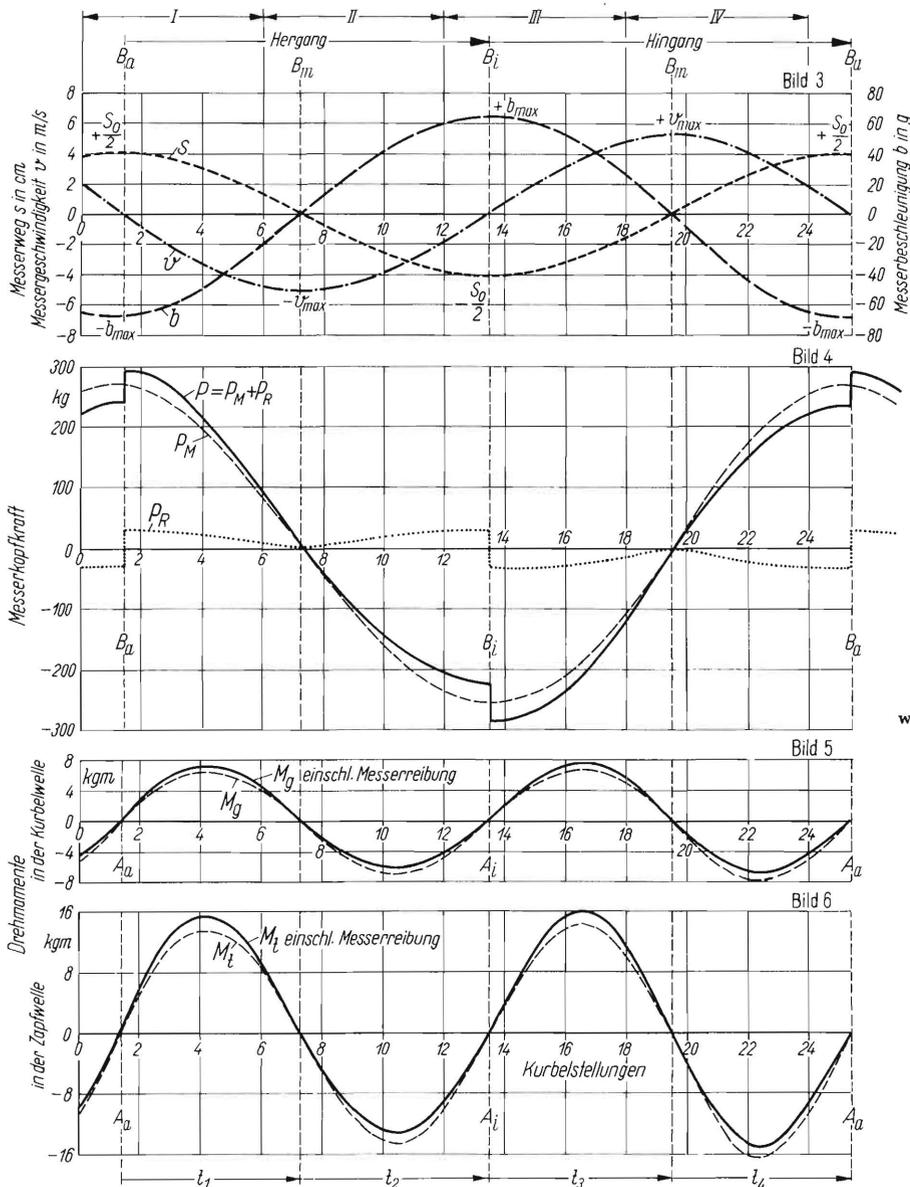
- Schubkurbeltrieb
- $r$  Kurbelradius
  - $l$  Schubstangenlänge
  - $\lambda = r/l$  Schubstangenverhältnis
  - $a$  Schränkung
  - $\beta = a/l$  Schränkungsverhältnis
  - $s_0$  Messerhub
  - $B_a$  äußere Totlage des Messers
  - $B_i$  innere Totlage des Messers
  - $\psi$  Kurbelwinkel
  - $\chi$  Einfallswinkel der Schubstange
  - $G_M$  Messergewicht
  - $G_S$  Schubstangengewicht
  - $n$  Drehzahl der Mähwerkswelle
  - $\omega = \pi n/30$  Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle
  - $v_M$  Messergeschwindigkeit
- Keilriementrieb
- $M_t$  Moment der treibenden Scheibe
  - $d_t$  Durchmesser der treibenden Scheibe
  - $n_t$  Drehzahl der treibenden Scheibe
  - $M_g$  Moment der getriebenen Scheibe
  - $d_g$  Durchmesser der getriebenen Scheibe
  - $n_g$  Drehzahl der getriebenen Scheibe
  - $h$  Achsabstand

Für überschlägige Betrachtungen können in den obigen Formeln die  $2\psi$ -Glieder vernachlässigt werden, weil bei den Mähwerken das Schubstangenverhältnis  $\lambda$  sehr klein ist. Die Amplituden der so berechneten Werte sind nur um etwa 3 bis 5% zu klein.

Während der Kurbelwinkel  $\psi$  den Wert von  $0^\circ$  bis  $360^\circ$  durchläuft (**Bild 2**), bewegt sich das Messer über den Doppelhub  $2s_0$  hin und her. Der Einfallswinkel  $\chi$  ändert sich dabei nur verhältnismäßig



**Bild 2.** Schematische Skizze des geschränkten Schubkurbelgetriebes mit Kurbelkreiseinteilung.



Der Berechnung der mechanischen Grössen wurden folgende Mähwerksdaten (s. a. Bild 1) zugrunde gelegt:

- $n = 1200 \text{ U/min}$
- $r = 38,1 \text{ mm}$
- $l = 800 \text{ mm}$
- $a = 300 \text{ mm}$
- $\lambda = 0,0475$
- $\beta = 0,375$
- $\chi = 22^\circ \text{ i. M.}$
- $\mu = 0,3 \text{ (Messerführung)}$
- $G_M = 4 \text{ kg}$
- $G_S = 2,7 \text{ kg}$
- $l_1 = 395 \text{ mm}$
- $l_2 = 405 \text{ mm}$

**Bild 3 bis 6.** Theoretischer Verlauf der mechanischen Grössen im geschränkten Schubkurbelgetriebe für konstante Winkelgeschwindigkeit der Kurbelscheibe. Der Berechnung der Messerkopfkraft und der Momente wurde die Wirkung der Messer- und Schubstangenmasse zugrunde gelegt.

- $s$  Messerweg (von der Hubmitte aus gemessen)
- $v$  Messergeschwindigkeit
- $b$  Messerbeschleunigung
- $P_M = m_M b$ , die auf den Messerkopf wirkende Reaktionskraft der Massenkraft des Messers

- $P_R$  Reibungswiderstand des Messers aus der vertikalen Messerkopfführungskraft und dem Reibungskoeffizienten  $\mu$  errechnet
- $M_t$  Drehmoment an der treibenden Scheibe auf der Zapfwelle
- $M_g$  Drehmoment an der getriebenen Scheibe auf der Kurbelwelle

wenig, wie in der maßstäblichen Darstellung in Bild 1 zu erkennen ist. Wegen der Schränkung befindet sich das Messer bei den Kurbelstellungen 0 und 12 natürlich nicht in den Messertotlagen. Zur Messeraußentotlage  $B_a$  gehört die Kurbellage  $A_a$  und zur Messerinnentotlage  $B_i$  die Kurbellage  $A_i$ .

Der Messerweg  $s$  (Bild 3) hat in den Messertotlagen seinen höchsten Wert  $\pm s_0/2$  und geht beim Her- und Hingang in der Hubmitte  $B_m$  durch Null. Die Messergeschwindigkeit  $v$  hat in den Messertotlagen den Wert 0 und in der Hubmitte beim Hergang ihren höchsten Wert in der negativen Richtung und beim Hingang in der positiven Richtung. Die Messerbeschleunigung  $b$  hat in der Mes-

seraußenstellung ihren größten Wert in Richtung der negativen Achse und nimmt beim Hergang im Abschnitt  $t_1$  zur Hubmitte auf 0 ab. Dabei wird das Messer bis zur maximalen Geschwindigkeit in der Hubmitte beschleunigt. Hier kehrt die Richtung der Beschleunigung um und steigt in der positiven Richtung an. Das Messer wird im Abschnitt  $t_2$  bis zur Messerinnentotlage zum maximalen Wert der Beschleunigung zunehmend verzögert. Von hier ab wird das Messer beim Hingang im Abschnitt  $t_3$  in positiver Richtung bis zum maximalen Wert der Geschwindigkeit in der Hubmitte beschleunigt. In der Hubmitte ist die Beschleunigung wieder 0, kehrt ihre Richtung um und verzögert das Messer durch

Ansteigen bis zu ihrem maximalen Wert in der negativen Achsrichtung, bis zum Messerstillstand in der äußeren Messertotlage. Die Beschleunigungskurve ist gegenüber der Geschwindigkeitskurve um  $90^\circ$  und gegenüber der Messerwegskurve um  $180^\circ$  verschoben.

