

Kräfte und Drehmomente im Schleppermähwerk mit Zahnradantrieb

Von Roman Thiel

1. Das untersuchte Mähwerk
2. Die aufgenommenen Diagramme
3. Leerlaufversuche
4. Reibung in der Messerführung
5. Schnittkräfte beim normalen Mähwerk
6. Mähwerk mit Umlenkung
7. Mähwerk mit Umlenkung und vergrößertem Kurbelradius
8. Normales Mähwerk mit vergrößertem Kurbelradius
9. Zahlenwerte für P und M
10. Leistungsverbrauch

Die Kurbelwellen von Anbaumähwerken können unmittelbar vom Zahnradgetriebe der Schlepper oder elastisch über einen zwischen Zapfwelle und Kurbelwelle geschalteten Keilriementrieb angetrieben werden. Nachstehend wird über die Meßergebnisse von Untersuchungen an einem Schleppermähwerk mit starrem Antrieb über Zahnräder berichtet. Die theoretischen Grundlagen des Schubkurbelgetriebes sowie die angewandten Meßverfahren wurden bereits an anderer Stelle [1] behandelt.

1. Das untersuchte Mähwerk

Das Anbaumähwerk wurde von einem 15PS-Schlepper über ein linkslaufendes Schubkurbelgetriebe unmittelbar vom Zahnradgetriebe des Schleppers angetrieben; es hatte einen $4\frac{1}{2}'$ -Mittelschnittbalken, ein Messer mit 18 glatten Klingen und einer Teilung von 76,2mm, eine hölzerne Schubstange mit Kugellager auf der Kurbelzapfenseite und federnde Kugelkalotten auf der Messerkopfseite.

Tafel 1. Die Daten des untersuchten Mähwerkes

Kurbelradius	$r = 38,1 \text{ mm}$
Schubstangenlänge	$l = 810 \text{ ,,}$
Schwerpunktsabstand vom Messerkopf	$l_1 = 375 \text{ ,,}$
„ „ „ Kurbelzapfen	$l_2 = 435 \text{ ,,}$
Schränkung	$a = 310 \text{ mm}$
Schubstangenverhältnis	$\lambda = 0,0473$
Schränkungsverhältnis	$\beta = 0,384$
Messergewicht $G_M = 3,75 \text{ kg}$; Masse	$m_M = 0,0038 \text{ kg s}^2/\text{cm}$
Schubstangengewicht $G_S = 2,65 \text{ kg}$; Masse	$m_S = 0,0027 \text{ kg s}^2/\text{cm}$
red. Schubstangenmasse auf der Messerkopfseite	$m_{S1} = 0,00145 \text{ kg s}^2/\text{cm}$
„ „ Kurbelzapfenseite	$m_{S2} = 0,00125 \text{ kg s}^2/\text{cm}$
Massenträgheitsmoment der Kurbelscheibe	$\theta = 0,10 \text{ kg cm s}^2$
Drehzahl der Kurbelwelle i. M.	$n = 805 \text{ U/min}$
Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle i. M.	$\omega = 85 \text{ 1/s}$

Das Mähmesser wurde vor jedem Versuch geölt. Weitere Daten des Mähwerkes sind in **Tafel 1** zu finden. Die Drehzahl der Kurbelwelle war nicht bei allen Versuchen gleich groß. Besonders beim Mähen war die Drehzahl meistens kleiner als im Leerlauf; ihre Größe ist bei den Versuchen jeweils angegeben.

2. Die aufgenommenen Diagramme

Bild 1 zeigt die Wiedergabe eines Original-Oszillogrammes bei langsamem Papiervorschub, wie es beim Mähen von Rotschwengel erhalten wurde. In diesem Oszillogramm ist der Verlauf der Meßgrößen über eine längere Zeit zu verfolgen (bei den folgenden Diagrammen wurde mit einem größeren Papiervorschub gearbeitet). Die untere Kurve zeigt die horizontale Kraft P am Messerkopf, die mittlere Kurve die Beschleunigung b des Messers und die obere Kurve das Drehmoment M an der Kurbelwelle.

Die Messerkopfkraft pendelt ziemlich symmetrisch zur Nulllinie, während bei der Beschleunigung des Messers die negativen Werte größer als die positiven sind. Das Drehmoment in der Mähwerkschwelle schwankt auch fast symmetrisch zur Nulllinie, aber mit der doppelten Frequenz wie die Messerkraft. Durch den Schwärzungsunterschied über und unter der Nulllinie des Drehmomentendiagramms lassen sich bereits in diesem Bild Unterschiede in dem Verlauf der treibenden und rücktreibenden Drehmomente erkennen.

In diesem Oszillogramm sind auch die Anfahrverhältnisse von Schlepper und Mähwerk zu erkennen. Die kleinen Amplituden vor dem Anfahren rühren von Erschütterungen durch den bereits laufenden Schleppermotor her. Beim Einkuppeln des Getriebes läuft das Mähwerk sehr schnell an und braucht dazu nur etwas länger als die Zeit einer vollen Kurbelwellenumdrehung. Es treten beim Anlauf des Mähwerkes bei allen drei Meßgrößen keine Werte auf, die größer sind als die Spitzenwerte im normalen Betrieb.