Die Messerbeschleunigung hat eine Massenkraft  $P = -m b$  zur Folge, die über den Messerkopf auf die Schubstange usw. wirkt. Der zeitliche Verlauf der auf den Messerkopf wirkenden Reaktionskraft  $P_M = m_M b$  ist in **Bild 4** durch die gestrichelte Kurve dargestellt. Dabei sind, wie in allen Fällen der Kraftauftragung üblich, die Zugkräfte nach oben (positiv) und die Druckkräfte nach unten (negativ) gezeichnet. Deshalb stellt sich der Verlauf der Messerbeschleunigung spiegelbildlich zum Verlauf der Messerkopfkraft dar.

In der äußeren Messertotlage hat die Messerkopfkraft  $P_M$  ihr Zugmaximum und fällt beim Hergang im Abschnitt  $t_1$  zur Hubmitte auf 0 ab. Im Abschnitt  $t_2$  steigt die Messerkopfkraft bis zum Druckmaximum in der Innentotlage. Beim Hingang fällt die Messerkopfkraft  $P_M$  im Abschnitt  $t_3$  zur Hubmitte auf 0 und steigt im Abschnitt  $t_4$  wieder bis zum Zugkraftmaximum in der äußeren Messertotlage an.

Das Messer nimmt in den Zeitabschnitten  $t_1$  und  $t_3$  (während der Beschleunigungsperioden) Arbeit aus dem Antrieb auf und gibt diese in den Abschnitten  $t_2$  und  $t_4$  (während der Verzögerungsperioden) an die Antriebsseite wieder ab. Für die Ermittlung der Größe der aufgenommenen Arbeit aus der Darstellung müßte die Kraft über den Weg (nicht über der Zeit) aufgetragen werden. Dann wäre die Fläche zwischen dem Kraftverlauf und der Abszissenachse proportional dem Arbeitsbetrag.

Für die Aufrechterhaltung der Bewegung der Messer- und Schubstangenmasse <sup>1)</sup> müßte ein Drehmoment entsprechend dem in **Bild 5** dargestellten gestrichelten Verlauf  $M_g$  wirken. In den Zeitabschnitten  $t_1$  und  $t_3$ , d.h. während der Arbeitsaufnahme des Messers und der Schubstange, ist das Drehmoment antreibend (positiv nach oben gezeichnet) und in den Abschnitten  $t_2$  und  $t_4$ , d.h. während der Arbeitsrückgabe, ist das Drehmoment rücktreibend (negativ gezeichnet).

Bei einem von der Zapfwelle aus über Keilriemen angetriebenen Mähwerk ändert sich der Drehmomentverlauf in der Zapfwelle gegenüber dem Drehmoment in der Kurbelwelle bei unelastisch gedachtem Keilriemen und Vernachlässigung des Keilriemenschlupfes nur nach seiner Größe proportional dem reziproken Wert des Drehzahlverhältnisses (**Bild 6**). Es ist dann

$$M_t = \frac{n_g}{n_t} M_g \quad (5)$$

<sup>1)</sup> Die Schubstangenmasse wurde durch ein Näherungsverfahren mit zwei reduzierten Massen (s. Abschnitt 7) berücksichtigt.

Der Kraftverlauf hat während eines Doppelhubes zwei Nullstellen und das Drehmoment dagegen vier. Das Drehmoment ist Null, wenn die Messerkopfkraft Null ist und außerdem wenn die Schubstangenrichtung in die Richtung der Kurbel fällt, wobei keine tangentielle Kraftkomponente in die Kurbel eingeleitet werden kann. Wirken nur Massenkraft, so verläuft sowohl die Messerkopfkraft als auch das dazugehörige Drehmoment symmetrisch zur Nulllinie.

Wenn angenommen werden kann, daß sich im Mähwerkantrieb (Getriebe, Motorschwungscheibe usw.) jede beliebige Energiemenge verlustlos speichern und daraus wieder entnehmen läßt, so ergibt sich bei Vernachlässigung sonstiger Verluste bei der stationären Messer-Hin- und Herbewegung eine Energiewanderung vom Antrieb zum Messer (in den Zeitabschnitten  $t_1$  und  $t_3$ ) und vom Messer zum Antrieb (während der Abschnitte  $t_2$  und  $t_4$ ). Dies stellt eine Blindleistung dar. Das Mähwerk braucht zum Antrieb keine Wirkleistung.

## 2. Messerreibung und Leistungsaufnahme

Der theoretische Verlauf der von der Messerreibung herrührenden Kraftwirkung  $P_R$  auf den Messerkopf entspricht bei Annahme eines konstanten Reibungskoeffizienten und Vernachlässigung der Schwerkraft der in **Bild 4** punktiert angedeuteten un stetigen Kurve. Sie wirkt während des ganzen Messerherganges als Zugkraft. Bei Umkehr der Messerbewegung ändert sie ihre Polarität und wirkt während des ganzen Messerhinganges als Druckkraft.

Die Summe aus der Messerreibung  $P_R$  und der Messermassenkraft  $P_M$  entspricht dem Kraftverlauf  $P$ . Dieser Verlauf stellt die theoretische Leerlaufkraft am Messerkopf dar. Wurde der zeitliche Verlauf der Leerlaufkraft gemessen und ist der Verlauf der Massenkraft am Messerkopf bekannt, so läßt sich die Messerreibung aus der Differenz dieser beiden Größen ermitteln.

Für die Aufrechterhaltung der Leerlaufkraft ist der in **Bild 5** und **6** durch die ausgezogenen Linien dargestellte Verlauf der Drehmomente nötig. Die Veränderung der Drehmomente infolge des Reibungseinflusses wurde nicht genau maßstäblich, sondern nur schematisch gezeichnet. Durch die Messerreibung wird das antreibende Moment in den Abschnitten  $t_1$  und  $t_3$  vergrößert und das rücktreibende Moment in den Abschnitten  $t_2$  und  $t_4$  verkleinert.

Der Kraftverlauf bleibt auch bei vorhandener Reibung symmetrisch zur Nulllinie. Der Drehmomentverlauf dagegen wird unsymmetrisch, die antreibenden Momente werden größer als die rücktreibenden.

Durch Differenzbildung aus den zeitlichen Mittelwerten des antreibenden und des rücktreibenden

Momentes kann man ein mittleres antreibendes Moment  $\bar{M}$  [kgm] ermitteln, dem die für den Antrieb des Mähwerkes nötige Wirkleistung proportional ist. Die Wirkleistung  $N$  [PS] berechnet sich mit der Drehzahl  $n$  [U/min] nach der Formel

$$N = \frac{\bar{M} n}{716,2} \quad (6)$$

Für alle bisherigen Betrachtungen wurde vereinfachend angenommen, daß die Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle konstant ist. Um die kinetische Energie des Mähmessers bei praktisch konstanter Winkelgeschwindigkeit der Mähwerkkrumel speichern zu können, müßte das Massenträgheitsmoment der Kurbelscheibe sehr sehr groß sein. Dann würde in der Kurbelwelle, d.h. in der Welle zwischen der Kurbelscheibe und dem Mähwerktrieb (wo bei meßtechnischen Untersuchungen das Drehmoment gemessen wird) kein oszillierendes Drehmoment, wie in Bild 5 gezeichnet, sondern praktisch nur ein antreibendes Moment wirken, das zur Lieferung der im Mähwerk verbrauchten Wirkleistung für Reibungs- und Schnittkräfte nötig ist.

In Wirklichkeit stehen aber für die Speicherung der Messerenergie nur Schwungmassen mit einem begrenzten Massenträgheitsmoment zur Verfügung, wobei an der Energiespeicherung nicht nur die Kurbelscheibe, sondern auch das Getriebe und der Motor des Schleppers beteiligt sind.

Infolge der verteilten Schwungmassen im Mähwerk und dessen Antrieb wirkt in der Kurbelwelle ein wechselndes Drehmoment, das theoretisch aber gegenüber dem in Bild 5 gezeichneten Moment (berechnet für die bewegten Massen bei masseloser Kurbelscheibe und konstanter Winkelgeschwindigkeit) verkleinert ist. Erfolgt die Energiespeicherung im Mähwerktrieb nicht verlustlos, so wird die vom Schleppermotor aufzubringende Mähwerkleistung nicht nur um die Verluste für die Wirkleistung, sondern auch um diese Speicherverluste zwischen der Kurbelwelle und dem Schleppermotor größer sein als die in der Kurbelwelle ermittelte Mähwerkleistung.

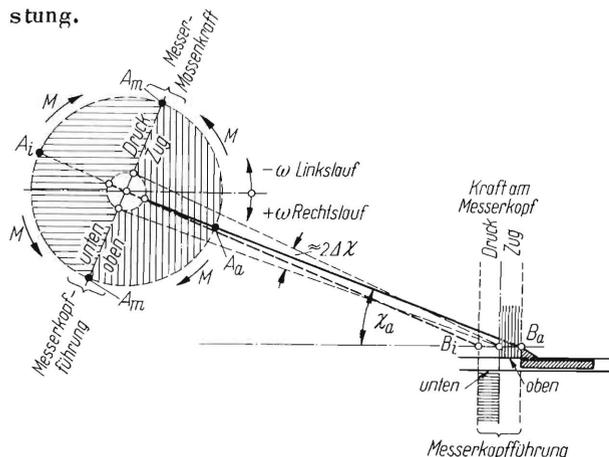


Bild 7. Zusammenhang zwischen der Kraft am Messerkopf und der Messer- bzw. Kurbellage.

### 3. Rechts- und Linkslauf des Mähwerkes

Theoretisch sind für Rechts- und Linkslauf des Schubkurbelgetriebes die Amplituden des Verlaufes von den Größen Messerweg, Messerbeschleunigung, Massenkraft und der dazugehörigen Drehmomente vollkommen gleich. Die Form des Verlaufes unterscheidet sich nur wenig und ist in der x-Richtung spiegelbildlich. Bei der analytischen Ermittlung der zeitlichen mechanischen Größen im geschränkten Schubkurbelgetriebe verschiebt sich die Phasenlage der Schwingung gegenüber dem kartesischen Koordinatensystem, d.h., die Messertotlagen liegen beim Rechtslauf nach (s. Bild 3 bis 6) und beim Linkslauf vor der Stellung 0 bzw. 12 der Kurbel.

Soll der in Bild 3 bis 6 dargestellte zeitliche Verlauf von Weg, Beschleunigung und Massenkraft für das gleiche Mähwerk für Linkslauf ermittelt werden, so braucht dieses Bild nur von rechts nach links gelesen zu werden. Deshalb wurde immer die einmal rechtsherum gewählte Bezeichnung der Kurbelkreiseinteilung mit 0 ... 24 für Rechts- und Linkslauf beibehalten. In den früher angegebenen Berechnungsformeln ist bei Linkslauf der Kurbelwinkel  $\psi$  von der +x-Achse aus linkerherum (entgegen dem Uhrzeigersinn) von  $0^\circ \dots 360^\circ$  zu zählen und die Schrängung mit  $-a$  einzusetzen.

In Bild 7 ist für die Messermassenkraft im Mähwerk-Schubkurbelgetriebe der Zusammenhang zwischen der Krafrichtung am Messerkopf und der Führung des Messerkopfes, bzw. der Kurbellage, schematisch dargestellt. Diese Skizze gilt sowohl für Rechts- als auch für Linkslauf. Darin ist anschaulich zu sehen, daß auf den Messerkopf während der ganzen äußeren Hubhälfte Zug- und während der inneren Hubhälfte Druckkraft wirkt. Der Messerkopf wird dabei in der Messerkopfführung während der äußeren Hubhälfte nur oben und während der inneren Hubhälfte nur unten geführt. Die Messerkopfführung springt also in der Hubmitte beim Hergang von oben nach unten und beim Hingang von unten nach oben.

In der Kurbelwelle wirkt das Antriebsdrehmoment  $M$  für die Messer- und Schubstangenmasse in den vier Sektoren entsprechend den in Bild 7 eingezeichneten Richtungen. Die Schubstangenmasse wirkt zwar vergrößernd auf das Drehmoment (siehe Abschnitt 7), hat aber keinerlei Einfluß auf die gezeigte Richtungsverteilung des Drehmomentes über dem Kurbelkreis. Bei Links- oder Rechtslauf wirken in den durch  $A_a$ ,  $A_m$  und  $A_i$  eingeteilten Sektoren, wenn die Pfeile von Drehrichtung  $\omega$  und Drehmoment  $M$  gleichgerichtet sind, antreibende Momente, und mit entgegengesetzt gerichteten Pfeilen rücktreibende Momente.

Die Messerreibung entsteht – vereinfacht betrachtet – durch die Führungskraft der schräg angreifenden Schubstangenkraft zum Antrieb der Mes-

ser- und reduzierten Schubstangenmasse in der Messerkopfführung. Der Reibungsbetrag in der Messerführung ist unabhängig vom Umlaufsinn der Kurbel und für einen Messerdoppelhub konstant. Mit dem Umlaufsinn ändert sich durch den Einfluß des veränderlichen Schubstangen-Einfallswinkels lediglich die Verteilung der Reibungskraft während eines Doppelhubes. So wird bei Rechtslauf die Reibung auf dem Hingang und beim Linkslauf auf dem Hergang etwas größer. Unter der Voraussetzung, daß die Reibung richtungsunabhängig ist, ändert sich am eben Gesagten auch dann nichts, wenn die Reibungskoeffizienten oben und unten in der Messerkopfführung verschieden groß sind.

In der Praxis sind die soeben geschilderten theoretischen Verhältnisse nicht vorhanden. Die Reibung des Messers wird durch die Messerdurchbiegung infolge des über den Messerkopf eingeleiteten Kippmomentes vergrößert, ferner kommt das Messergewicht dazu usw. Wegen vieler schwer erfaßbarer Einflüsse läßt sich die Größe der im Betrieb wirkenden Reibung theoretisch kaum genau erfassen.

#### 4. Schnittkräfte

Die Schnittkräfte haben während eines Doppelhubes jeweils die gleiche Richtung wie die Reibungskräfte, doch ihre zeitliche Verteilung und Größe läßt sich auch mit Hilfe des von *Nachtweh* entwickelten Schnittdiagramms [18] kaum der Wirklichkeit entsprechend bestimmen. Sie müssen also durch Messungen ermittelt werden, was auch schon früher für Gespanngrasmäher gemacht wurde [8, 9 und 10].

Die Schnittkräfte können durch Differenzbildung zwischen dem Kraftverlauf beim Mähen und im Leerlauf ermittelt werden, wenn verschiedene Bedingungen, wie z. B. Drehzahl der Kurbelwelle, deren Ungleichförmigkeit, die Messerreibung, die Messerbeschleunigung, gleiche Massenverteilung usw. in beiden Fällen genau gleich sind.

#### 5. Schnittverhältniszahl

Als Maß für die Schneidemöglichkeit eines Mähwerkes bei verschiedenen Hubverhältnissen und Schleppergeschwindigkeiten wurde bereits früher das Verhältnis zwischen Messergeschwindigkeit  $v_M$  und Fahrgeschwindigkeit  $v_F$  des Schleppers angegeben [7]. Dieses Verhältnis soll nach bisherigen Beobachtungen in der Praxis größer als 1 sein.

Da sich mit Hilfe dieses Verhältnisses die Meßergebnisse der Mähwerke mit dem üblichen Schubkurbelgetriebe, aber verschiedenem Messerhub usw. leichter miteinander vergleichen lassen als bei Angabe der Messerdoppelhübe je Meter Fahrweg, wird bei diesen Mähwerksuntersuchungen jeweils die Schnittverhältniszahl  $\kappa$  angegeben, die sich als dimensionslose Zahl wie folgt berechnet:

$$\kappa = \frac{v_M}{v_F} = \frac{2 s_0 n}{v_F 60}, \quad (7)$$

worin  $v_M$  die mittlere Messergeschwindigkeit,  $v_F$  die Schlepperrahrgeschwindigkeit,  $s_0$  den Messerhub in m und  $n$  die Kurbeldrehzahl bedeuten.

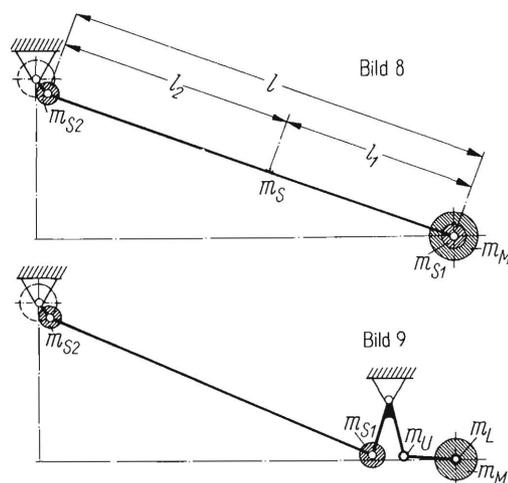
#### 6. Massen- und Hubverhältnisse in verschiedenen Mähwerken

In **Bild 8** ist die Verteilung der zu bewegenden Massen des einfachen Mähwerkes schematisch dargestellt. Die eingezeichneten Flächen entsprechen etwa der Größe der Massen, und zwar  $m_M$  der Messermasse,  $m_{S1}$  dem von der Schubstangenmasse  $m_S$  herührenden, am Messerkopf hin- und hergehenden Massenanteil und  $m_{S2}$  dem im Kurbelzapfen um die Kurbelwelle rotierenden Anteil der Schubstangenmasse. Diese Anteile lassen sich mit Hilfe der Schubstangen-Schwerpunktabstände  $l_1$  und  $l_2$  nach dem Hebelgesetz aus der Schubstangenmasse  $m_S$  berechnen [19]. Es ist

$$m_{S1} = \frac{l_2}{l} m_S \quad \text{und} \quad m_{S2} = \frac{l_1}{l} m_S \quad (8)$$

Der hin- und hergehende Schubstangenmassenanteil  $m_{S1}$  liegt bei den meisten Mähwerken in der Größenordnung von etwa 40% der Messermasse. Dieser Massenanteil darf also z. B. bei der Betrachtung der Schubstangenkraft am oberen Schubstangenende keinesfalls vernachlässigt werden.