Bei den folgenden Diagrammen wurde mit einem größeren Papiervorschub gearbeitet, um die Einzelheiten im Verlauf besser erkennen zu können. Die Oszillogramme werden in dem folgenden Bericht nicht im Original, sondern in Durchzeichnungen in

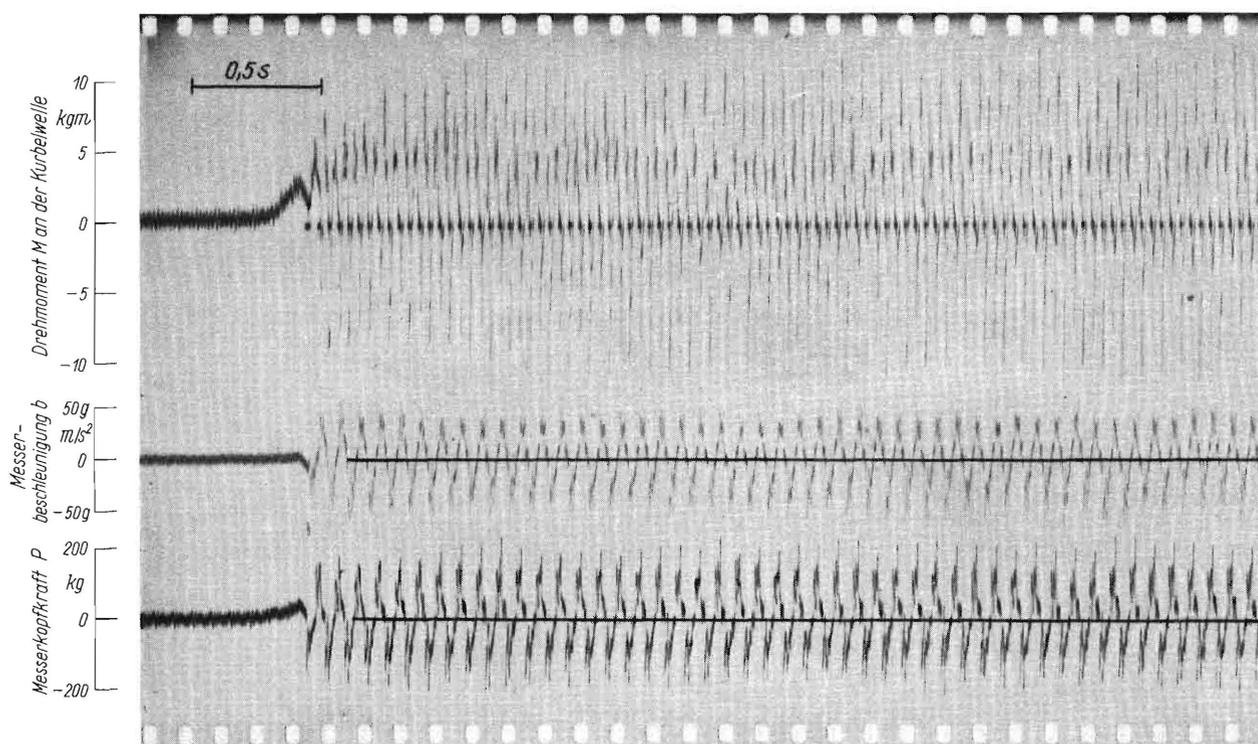


Bild 1. Oszillogramm in natürlicher Grösse von einem Mähwerk mit Zahnradantrieb.
Drehzahl der Kurbelwelle $n = 810$ U/min
Fahrgeschwindigkeit $v_F = 1,3$ m/s

Kombination mit anderen Betriebszuständen wiedergegeben, um bei der Auswertung Zusammenhänge besser aufdecken und aufzeigen zu können. Diese Anregung, wie auch die der photographischen Nachvergrößerung der Oszillogramme zum Zwecke einer genaueren Auswertung, gehen auf eine Anregung von *Stropfel*, für die ich an dieser Stelle danke, zurück. Die photographische Nachvergrößerung ermöglichte auch notwendige Entzerrungen in Ordinate- oder Abszissenrichtung, worüber im einzelnen noch berichtet wird, mit jeder gewünschten Genauigkeit.

In **Bild 2 bis 4** sind Nachzeichnungen dreier Oszillogramme mit erhöhter Papiergeschwindigkeit wiedergegeben, die den Verlauf der Meßgrößen b , P und M bei Leerlauf und beim Mähen von Rotschwengel bei Fahrgeschwindigkeiten von 0,9 und 1,3 m/s zeigen. Auf Grund einer auf dem oberen Oszillogrammrande mitgeschriebenen Schwingung von 500 Hz ist die Zeitangabe (1/10 s) in den Diagrammen eingetragen worden. Die Messertotlagen B_a und B_i konnten nicht gleichzeitig markiert werden, weil der Oszillograph nicht mehr Meßschleifen hatte. In besonderen Versuchen wurde mit einer der drei Meßschleifen die Messerstellung registriert und in die obigen Oszillogramme übertragen. Durch eine Unterbrechung der Nulllinie für den Drehmomentschrieb, die von dem auf der Kurbelwelle sitzenden Schleifringgerät gegeben wurde, wurde außerdem fortlaufend eine bestimmte Stellung der Kurbel in dem Oszillogramm markiert.

Im Verlauf der Grundwelle der Messerbeschleunigung b und der Messerkopfkraft P ist eine gute Übereinstimmung sowohl im Leerlauf als auch beim Mähen zu erkennen. Diese Übereinstimmung ist auch zwischen den einzelnen Perioden vorhanden. Den Grundwellen sind sehr viele Oberwellen überlagert, die in den Diagrammen für das Drehmoment M in der Kurbelwelle teils beträchtliche Amplituden haben. Deswegen besteht bei der Grundwelle in den Drehmomentdiagrammen von Periode zu Periode und zwischen Leerlauf und Mähen keine so gute Übereinstimmung wie bei den Meßgrößen b und P .

3. Leerlaufversuche

Die Leerlaufmessungen wurden im Stand durchgeführt, wobei der Mähbalken auf dem Boden auflag. In **Bild 5 bis 8** ist nun der im Leerlauf gemessene Verlauf von b , P , M und n einer Periode dem theoretischen Verlauf der für diesen Kurbeltrieb errechneten Massenwirkungen der Messer- und Schubstangenmassen bei konstanter Winkelgeschwindigkeit [1] gegenübergestellt. Zur leichteren Zuordnung der korrespondierenden Größen wurde auf der Abszissenachse die theoretische Kurbelkreiseinteilung aufgetragen (s. Bild 2 in [1]).