Ebenso darf bei einem Mähwerk mit Umlenkung der Einfluß der Masse des Umlenkhebels mit den Messerkopfflaschen – wie er bei größeren Einfallswinkeln der Schubstange häufig angebaut wird – auf die Schubstangenkraft nicht unberücksichtigt bleiben. Beim Einschalten einer Umlenkung zwischen Schubstange und Messerkopf kommen zu den in **Bild 8** bereits eingezeichneten Massen die in **Bild 9** zusätzlich eingetragenen Massen  $m_U$  (der auf das bewegte Hebelende reduzierte, schwingende



**Bild 8.** Reduzierte Massen im geschränkten Schubkurbelgetriebe ohne Umlenkung der Schubstangenkraft am Messerkopf.

**Bild 9.** Reduzierte Massen im geschränkten Schubkurbelgetriebe mit Umlenkung.

Anteil der Umlenkungshebelmasse) und praktisch die gesamte Masse  $m_L$  der Messerkopfflaschen dazu. Diese Summe der beiden zusätzlich zu bewegendenden Massen liegt meist in der Größenordnung von etwa 25% der Messermasse.

Für ein Mähwerk ohne Umlenkung kann man den Messerhub  $s_0$  nach folgender Formel berechnen:

$$s_0 = \sqrt{(l+r)^2 - a^2} - \sqrt{(l-r)^2 - a^2} \quad (9)$$

Bei den üblichen Mähwerken ist der Messerhub infolge der Schränkung um etwa 8% größer als der doppelte Kurbelradius  $r$ . Wird zwischen Schubstange und Messer ein Umlenkhebel eingeschaltet, so wird der Hub gegenüber dem einfachen Schubkurbelgetriebe kleiner. Die Umlenkung kann man sich in großer Annäherung durch eine Rolle ersetzt denken, so daß der Hub etwa gleich dem doppelten Kurbelradius und nicht wie beim einfachen, geschränkten Schubkurbelgetriebe vergrößert ist. Die Massenkraft des Messers verkleinert sich beim Antrieb mit Umlenkung gegenüber dem normal geschränkten Mähwerk etwa proportional dieser Hubverkleinerung. Für ein geschränktes Mähwerk mit Umlenkung kann der zeitliche Verlauf der Messermassenkraft in Annäherung wie für ein ungeschränktes Schubkurbelgetriebe [17] berechnet werden.

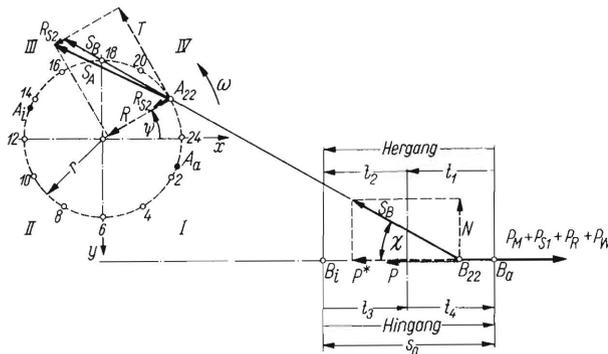


Bild 10. Kräfte am geschränkten linkslaufenden Schubkurbelgetriebe eines Anbaumähwerkes.

Das Massenträgheitsmoment der Pleuellenscheibe kann man entweder berechnen oder experimentell ermitteln. Für eine kreisrunde, glatte Scheibe vom Durchmesser  $d$ , der Höhe  $h$  und dem spezifischen Gewicht  $\gamma$  ist das Massenträgheitsmoment [20]:

$$\theta = \frac{\pi}{32} d^4 h \frac{\gamma}{g} \quad [\text{kg cm s}^2] \quad (10)$$

Für ausgeführte Pleuellenscheiben, die eine komplizierte Form haben, wird das Massenträgheitsmoment am einfachsten experimentell ermitteln. Hierfür hängt man den Körper symmetrisch zur senkrecht stehenden Drehachse an zwei langen Fäden auf. Dann versetzt man die Pleuellenscheibe um ihre Drehachse in Schwingungen und mißt die Schwingungsdauer  $T$  für eine volle Hin- und Herdrehung, z. B. durch Abstoppen von 100 Schwingungen. Das Trägheitsmoment der Pleuellenscheibe ist dann [21]:

$$\theta = \frac{G e^2}{l} \frac{T^2}{4 \pi^2} \quad [\text{kg cm s}^2], \quad (11)$$

wobei  $G$  das Gewicht der Pleuellenscheibe,  $2e$  der Fadenabstand und  $l$  die Fadenlänge ist.

## 7. Kraftvektoren im Anbaumähwerk

Den Zusammenhang der im Anbaumähwerk wirkenden Kräfte soll Bild 10 veranschaulichen, in dem zum Unterschied von Bild 1 und 2 ein (in Fahrtrichtung gesehen) linkslaufendes Mähwerk gezeigt ist. In der eingezeichneten Lage AB der Schubstange, zu welcher der Kurbelwinkel  $\psi$  und der Einfallswinkel  $\chi$  gehören, wirkt am Messerkopf infolge von Massenkraften des Messers und der Schubstange, sowie infolge der Schnittkräfte und Reibung in der Messerführung die Schubstangenkraft  $S$ . Diese Kraft  $S$  kann in die Horizontalkraft  $P^*$  und die Vertikalkraft  $N$  zerlegt werden. Die Horizontalkraft  $P^*$  setzt sich – je nach der Bewegungsrichtung und Lage des Messers als Summe oder Differenz – zusammen aus der Reaktionskraft  $P_M$  der Massenkraft des Messers

$$P_M = m_M b \quad 2), \quad (4)$$

der anteiligen Massenkraft  $P_{S1}$  der auf den Messerkopf reduzierten Schubstangenmasse

$$P_{S1} = m_{S1} b, \quad (12)$$

der Reibungskraft  $P_R$  in der Messerführung

$$P_R = \mu N = \mu P^* \operatorname{tg} \chi \quad (13)$$

und dem Schnittwiderstand  $P_W$ , womit sich ergibt:

$$P^* = P_M + P_{S1} \pm P_R \pm P_W. \quad (14)$$

Die von der reduzierten Schubstangenmasse  $m_{S1}$  herrührende horizontale Massenkraft  $P_{S1}$  wird jedoch bei der auf dem Messerkopf gemessenen Messerkopfkraft  $P$  nicht mit erfaßt. Diese Messerkopfkraft ist

$$P = P^* - P_{S1} = P_M \pm P_R \pm P_W \quad (15)$$

Die am Messerkopf wirkende Schubstangenkraft  $S_B$  kann mit Hilfe des  $\cos \chi$ , der sich im Betrieb nur um etwa  $\pm 2\%$  ändert, aus der Kraft  $P^*$  errechnet werden:

$$S_B = \frac{P^*}{\cos \chi} \quad (16)$$

Der von der Schubstangenmasse herrührende rotierende Anteil  $m_{S2}$  hat im Pleuellenscheibenzapfen die Radialkraft

$$R_{S2} = m_{S2} r \omega^2 \quad (17)$$

zur Folge. In tangentialer Richtung ist (vorausgesetzt konstante Winkelgeschwindigkeit) der rotierende Schubstangenanteil  $m_{S2}$  ohne Wirkung auf den Pleuellenscheibenzapfen.

Addiert man die Kräfte  $S_B$  und  $R_{S2}$  vektoriell, so bekommt man die resultierende Kraft  $S_A$ , die am

2) Bei Linkslauf, wie im vorliegenden Fall, bekommt in der Gleichung (3) für die Messerbeschleunigung das letzte Glied in der Klammer ein negatives Vorzeichen.

oberen Schubstangenende wirkt. Die Kraft  $S_A$  läßt sich in die Radialkomponente  $R$  und die Tangentialkomponente  $T$  zerlegen. Die Radialkraft  $R$  wirkt auf das Gestell – ebenso wie die Normalkraft  $N$  in der Messerführung – und soll nicht weiter betrachtet werden, da darüber *Mewes* ausführlicher berichtet hat [22].

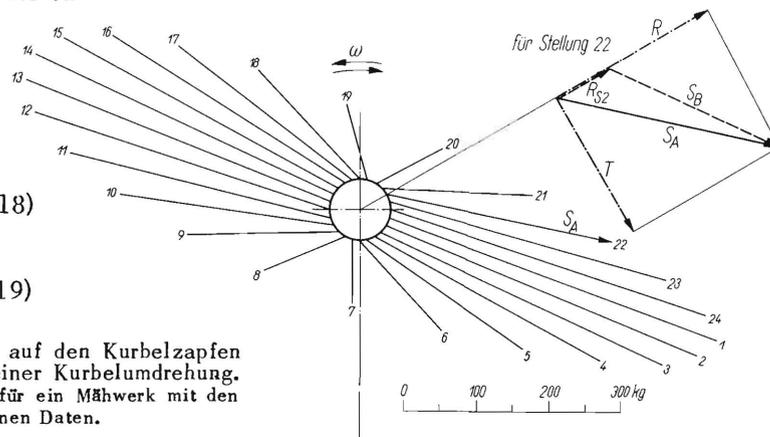
Das Antriebsdrehmoment in der Kurbelwelle ist dann

$$M = T r$$

$$= P * r \frac{\sin(\psi - \chi)}{\cos \chi} \quad \text{für Rechtslauf (18)}$$

$$= P * r \frac{\sin(\psi + \chi)}{\cos \chi} \quad \text{für Linkslauf. (19)}$$

**Bild 11.** Resultierende Kräfte  $S_A$  auf den Kurbelzapfen eines Anbaumähwerkes während einer Kurbelumdrehung. Vektoren- und Kräftemassstab gelten für ein Mähwerk mit den in Bild 3 bis 6 angegebenen Daten.



In **Bild 11** sind die  $S_A$ -Vektoren der Größe und Richtung nach, wie sie am Kurbelzapfen wirken, anschaulich dargestellt. Die damit zusammenhängenden Probleme hat *Stoppel* bereits im Jahre 1939 näher untersucht und darüber vorgetragen [14].

## Dynamische Messungen an Anbaumähwerken

Bei der meßtechnischen Ermittlung von inneren Zusammenhängen verschiedener mechanischer Größen in einem Anbaumähwerk müssen diese bei der Messung gleichzeitig erfaßt werden, weil die Möglichkeit besteht, daß sich von Kurbelumdrehung zu Kurbelumdrehung der Betriebszustand ändert. So wäre es z.B. für ausführliche Betriebsmessungen an Anbaumähwerken wünschenswert, etwa 8 bis 12 Meßgrößen gleichzeitig registrieren zu können. Das bedeutet aber einen großen Aufwand an Geräten und Bedienung, so daß man in der Praxis meistens versuchen wird, mit weniger Meßstellen gleichzeitig auszukommen. Bei den vorliegenden Untersuchungen konnten mit Rücksicht auf die vorhandenen, tragbaren Schleifenzillographen maximal 5 Größen gleichzeitig registriert werden. In besonderen Fällen wurden noch zusätzlich einzelne, einfache Vorgänge auf einem Registrierkanal überlagert. Infolge verhältnismäßig kleiner Unterschiede im zeitlichen Verlauf der mechanischen Größen in aufeinander folgenden Perioden war es jedoch (z.B. bei Leerlaufversuchen) vielfach möglich, verschiedene Größen in zeitlich nacheinander durchgeführten Versuchen zu messen und miteinander in Beziehung zu bringen. Für die einzelnen gleichzeitigen Messungen wurden jeweils drei bis vier Meßgrößen ausgewählt, so daß die gewünschten, wichtigsten Zusammenhänge richtig erfaßt werden konnten.

### 8. Meßverfahren

Für die Untersuchungen [3 bis 5] wurden elektrische Meßverfahren angewandt, da diese Verfahren für vielseitige Messungen am zweckmäßigsten sind. Einzelheiten über elektrische Messungen sind an vielen Stellen beschrieben [23 bis 25], so daß hier

nur kurz auf die besondere Anwendung bei diesen Untersuchungen eingegangen werden soll. Als besondere Vorteile der elektrischen Meßverfahren ist hier im Hinblick auf die durchgeführten Messungen ihre große Anpassungsfähigkeit hinsichtlich der Empfindlichkeit und der Geberform zu erwähnen, so daß für die Messungen meist kein Eingriff in die Konstruktion der untersuchten Maschinen vorgenommen werden mußte. Mit dem elektrischen Meßverfahren konnten die Meßwerte mehrerer dynamischer mechanischer Größen auf größere Entfernungen übertragen und gleichzeitig und phasenrichtig auf einem gemeinsamen Registrierstreifen aufgezeichnet werden. Außerdem erlauben sie Messungen mit praktisch jeder gewünschten zeitlichen Auflösung und ausreichender Genauigkeit in Bezug auf die Amplituden-, Frequenz- und Phasentreue.

### 9. Meßgeber

Für die Messung des Messerweges  $s$  wurde ein selbst gebauter induktiver Geber verwendet. Da dieser erst gegen Ende der Untersuchungen fertiggestellt werden konnte, wurden damit nur am Mähwerk mit Keilriemenantrieb Kontrollmessungen durchgeführt.

Für die Ermittlung der horizontalen Messerkopfkraft  $P$  wurde jeweils ein Dehnungsmeßstreifen verwendet, der – ohne jeden Eingriff in die Konstruktion – direkt auf der schrägen Rippe des Messerkopfes aufgeklebt und mit Kunstharz (*Desmocoll*) gegen äußere Einflüsse geschützt war. Eine solche Kraftmeßstelle mit dem Geber 1 und dem dazugehörigen Kompensationsgeber 2 ist in **Bild 12** zu sehen.

Zur Messung der Messerbeschleunigung  $b$  diente ein induktiver Beschleunigungsgeber (*Askania*).

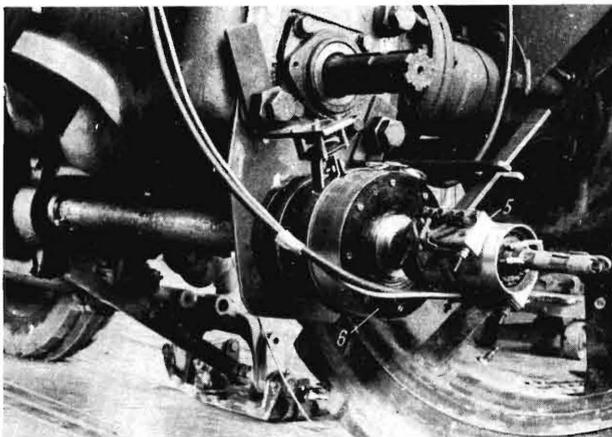


**Bild 12.** Messgeber am Versuchsmähwerk am Schlepper.  
1 Messerkopfkraftgeber  
2 dazugehöriger Kompensationsgeber  
3 Beschleunigungsgeber  
4 Schubstangenkraftgeber

Dieser Geber 3 ist in Bild 12 unmittelbar vor dem Messerkopf zu erkennen. Der Beschleunigungsgeber wog mit seiner Befestigung etwa 300 g. Dieses zusätzliche Gewicht von ungefähr 8% des Messergewichtes lag im Streubereich der Gewichte ausgeführter Mähmesser.

Die von Kraft- und Beschleunigungsgeber zum inneren Schuh des Mähbalkens führenden Meßkabel hielten bei richtiger Befestigung die rasch hin- und hergehende Bewegung des Mähmessers eine ausreichend lange Zeit aus. Zum Schutze dieser Geber wurde in den beiden ersten Fingerlücken nicht geschnitten, wie dies im normalen Betriebe meist auch geschieht. Der Kontakt für die Markierung der Messertotlage  $B_a$  saß in der Nähe des Messerkopfes auf dem Mähbalken. Dieser Kontakt schaltete nach jedem Messerdoppelhub in der äußeren Messertotlage kurzzeitig einen Meßstromkreis.

Die Schubstangenkraft  $S$  wurde meist auf dem oberen Lagerblech der Schubstange und zum Teil



**Bild 13.** Befestigung des Schleifringgerätes 5 und des Winkelgeschwindigkeitsgebers 6 beim Mähwerk mit Zahnradantrieb.

auf der Holzstange selbst gemessen. Dabei waren jeweils zwei Dehnungsmeßstreifen 4 in Bild 12 an beiden Seiten der Schubstange zur elektrischen Eliminierung von Biegespannungen hintereinander geschaltet.