Die gemessene Messerkopfkraft P ist die Summe aus Massen- und Reibungskraft. Deshalb ist für ihren theoretischen Wert auch die entsprechende Summenkurve eingetragen. Das Drehmoment M wurde auf der 44 mm starken Mähwerkswelle, etwa 100 mm von der Kurbelscheibe entfernt, gemessen. Das

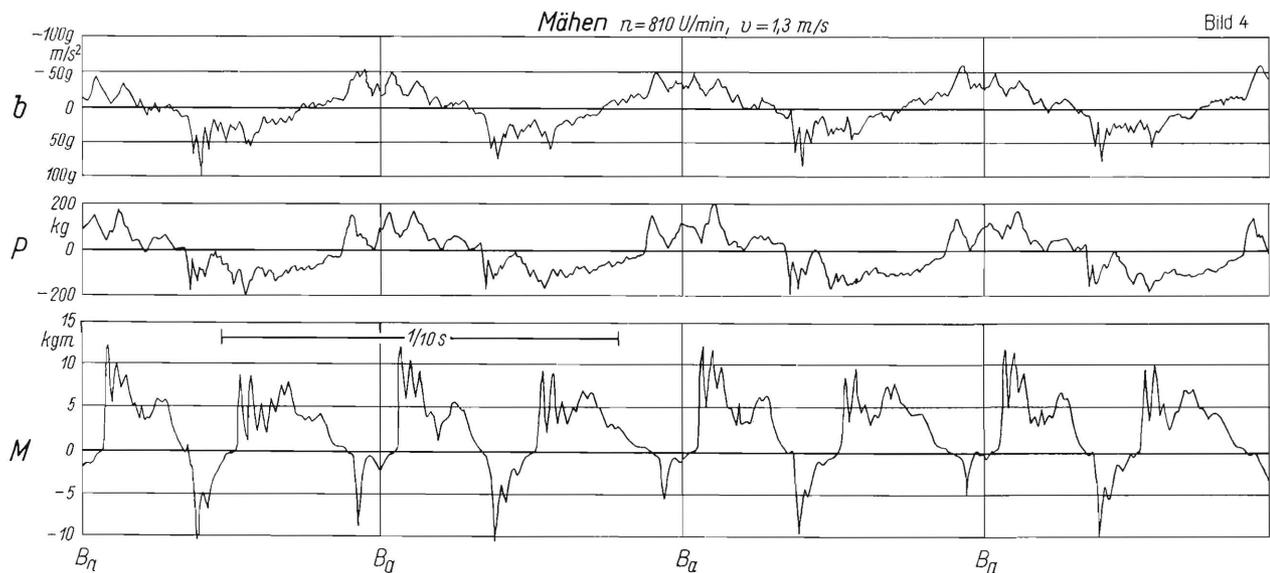
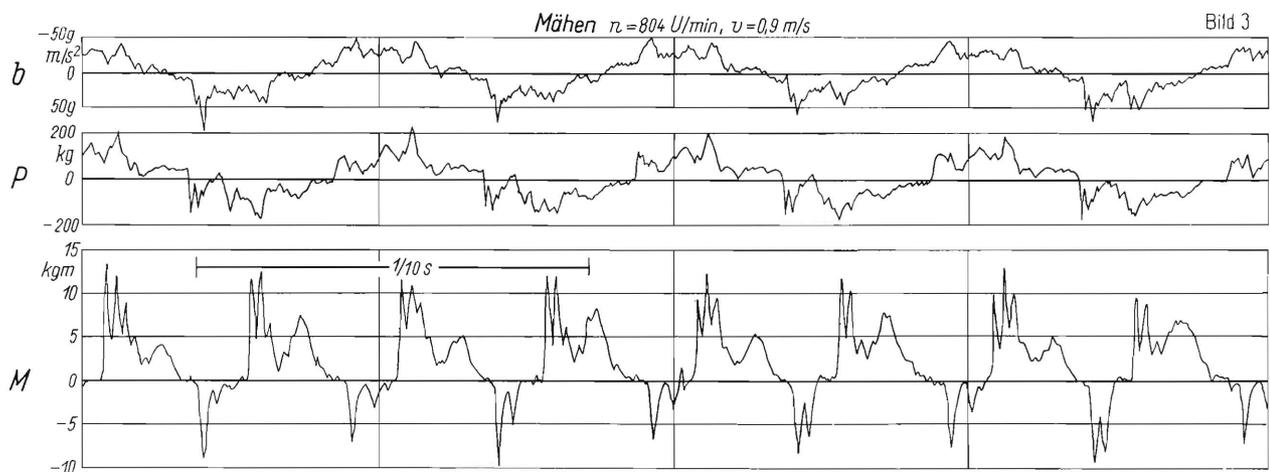
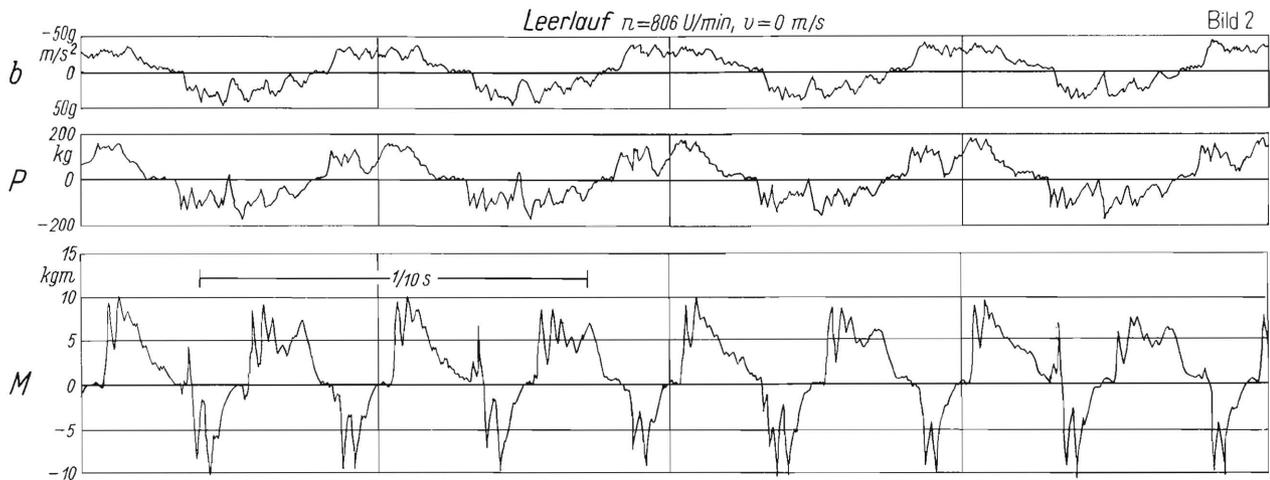


Bild 2 bis 4. Verlauf der Messerbeschleunigung b , der Messerkopfkraft P und des Drehmomentes M auf der Kurbelwelle im Leerlauf und beim Mähen, in Abhängigkeit von der Zeit aufgenommen.
Daten des Mähwerkes siehe Tafel 1

theoretische Drehmoment wurde vereinfacht nur als das für den Antrieb der Massen nötige Drehmoment ohne Berücksichtigung des Massenträgheitsmomentes der Kurbelscheibe ermittelt, weil die Messerreibung, die Verluste im Schubkurbelgetriebe und auch die Wirkung des Massenträgheitsmomentes der Kurbelscheibe nicht genau bekannt sind. Die

Winkelgeschwindigkeit ω der Kurbelwelle konnte wegen der beschränkten Anzahl von Registrierkanälen im Oszillographen nicht gleichzeitig mit den anderen drei Größen, sondern nur in einem besonderen Versuch gemessen werden. Dabei war ein kleiner Unterschied in der Kurbelwellendrehzahl bzw. in der Periodendauer ($n = 805$ anstatt 810 U/min)

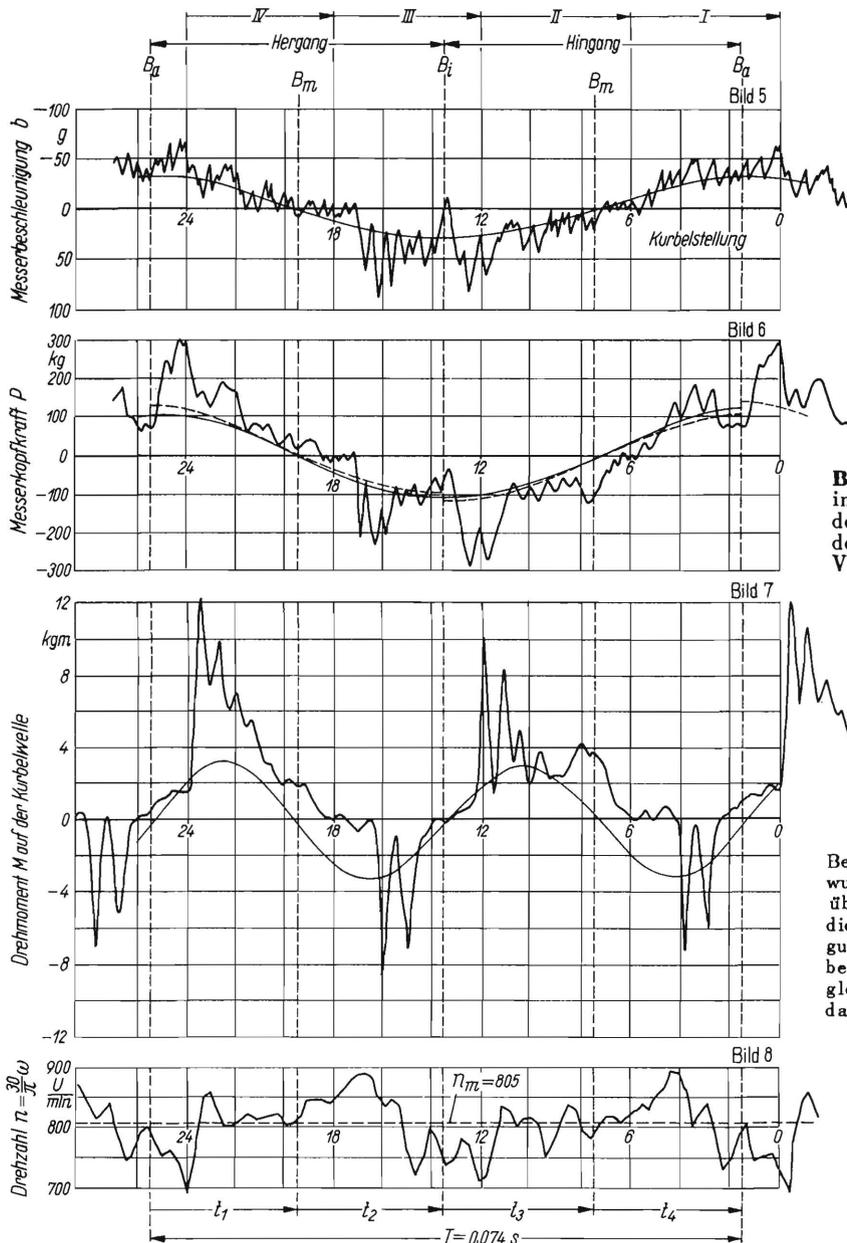


Bild 5 bis 8. Die gemessenen Größen im Vergleich zu den theoretisch aus der Bewegung des Kurbeltriebes und den Massenwirkungen sich ergebenden Verlaufes dieser Größen ($\omega = \text{const.}$).