Das Drehmoment in der Kurbelwelle wurde ohne Veränderung dieser Welle mit vier Dehnungsmeßstreifen (als Drehmomentgeber) gemessen, wobei die elastische Verdrehung der Welle ein Maß für das Drehmoment ist. Durch die zweckmäßige Anordnung der vier Dehnungsmeßstreifen wurden Biegedehnungen, die z. B. durch die einseitig angreifende Kurbelzapfenkraft in der Kurbelwelle auftreten, elektrisch eliminiert. Alle Dehnungsmeßstreifen waren durch einen Kunstharzüberzug geschützt. Der Drehmomentgeber für das Mähwerk mit Zahnradantrieb befand sich dauernd im Getriebeöl. Für die Aufbringung der vier Dehnungsmeßstreifen des Drehmomentgebers bei den Mähwerken mit Keilriemenantrieb waren die Keile der aus dem Getriebegehäuse herausragenden Zapfwelle von der Gehäusewand aus auf einer axialen Länge von etwa 20 mm bis auf den Nutgrund abgeschliffen worden. Dies hatte nur einen unbedeutenden Eingriff in die Elastizität der Zapfwelle zur Folge.

Für die Abnahme der Meßwerte von den rotierenden Drehmomentgebern dienten Schleifringgeräte eigener Herstellung. Bild 13 zeigt ein solches Schleifringgerät 5, das beim Mähwerk mit Zahnradantrieb auf einer durch das Schleppergetriebegehäuse herausgeführten hohlen Verlängerung der Mähwerkswelle befestigt war.

In Bild 14 sind die Schleifringgeräte 7 und 8, die zu den beiden Drehmomentmeßstellen auf der Mähwerkswelle und auf der Zapfwelle gehören, zu sehen. Beim Auswechseln der Keilriemenscheiben brauchte jeweils nur das Schleifringgerät, nicht aber der Drehmomentgeber abgenommen zu werden. Jedes Schleifringgerät enthielt außer den vier Silberringen zur Meßwertabnahme einen zusätzlichen Kontakt-ring, der während jeder Kurbelwellenumdrehung zur eventuellen Markierung der Wellenstellung bzw. zur Bestimmung der Drehzahl der Meßwelle zweimal Kontakt gab.

In Bild 14 ist am rechten Schleppertrieberrad auch der Radkontakt 9 zu sehen, mit dem in den Oszillogrammen der Fahrweg markiert werden konnte. Mittels dieser Marken konnte die Fahrgeschwindigkeit bei der Auswertung genügend genau ermittelt werden.

Die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  auf der Kurbelwelle wurde mit einem Winkelgeschwindigkeitsgeber eigener Herstellung erfaßt. Dieser auf der nach hinten verlängerten Mähwerkswelle montierte Meßgeber 6 ist in Bild 13 hinter dem Schleifringgerät 5 sichtbar.

Die Zeitmarken auf den Oszillogrammen wurden entweder von Zeitgebern, die in den Oszillographen eingebaut waren, oder von einer äußeren Kontaktuhr (Wetzer) gegeben.

### 10. Meß- und Registriergeräte

Für die Messung von Weg, Beschleunigung, Kraft und Drehmoment wurde ein Trägerfrequenzverstärker eigener Herstellung mit drei Meßkanälen und 5000 Hz-Trägerfrequenz verwendet. An diesen Meßverstärker können Ohm'sche oder induktive Geber angeschlossen werden. Der Winkelgeschwindigkeitsgeber steuerte eine Oszillographenschleife passender Empfindlichkeit ohne Verstärker aus.

Alle Meßwerte wurden mit Schleifenoszillographen in Abhängigkeit von der Zeit registriert. Für die meisten Serienmessungen wurde der T-Oszillograph (Siemens) eingesetzt. Zum Schluß der Untersuchungen konnte noch mit dem „Oszillogport“ (Siemens) registriert werden.

Die gesamte Meßanlage wurde aus einer bzw. für den Oszillogport aus zwei Batterien von 12 V und 75 Ah gespeist. Somit war die ganze Anlage netzunabhängig und voll transportabel.

### 11. Meßgenauigkeit

Die elektrische Meßeinrichtung mit den Meßgebern wurde während der über längere Zeit sich erstreckenden Untersuchungen mehrmals geeicht. Außerdem wurde die elektrische Verstärkung der Meßgeräte durch häufige Einschaltung eines elektrischen Eichwertes während der Messungen laufend überwacht. Für Meßfrequenzen unter 100 Hz galten für alle Meßgrößen lineare Eichkurven. Manche Meßgrößen wurden bis 600 Hz richtig wiedergegeben, bei anderen machten sich dann zum Teil Amplituden- oder Phasenveränderungen gegenüber ihrem wahren Verlauf bemerkbar.

Die verwendeten Oszillographen-Meßschleifen hatten bis etwa 400 ... 600 Hz (je nach Meßschleife) einen linearen Amplituden-Frequenzgang. Ihre Meßunsicherheit ist hauptsächlich nur durch die Ablesegenauigkeit in den Oszillogrammen bedingt und somit sehr klein. Mit dem Trägerfrequenzverstärker können Frequenzen von Null (statische Werte) bis etwa 800 Hz gemessen werden. Die Meßunsicherheit beträgt  $\pm 3\%$  des Sollwertes. Die gesamte Meßgenauigkeit wurde in der Hauptsache durch die Eichgenauigkeit der Meßgeber bei der Eichung und durch das Verhalten der Geber bei höheren Frequenzen bestimmt.

Der Messerweg konnte mit dem Weggeber bei allen vorkommenden Frequenzen mit einer Meßunsicherheit von etwa  $\pm 3\%$  des wirklichen Weges erfaßt werden. Die äußere Messertotlage ließ sich durch Kontakte mit einer Unsicherheit von etwa

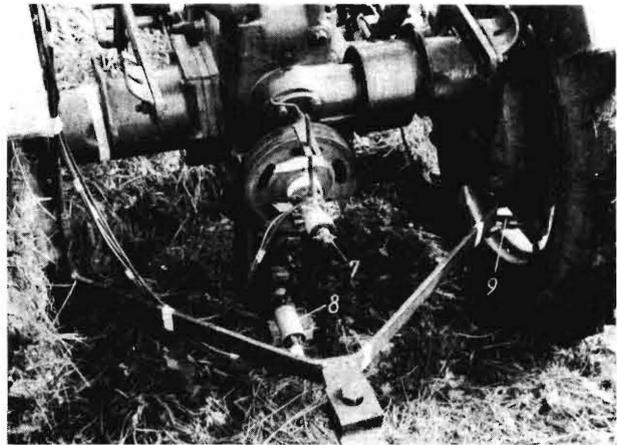


Bild 14. Schleifringgeräte 7 und 8 sowie Radkontakt 9 zum Markieren des Fahrweges bzw. der Fahrgeschwindigkeit beim Mähwerk mit Keilriemenantrieb.

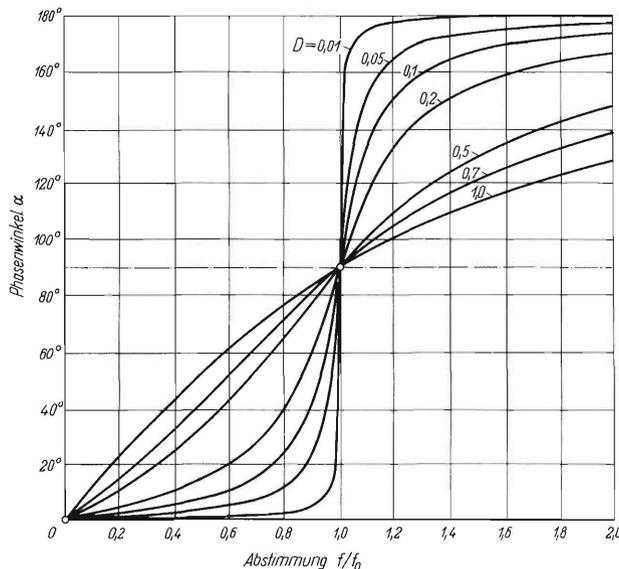
$\pm 1\%$  markieren. Wie durch Leerlaufversuche nachgewiesen wurde, lag in den Oszillogrammen die Markierung der inneren Messertotlage mit einer Toleranz von nur etwa  $\pm 1\%$  in der Mitte zwischen zwei aufeinanderfolgenden äußeren Totlagen.

Bei der Messung der Messerbeschleunigung betrug im Frequenzbereich unterhalb 100 Hz die Meßunsicherheit ungefähr  $\pm 10\%$  des Sollwertes. Sie war hauptsächlich durch die Ungenauigkeit der Eichung bedingt, da der Geber nur bei kleinen Beschleunigungen von  $b = 15g$  auf einem einfachen Rütteltisch geeicht werden konnte.

Einige Verzerrungen im gemessenen Beschleunigungsverlauf, die durch das Verhalten des verwendeten Beschleunigungsgebers (mit einer Eigenfrequenz von 435 Hz) bei der Wiedergabe von höheren Oberwellen (von über 100 Hz) bedingt waren, konnten bei der Auswertung zum Teil korrigiert werden.