Bei der Darstellung der Messerbeschleunigung b wurde die Polarität der Ordinatenachse gegenüber Bild 3 in [1] ausgetauscht, weil dabei die Korrelation zwischen der Messerbeschleunigung b und der Messerkopfkraft P im Leerlauf besser zu erkennen ist. b , P und M wurden gleichzeitig gemessen. n wurde unabhängig davon in einem besonderen Versuch ermittelt.

bzw. $T = 0,0745 \text{ s}$ anstatt $0,0740 \text{ s}$) durch Angleichen des Abszissenmaßstabes auszugleichen, wodurch aber kein nennenswerter Fehler entstand. Die theoretische Drehzahl ist die bei $n_m = 805 \text{ U/min}$ gezeichnete waagerechte Linie, da ja alle theoretischen Größen für eine konstante Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle berechnet wurden. Im Folgenden werden nun Bild 5 bis 8 eingehend erörtert.

Die registrierten Kurven stimmen in ihrer Grundschwingung mit dem theoretischen Verlauf wie in der Größe der Amplitude gut überein, weichen aber in Einzelheiten sehr stark davon ab; sie enthalten besonders viele Oberwellen verschiedener Frequenzen. Die Amplituden der in den Meßwerten enthaltenen Oberwellen übersteigen die theoretischen Amplituden mitunter bis zu einem vielfachen Wert.

Die Amplitude der Grundwelle der gemessenen Beschleunigung – d.h. ihr mittlerer Verlauf ohne

Berücksichtigung der Oberwellen – ist nur ganz wenig größer als ihr theoretischer Wert (Bild 5). Die Amplituden der Oberwellen über- oder unterschreiten aber den theoretischen Verlauf wesentlich. Da die Amplituden der Oberwellen zum Teil verzerrt sind [1], kann der Beschleunigungsverlauf nur qualitativ betrachtet werden.

Zwischen dem Kurvenlauf der Beschleunigung b und der Messerkopfkraft P ist eine einwandfreie Korrelation vorhanden. Die stark ausgeprägten Oberwellen sind in beiden Schrieben gut sichtbar. Bei der gemessenen Messerkopfkraft (Bild 6) ist die Tendenz der Vergrößerung bzw. Verkleinerung in den Zeitabschnitten t_1 und t_3 bzw. t_2 und t_4 infolge der Reibung erkennbar. Der mittlere gemessene Kraftverlauf – d.h. die Grundschwingung – übersteigt den theoretischen Wert nur wenig, dagegen die Oberwellen sehr stark. Die maximalen Zug-

und Druckkräfte liegen bei etwa ± 300 kg, betragen also das etwa 2,4fache der theoretischen Scheitelwerte von etwa ± 125 kg. In den Messertotlagen B_a und B_i zeigt die gemessene Kraft P gegenüber dem theoretischen Wert sehr steile Anstiege, die in der inneren Messertotlage B_i auch im Beschleunigungsverlauf besonders ausgeprägt sind. Die Nulldurchgänge der Kraft- und Beschleunigungskurven in der Hubmitte sind gegenüber dem theoretischen Wert B_m etwas verzögert, d. h., sie folgen etwas später.

Der gemessene Drehmomentverlauf weicht vom berechneten Wert am stärksten ab (Bild 7). Das gemessene Drehmoment hat entsprechend dem theoretischen Verlauf beim Hergang und beim Hingang je ein positives und ein negatives Maximum, wobei die Spitzen beim Hergang größer sind als beim Hingang. Die Amplitude der Grundschiwingung (ohne Oberwellen) ist bei den antreibenden Momenten größer und bei den rücktreibenden kleiner als der Rechnungswert. Die Nulldurchgänge in der Hubmitte B_m treten ähnlich wie beim Kraft- und Beschleunigungsverlauf verzögert auf. Die größten antreibenden Drehmomentspitzen liegen bei etwa 12 kgm, betragen also das 3,7fache des errechneten Größtwertes (3,2 kgm); die rücktreibenden Drehmomentspitzen steigen mit $-7,5$ kgm auf das 2,5fache des berechneten Wertes (-3 kgm) an. Obwohl das statische Rutschmoment der vorhandenen Überlastungskupplung (konische Reibungskupplung) auf der Mähwerkswelle auf etwa 10 kgm eingestellt war, kann man das Ansprechen der Kupplung bei den größeren Momenten noch nicht erkennen. Die Kupplung zusammen mit den auf der Kurbelwelle rotierenden Schwungmassen übertragen kurzzeitig somit größere Drehmomentspitzen als 10 kgm.

Die gemessene Winkelgeschwindigkeit (Bild 8) ist mit dem Maßstab für die Kurbelwelledrehzahl versehen. Sie schwankt in der Grundwelle ähnlich wie das Drehmoment mit der doppelten Frequenz der Messerbewegung. Die größte Schwankung der Drehzahl liegt zwischen 700 und 900 U/min bei einer mittleren Drehzahl von etwa $n_m = 805$ U/min. Daraus ergibt sich ein Ungleichförmigkeitsgrad [3]

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_m} = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{n_m} = 0,25.$$

Setzt man für eine überschlägige Rechnung dasselbe Schubkurbelgetriebe ohne Schränkung voraus, so kann man für den gemessenen Ungleichförmigkeitsgrad nach Lehr ([3] S. 18, Gl. 12) das auf der Kurbelwelle wirksame Massenträgheitsmoment errechnen:

$$\Theta^* = \frac{A_{ko}}{\omega_m^2 \delta} = 0,15 \text{ kg cm s}^2, \quad 1)$$

1) Die Zahlenwerte für die Berechnung sind in Tafel 1 zu finden. Weitere Zahlenwerte sind:
max. Messergeschwindigkeit $v_{\max} = 3,21$ m/s
Ungleichförmigkeitsgrad (gemessen) $\delta = 0,25$

worin $A_{ko} = m v^2 / 2$ die aufgespeicherte Arbeit der oszillierenden Massen ist. m ist die Summe der im Messerkopf wirksamen Messer- und der reduzierten Schubstangenmasse ²⁾ ($m_M + m_{S1}$) und $v = v_{\max} \approx r \omega_m$.

Vergleicht man nun das nachstehende, auf der Kurbelwelle wirklich vorhandene Massenträgheitsmoment $\Theta_{ges} = 0,24 \text{ kg cm s}^2$ (s. Tafel 2) mit dem Massenträgheitsmoment $\Theta^* = 0,15 \text{ kg cm s}^2$, das über dem aus Bild 8 gewonnenen Ungleichförmigkeitsgrad errechnet wurde, so erkennt man, daß der gemessene Ungleichförmigkeitsgrad $\delta = 0,25$ größer ist als er sich rechnerisch nach der obigen Formel unter Zugrundelegen der theoretischen Massenwirkungen ergeben würde.

Tafel 2. Massenträgheitsmoment auf der Kurbelwelle

Kurbelscheibe	$\Theta_1 = 0,10 \text{ kg cm s}^2$
rotierender Schubstangenmassenanteil	$\Theta_2 = 0,02 \text{ ,,}$
Kurbelwelle	$\Theta_3 = 0,01 \text{ ,,}$
Überlastungskupplung und Zahnrad	$\Theta_4 = 0,11 \text{ ,,}$
$\Theta_{ges} = 0,24 \text{ kg cm s}^2$	

Über die Zusammenhänge im Verlauf der vier Meßgrößen (Bild 5 bis 8) während eines Messerdoppelhubes kann Folgendes gesagt werden. Von der äußeren Messertotlage B_a bis zur Kurbellage 24 wird das Messer von der kinetischen Energie der Kurbelscheibe zuerst stoßartig so stark beschleunigt, daß die Messerbeschleunigung und damit die Messerkopfkraft (bei der sich gerade die Massenkraft und die Reibungskraft addieren) weit über den theoretischen Wert ansteigen. Das Drehmoment in der Kurbelwelle ist dabei sehr klein, die Winkelgeschwindigkeit der Welle fällt vom mittleren Wert bis auf den minimalen Wert ab.

Da das Drehmoment vor der äußeren Messertotlage rücktreibend war und nachher antreibend wird ³⁾, pendeln dabei die Zähne der Zahnräder zwischen der Kurbelwelle und dem Schleppergetriebe – bei dem immer vorhandenen Zahnradspiel – während der Weiterdrehung von einer Flanke auf die andere um. Nachdem während dieser Pause die kinetische Energie der Kurbelscheibe an das beschleunigte Messer abgegeben ist, entsteht beim Einsetzen des antreibenden Momentes zur weiteren Beschleunigung des Messers nach der Kurbelstellung 24 in der Kurbelwelle ein sehr steiler Drehmomentstoß ⁴⁾. Dieser Stoß löst eine Drehschiwingung von etwa 430 Hz in der Kurbelwelle aus, die nach 4 bis 5 Perioden abgeklungen ist. Die Winkelgeschwindig-

2) Siehe Bild 8 und 9 in [1].

3) Siehe auch Bild 7 und 10 in [1].

4) Auf die Bedeutung des Zahnradspieles bei der stossartigen Einleitung der Oberschwingungen in dem oszillographisch aufgenommenen Drehmomentverlauf hat auf Grund einer eingehenden Analyse der Bewegungs- und Kraftverhältnisse im Mähwerk erstmals Stoppel bei der Redaktion der vorliegenden Arbeit im September 1955 hingewiesen.

keit der Kurbelwelle steigt dabei wieder sehr rasch auf ihren Mittelwert an. Da die Torsionsschwingung der 32. Harmonischen der Messerfrequenz von 13,5 Hz entspricht, kann diese schnelle Schwingung vom benutzten Winkelgeschwindigkeitsgeber nicht mehr wiedergegeben werden [1].

Die im Drehmoment sehr stark ausgeprägte Schwingung ist im Kraftverlauf am Messerkopf nicht eindeutig nachzuweisen. Dies kann umgekehrt als Beweis dafür gelten, daß die am Messerkopf vorhandenen Kraftschwingungen nicht von Dreh-schwingungen in der Kurbelwelle eingeleitet werden.

Infolge der während des Abschnittes t_1 herrschenden kleineren Winkelgeschwindigkeit erfolgen die Nulldurchgänge der Meßkurven erst später als ihr theoretischer Wert angibt (etwa in der in der Abszisse gekennzeichneten Kurbelstellung 19).

Nach einer kurzen Pause im Nulldurchgang wird das Messer wieder nicht stetig (entsprechend dem theoretischen Anstieg) verzögert, sondern erst in der Kurbelstellung 17 (Bild 6) mit einer stoßartigen Druckkraft, die weit über ihren entsprechenden theoretischen Wert ansteigt. Dabei gibt das Messer kurzzeitig kinetische Energie an die Kurbelscheibe ab, ohne daß vorher ein rücktreibendes Moment in der Kurbelwelle herrscht (Bild 7). Die Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle erhöht sich dabei bis auf ihren maximalen Wert (Bild 8). In der Messerkopfkraft wird durch den Stoß eine etwas unregelmäßige Schwingung von etwa 600 Hz ausgelöst (Bild 6). Kurz vor der Kurbelstellung 16 schlagen die Zahnräder auf die anderen Flanken ihrer Zähne um; in der Kurbelwelle entsteht ein rücktreibender Drehmomentstoß (Bild 7), der in der Kurbelwelle eine Torsionsschwingung von etwa 320 Hz auslöst. Durch das Erreichen der inneren Totlage kommt diese Torsionsschwingung schon nach ihrer zweiten Periode zur Ruhe. Die Ursache für die unterschiedliche Frequenz der Schwingungen beim rücktreibenden und antreibenden Drehmomentstoß ist nicht geklärt.