Der verwendete Beschleunigungsgeber enthält als Meßsystem ein mechanisches Schwingungssystem mit Feder, Masse und Dämpfung. In diesem System ist sowohl die Amplitude der schwingenden Masse als auch der Phasenwinkel zwischen der Schwingungserregung (Meßwert) und der Bewegung der Masse (Anzeige) von der Abstimmung  $f/f_0$  (d. i. das Verhältnis der Meßfrequenz  $f$  zur Eigenfrequenz  $f_0$  des Gebers) und von der Dämpfung im Geber abhängig. Besonders ausgeprägt sind diese Abhängigkeiten – der sogenannte Amplituden-Frequenzgang und der Phasen-Frequenzgang – im Bereich der Abstimmung  $f/f_0 = 1$ , d. h., wenn die Meßfrequenz die Größenordnung der Eigenfrequenz erreicht, was bei den vorliegenden Messungen der Fall war.

Die Amplituden der hohen Oberwellen im gemessenen Beschleunigungsverlauf wurden nicht korrigiert, weil der Amplituden-Frequenzgang des verwendeten Beschleunigungsgebers nicht bekannt war und auch nicht ermittelt werden konnte. Für seine experimentelle Ermittlung stand kein passender



**Bild 15.** Phasenwinkel  $\alpha$  zwischen Erregung und Aufzeichnung in Abhängigkeit von der Abstimmung  $f/f_0$  (nach Lehr).

Der verwendete Beschleunigungsgeber hatte eine Dämpfung von  $D \approx 0,5$  und eine Eigenfrequenz von  $f_0 = 435$  Hz.

Rütteltisch zur Verfügung und für eine theoretische Berechnung war die Größe der Dämpfung des Gebers nicht genau genug bekannt. Deshalb blieb bei der Auswertung des Beschleunigungsschriebes eine gewisse Amplitudenverzerrung unberücksichtigt.

Dagegen konnten Phasenverzerrungen im Beschleunigungsschrieb, die durch Phasenverschiebungen der hohen Oberwellen bedingt waren, auf nachfolgende Weise korrigiert werden. In **Bild 15** ist nach Lehr [2, 26] für den Beschleunigungsgeber der Phasenwinkel  $\alpha$  zwischen der Erregung und der Aufzeichnung über der Abstimmung  $f/f_0$  für verschiedene Dämpfungswerte  $D$  aufgetragen. Der verwendete Beschleunigungsgeber hatte nach Angaben des Herstellers eine Dämpfung von etwa  $D = 0,5$  und eine Eigenfrequenz von  $f_0 = 435$  Hz. Wird dieser Beschleunigungsgeber im Abstimmungsbereich  $f/f_0 = 0$  bis  $0,2$  betrieben (wie es normalerweise sein sollte), so ergibt sich ein Phasenfehler von maximal etwa  $10^\circ$ , was im allgemeinen vernachlässigbar ist. Bei einer höchsten gemessenen Frequenz von  $f = 600$  Hz beträgt aber die Abstimmung etwa  $f/f_0 = 1,4$ . Dafür ist nach **Bild 15** die Phasenverschiebung zwischen der Erregung und der Aufzeichnung  $\alpha = 120^\circ$ , d. h. also  $1/3$  der Periodendauer dieser Oberwellenfrequenz. Dies ist nicht mehr vernachlässigbar, und deshalb müssen in den Beschleunigungskurven, die mit diesem Geber gewonnen wurden, die Phasenlagen der höheren Frequenzen gegebenenfalls korrigiert werden. Da die Aufzeichnung der Oberwellen dem eigentlichen Schwingungsvorgang nachhinkt, so müssen die Phasenlagen der Oberwellen gegenüber der Grundwelle in den Oszillogrammen entsprechend der Größe von  $\alpha$  nach links verschoben werden, um einen phasenrichtigen Beschleunigungsverlauf zu bekommen.

Für eine verzerrungsfreie Aufzeichnung des Beschleunigungsverlaufes bei den vorliegenden Messungen hätte der Beschleunigungsgeber eine Eigenfrequenz von etwa  $3000$  Hz haben müssen. Ein solcher Geber stand bisher noch nicht zur Verfügung.

Bei der Messung der Messerkopfkraft war die Meßunsicherheit hauptsächlich durch eine kleine Abhängigkeit der Empfindlichkeit des Kraftgebers vom Schubstangeneinfallswinkel bedingt. Wegen der komplizierten Form des Messerkopfes änderte sich die Spannungsverteilung auf der schrägen Rippe des Messerkopfes – auf die der Dehnungsmeßstreifen als Kraftgeber aufgeklebt war – in Abhängigkeit der Lage des Messers im Mähbalken und der dazugehörigen Schubstangenrichtung. Der Einfallswinkel der Schubstange variiert beim Betrieb des Mähwerkes normalerweise im Bereich von  $19^\circ$  bis  $25^\circ$ . Die Empfindlichkeit des Kraftgebers war daher nicht vollkommen konstant. Trotz dieses kleinen Nachteils wurde aber wegen anderer wesentlicher Vorteile (vor allem kein Eingriff in die Konstruktion) diese Meßstelle am Messerkopf bei allen Messungen der horizontalen Messerkopfkraft benutzt. Die Meßunsicherheit der Kraftmessungen kann mit etwa  $\pm 10\%$  des Sollwertes angegeben werden. Die für Registrierung der Kraft verwendete Oszillographen-Meßschleife hatte bis etwa  $400$  Hz keine Frequenzabhängigkeit und darüber bis etwa  $600$  Hz nur eine geringe Abnahme ihrer Empfindlichkeit. Die Meßunsicherheit der Schubstangenkraft betrug im allgemeinen etwa  $\pm 5\%$  des Sollwertes.

Die Drehmomente konnten bis  $300$  Hz mit einer Unsicherheit von etwa  $\pm 5\%$  des Sollwertes gemessen werden. Die Empfindlichkeit der hierbei verwendeten Oszillographen-Meßschleifen nahmen bis  $400$  Hz um etwa  $10\%$  ab, d. h., die Meßwerte wurden dann um  $10\%$  zu klein wiedergegeben.

Der Geber für die Winkelgeschwindigkeit gab die Grundwelle – die der Tourenzahl der Meßwelle entsprach – amplitudenrichtig wieder. An Oberwellen gestattete er wegen seines Aufbaues nur die Messung bis zur 10ten Harmonischen, d. h. Frequenzen bis zum 10fachen der Grundwelle. Die Amplituden von Harmonischen höherer Ordnung wurden unterdrückt, also nicht mehr wiedergegeben. Die Meßunsicherheit der Winkelgeschwindigkeitsmessung war in der Hauptsache durch die Eigenschaften der verwendeten Oszillographen-Meßschleifen bestimmt.

Beim Vergleich derselben Meßgrößen zweier aufeinander folgender Versuche (z. B. Kraft oder Drehmoment im Leerlauf und beim Mähen) ist die relative Genauigkeit größer als sie den soeben angegebenen absoluten Werten der Meßunsicherheit entspricht. Unkontrollierbare Wärmeeinflüsse bei verschiedenen Meßgebern (besonders beim Kraftgeber) konnten

allerdings Nullpunktsverschiebungen verursachen, die das Verhältnis der positiven zu den negativen Amplituden gelegentlich um einige Prozent verfälschten. Diese möglichen Fehler fallen aber heraus, wenn von einer Meßgröße die Werte zwischen den positiven und negativen Spitzen (und nicht die positiven bzw. negativen Amplituden für sich allein) betrachtet werden.

Wie bei der Besprechung der Meßergebnisse [3 bis 5] gezeigt wird, weichen die Meßwerte oft erheblich von den unter bestimmten Voraussetzungen gerechneten Werten ab. Nach dem Vorstehenden ist die Meßunsicherheit von einer wesentlich kleineren Größenordnung, so daß diese gemessenen Abweichungen keinesfalls von Einflüssen der Meßeinrichtung herrühren können.

## 12. Versuchstechnik

Bei den ersten Probemessungen befand sich die Meßeinrichtung auf einem besonderen Meßgestell in einem VW-Bus. Während des Versuches fuhr dieser Meßwagen neben dem Versuchsschlepper einher, wie dies in **Bild 16** zu sehen ist.



**Bild 16.** Bei den Probemessungen an einem Anbaumähwerk fuhr ein VW-Bus mit den elektrischen Registriergeräten neben dem Schlepper her.

Im Jahr darauf, in dem die eigentlichen Versuche durchgeführt wurden, herrschte so feuchtes und regnerisches Wetter, daß die Versuchswiesen für den VW-Bus meist gar nicht befahrbar waren. Auf jeden Fall bestand die große Gefahr, daß der Bus stecken blieb und die 10 m langen Meßkabel zwischen Schlepper und Bus rissen, was eine arge Störung für die Messung bedeutet hätte. Es wurde deshalb die Meßeinrichtung auf einen verhältnismäßig leichten Anhänger (*Westfalia*) gesetzt und dieser direkt hinter den Versuchsschlepper angehängt (**Bild 17**). Die zusätzliche Zugbelastung hatte allerdings den Nachteil, daß der Schleppermotor beim Mähen in schnelleren Gängen mitunter zu stark belastet wurde und seine Drehzahl verhältnismäßig stark abfiel, was leider in Kauf genommen werden mußte. Manchmal blieb sogar der Versuchsschlepper mit dem Anhänger auf der nassen Versuchswiese stecken.