Die Messerbeschleunigung und die Massenkraft am Messerkopf fallen in der inneren Totlage wahrscheinlich deshalb bis fast auf den Wert Null ab (Bild 5 und 6), weil dort infolge der elastischen Nachgiebigkeit der Konstruktionsteile des Schubkurbelgetriebes der eindeutige Kraftschluß zwischen der Kurbel und der bewegten Masse fehlt. Erst wenn der Kraftschluß wieder hergestellt ist, wird das Messer etwa in Kurbelstellung 13 wieder von der kinetischen Energie der Kurbelscheibe bei gleichzeitiger Abnahme der Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle durch einen stoßartigen Druckkraftanstieg sehr stark beschleunigt.

Kurz vor der Kurbelstellung 12 setzt nach dem Umschlagen der Zahnradflanken wieder der antrei-

bende Drehmomentstoß ein, der erneut eine Torsionsschwingung auslöst. Die nachfolgende Schwingung im Kraftverlauf mit kleinerer Amplitude hat eine Frequenz von etwa 500 Hz. (Wodurch in der Kurbelstellung 8 die Beschleunigungs-, Druckkraft- und die Drehmomenterhöhung bedingt ist, kann nicht erklärt werden.) Die Nulldurchgänge der Meßgrößen erfolgen gegenüber den theoretischen Verläufen wiederum verspätet in der Kurbelstellung 6. In der äußeren Hubhälfte wird das Messer wieder unter Ansteigen der Zugkraft verzögert, wobei gleichzeitig die Winkelgeschwindigkeit ansteigt. Im Kraftverlauf wird dabei eine Schwingung von 400 Hz ausgelöst. Erst in der Kurbelstellung 4 haben die Zahnflanken der Zahnräder umgeschlagen; in der Kurbelwelle setzt ein rücktreibender Drehmomentstoß ein, der das Messer weiter verzögert. Die dabei entstehende Torsionsschwingung setzt nach der zweiten Periode aus. Der Messerdoppelhub ist beendet und der nächste beginnt.

Wie wir gesehen haben, entstehen im Verlauf der verschiedenen mechanischen Größen im Schubkurbelgetriebe des Mähwerkes während des praktischen Betriebes sehr viele Oberwellen, die eine Folge der elastischen Wirkungen der verschiedenen Konstruktionsteile sind. In einem späteren Bericht [2] wird durch Untersuchungen von verschiedenen Mähbalken an einem Schlepper und einem Mähbalken an verschiedenen Schleppern gezeigt, daß diese Oberwellen vom Gesamtsystem „Mähwerk-Schlepper“ beeinflusst werden.

Zur richtigen Erfassung der vorliegenden schnellen Vorgänge müssen die Meßgeräte Frequenzen bis weit über 100 Hz amplituden- und phasengetreu wiedergeben. Bisher bestand vielfach die Auffassung, daß bei fast allen stationären – also nicht rein stoßartigen – mechanischen Vorgängen nur Frequenzen unterhalb 100 Hz auftreten.

4. Reibung in der Messerführung

Die Reibungskraft zwischen Messer und Mähbalken kann durch die Differenzbildung zwischen der Leerlaufkraft und der Massenkraft am Messerkopf ermittelt werden. Die Massenkraft selbst läßt sich nicht direkt, wohl aber als Produkt aus der gemessenen Beschleunigung und den am Messerkopf wirkenden Massen errechnen. Diese Differenzbildung bringt aber nur dann richtige Ergebnisse, wenn der Verlauf der beiden Größen b und P in einem Oszillogramm für eine gleichzeitig registrierte Hubperiode entnommen wird.

In Bild 9 sind nun die Leerlaufkraft $P = P_M + P_R$ und die aus der Beschleunigung (unter Berücksichtigung der nötigen Phasenkorrektur) gefundene Massenkraft P_M übereinandergezeichnet worden. Dieses Bild zeigt wohl eindeutig die Verlässlichkeit der Meßverfahren, denn der Verlauf der beiden völ-