Ein weiterer Vorteil der Ankopplung des Anhängers an den Versuchsschlepper bestand darin, daß für die Messungen auf der Wiese nur zwei Versuchspersonen nötig waren. Die Möglichkeit, während der Versuche den Meßwagen stehen zu lassen und längere Meßkabel zum fahrenden Schlepper nachschleifen zu lassen, wurde bei diesen Versuchen nicht angewendet. Die drahtlose Übertragung von mehreren Meßwerten vom Versuchsschlepper zum Meßwagen hätte zu viel Aufwand erfordert.

Bei den Versuchen wurden mehrere Mähwerke mit verschiedenen Schleppern betrieben. Wegen der Verschiedenheit der Ausführung der Mähwerke lassen sich die an den untersuchten Mähwerken gewonnenen Ergebnisse nicht ohne weiteres miteinander vergleichen. Für eine eindeutige Gegenüberstellung der Ergebnisse wäre zu empfehlen, einige Messungen an einem besonderen Mähwerk mit austauschbarem Antrieb, z. B. über Zahnräder, Keilriemen usw., durchzuführen.

Für die Messungen wurden die Messerführung und die Druckdaumen an den Mähbalken so eingestellt, daß sich das Messer in der normalen Weise leicht bewegen ließ und im Betrieb nicht erwärmte. Verunreinigungen (z. B. durch Sand, Untergras usw.) zwischen Messer und Mähbalken waren während der Messungen beim Mähen kaum vorgekommen. Die Mähmesser wurden vor jedem Versuch geölt, um möglichst immer gleiche Ausgangsbedingungen zu haben. Die Leerlaufversuche wurden vor jedem Mähversuch im Stande gemacht, wobei der Mähbalken auf der Wiese auflag. Vergleichsweise wurden auch Leerlaufversuche in der Schwadstellung des Mähbalkens und während der Fahrt, sowie bei der Auflage des Balkens auf Steinfußboden mit einer Kokosmatte als Unterlage durchgeführt. Diese Vergleichsmessungen ergaben aber keine grundlegenden Unterschiede, so daß sie nicht besonders erörtert werden müssen.

Eine ausgesprochene Versuchswiese mit einem einheitlichen Grasbestand, auf der die einzelnen



**Bild 17.** Bei den eigentlichen Versuchen mit verschiedenen Anbaumähwerken wurde ein Anhänger mit den Messgeräten unmittelbar von dem Versuchsschlepper mitgeführt.

Variationen der Mähwerke in beliebigen Zeitabständen beim Mähen von kleinen Grasflächen hätten untersucht werden können, stand leider nicht zur Verfügung. Deshalb enthalten die Ergebnisse gewisse Einflüsse des Grasbestandes. Mit dem Versuchsmesser wurden jeweils nur die für die Versuche unbedingt nötige Wiesenfläche abgemäht, so daß die Schärfe der Klingen wegen der Kürze des Einsatzes etwa immer der Schärfe von neuen Messerklingen entsprach. Der etwa verbleibende Rest der Wiesen wurde jeweils mit einem anderen Mähmesser oder mit einem anderen Anbaumähwerk abgemäht. Es mußte leider in Kauf genommen werden, daß von Versuch zu Versuch nicht nur das Wetter, sondern auch der Charakter der Wiese verschieden waren. Wegen des zu großen Aufwandes konnten diese unterschiedlichen Versuchsbedingungen nicht durch systematische Wiederholungen ausgeschaltet werden. Über die Versuchsergebnisse wird in [3 bis 5] eingehend berichtet.

\*

#### Schrifttum

- [1] *Biezeno, C. B.*, und *R. Grammel*: Technische Dynamik. 2. Aufl. Berlin: Springer 1953.
- [2] *Lehr, Ernst*: Schwingungstechnik. Bd. 2. Schwingungen eingliedriger Systeme mit stetiger Energiezufuhr. Berlin: Springer 1934.
- [3] *Thiel, Roman*: Kräfte und Drehmomente im Schleppermähwerk mit Zahnradantrieb. (In diesem Heft)
- [4] *Thiel, Roman*: Kräfte und Drehmomente im Schleppermähwerk mit Keilriemenantrieb. (In diesem Heft)
- [5] *Thiel, Roman*: Spitzenkräfte in keilriemengetriebenen Schleppermähwerken bei verschiedenen Betriebszuständen und Störungen. (In diesem Heft)
- [6] *Kermann*: Der gegenwärtige Stand des Mähmaschinenbetriebes durch Einbaumotor. Techn. i. d. Landw. 14 (1933) 150/152.
- [7] *Vutz, Wilhelm*: Einiges über amerikanische Schleppermäher: Techn. i. d. Landw. 14 (1933) 152/154.
- [8] *Kloth, W.*, und *A. Göttmann*: Untersuchungen über den Schneidvorgang beim Gras- und Getreidemähen. Techn. i. d. Landw. 14 (1933) 114/120.
- [9] *Göttmann, Adolf*: Untersuchungen über den Schneidvorgang beim Gras- und Getreidemähen. Diss. T. H. Berlin - Charlottenburg 1933.
- [10] *Veit, Theo*: Messungen über den Kraftverlauf und den mittleren Leistungsbedarf bei Grasschnitt mit verschiedenen Schneidwerken. Diss. T. H. Stuttgart 1933.
- [11] *Stoppel, Theodor*: Der Energiefluss im Zapfwellenbinder. Techn. i. d. Landw. 13 (1932) S. 89, Bild 18 und S. 90, Bild 19 und Zahlentafel 3.
- [12] *Kloth, W.*, und *Th. Stoppel*: Kräfte, Beanspruchungen und Sicherheiten in den Landmaschinen. VDI-Z. 80 (1936) S. 86, Bild 5 und 6, sowie S. 88, Bild 12 bis 15.
- [13] *Stoppel, Theodor*: Kräfte und Beanspruchungen in Bindemähern. In: 4. Konstrukteur-Kursus. Berlin, Beuth 1938 (RKTL-Schriften Heft 88) S. 23, 17 bis 24.
- [14] *Stoppel, Theodor*: Untersuchungen am Schneidwerk von Mähmaschinen. Vortrag auf der 6. Konstrukteur-Tagung Berlin 1939.
- [15] *Rasspe, Günther*: Untersuchungen an Schleppermähwerken. Diss. T. H. Stuttgart 1955.
- [16] *Elfes, L. W.*: Design and Development of a High-Speed Mover. Agricult. Engng. 35 (1954) 147/153.
- [17] „Hütte“. Des Ingenieurs Taschenbuch. II. Band. 27. Aufl. insbes. S. 108. (Die dort angegebene Formel für  $x$  enthält einen Druckfehler.) Berlin: Ernst u. Sohn 1949.
- [18] *Nachtweh, Alwin*: Beiträge zur Kenntnis, Theorie und Beurteilung der Mähmaschinen. Diss. T. H. Braunschweig. 1903. (s. a. Landw. Jb. 32 (1903) 655/772).
- [19] *Lehr, Ernst*: Schwingungstechnik, Bd. 1. Berlin: Springer 1934, insbesondere S. 118.
- [20] *Lehr, Ernst*: Schwingungstechnik, Bd. 1. Berlin: Springer 1934, insbesondere S. 89.
- [21] *Heyde, Heinrich*: Mechanik für Ingenieure. Bd. 1. 4. Aufl. Leipzig: Hirzel 1955, insbes. s. 284.
- [22] *Mewes, Ernst*: Massenkräfte in Landmaschinen und ihr Ausgleich. In: Grundlagen d. Landtechn. H. 6, Düsseldorf 1955, S. 116 bis 133.
- [23] *Pflieger, Paul M.*: Elektrische Messung mechanischer Größen. 2. Aufl. Berlin: Springer 1943.
- [24] *Thiel, Roman*: Messen dynamischer Vorgänge in Getrieben. VDI-Z. 99 (1957) Nr. 6, S. 231/37. (Darin zahlreiche Schrifttumsangaben).
- [25] *Thiel, Roman*: Zur Praxis der dynamischen Dehnungsmessung I, II, III. Arch. Techn. Messen - Blätter J 135 - 1, 2, 3 (1953). (Darin zahlreiche Schrifttumsangaben)
- [26] *Schulz, R.*: Grundlagen für die Berechnung von Schwingungsmessgeräten und für die Beurteilung ihrer Anzeige. Askania-Werk 11 (1953) 17/23.

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