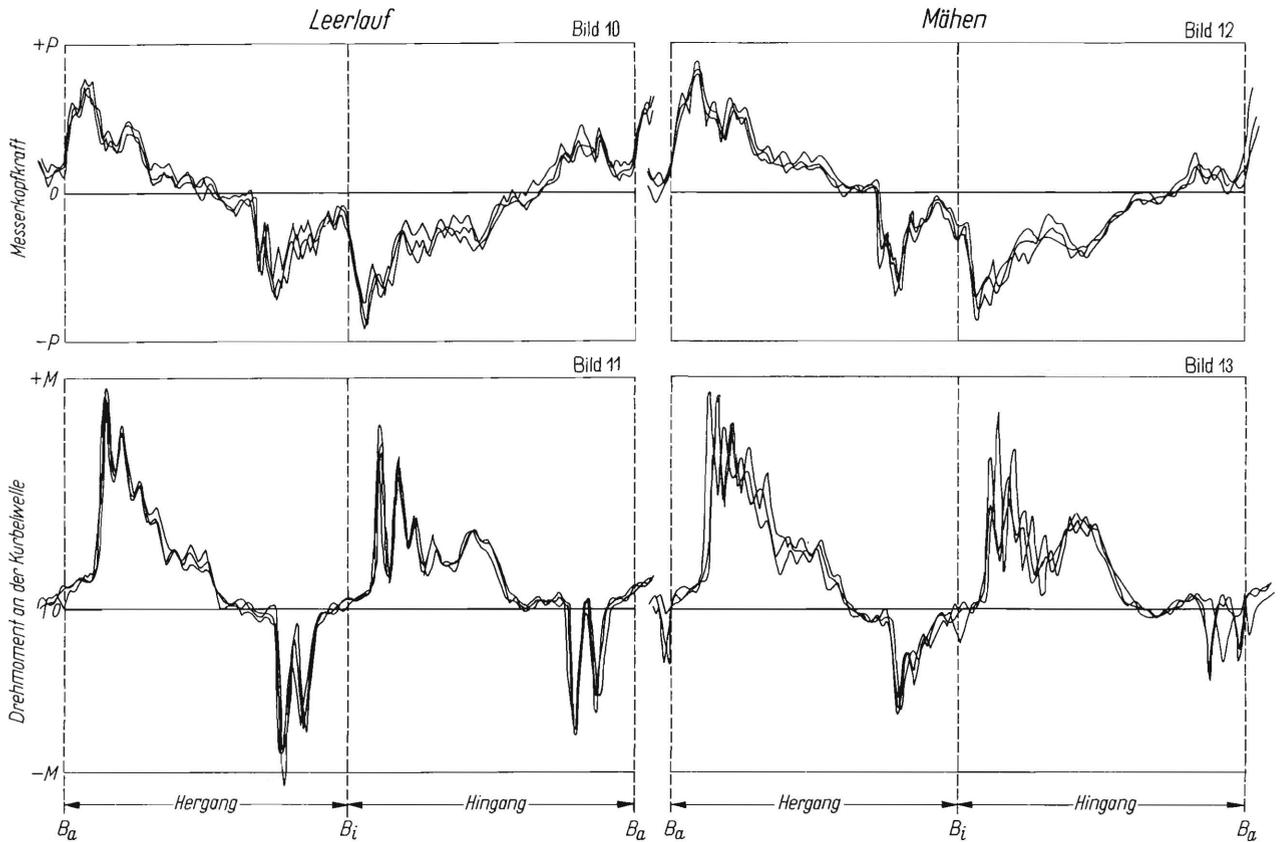
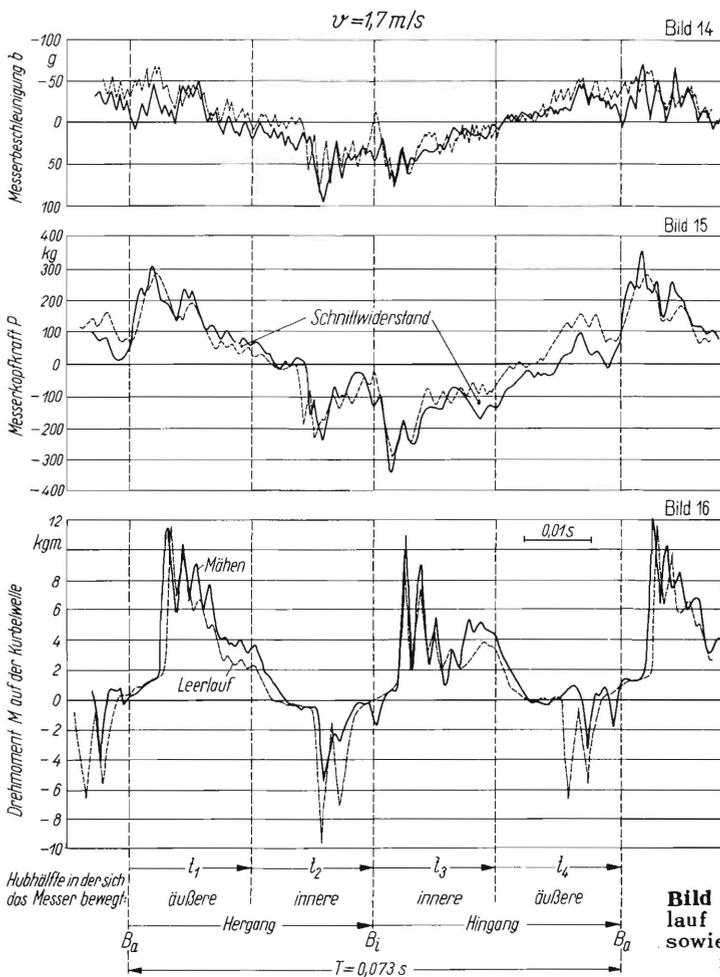


Bild 10 bis 13. Streuung der Messerkopfkraft P und des Drehmomentes M auf der Kurbelwelle im Leerlauf und beim Mähen.



In Bild 14 bis 16 ist zu erkennen, daß die Kurven im Leerlauf und beim Mähen sehr ähnlich verlaufen. Im Beschleunigungsverlauf treten nur geringe Amplitudenveränderungen und Phasenverschiebungen auf (Bild 14). Die Erhöhung der Kraftspitzen beim Mähen gegenüber dem Leerlauf beträgt durchweg weniger als 20% (Bild 15). Dies braucht nach dem Ergebnis früherer Untersuchungen von Kloth, Göttmann und Veit nicht zu überraschen, treten doch die größten Kraftspitzen infolge der Wirkung der Messermasse in der Nähe der Messertotlagen auf, während die hier verhältnismäßig kleinen Schnittkräfte in dem mittleren Bereich zwischen den Totlagen wirken.

Der senkrechte Abstand zwischen den Mäh- und Leerlaufkurven entspricht den Ordinaten der Schnittkräfte, die – ähnlich wie die Messerreibung – beim Hergang als Zugkraft und beim Hingang als Druckkraft wirken. Sie vergrößern also beim Hergang die Zugkraft und beim Hingang die Druckkraft und verkleinern beim Hergang die Druckkraft und beim Hingang die Zugkraft.

Bild 14 bis 16. Einfluss des Schnittwiderstandes. Verlauf der Messerbeschleunigung und der Messerkopfkraft sowie des Drehmomentes, im Leerlauf und beim Mähen im III. Getriebegang des Schleppers (Tafel 3).

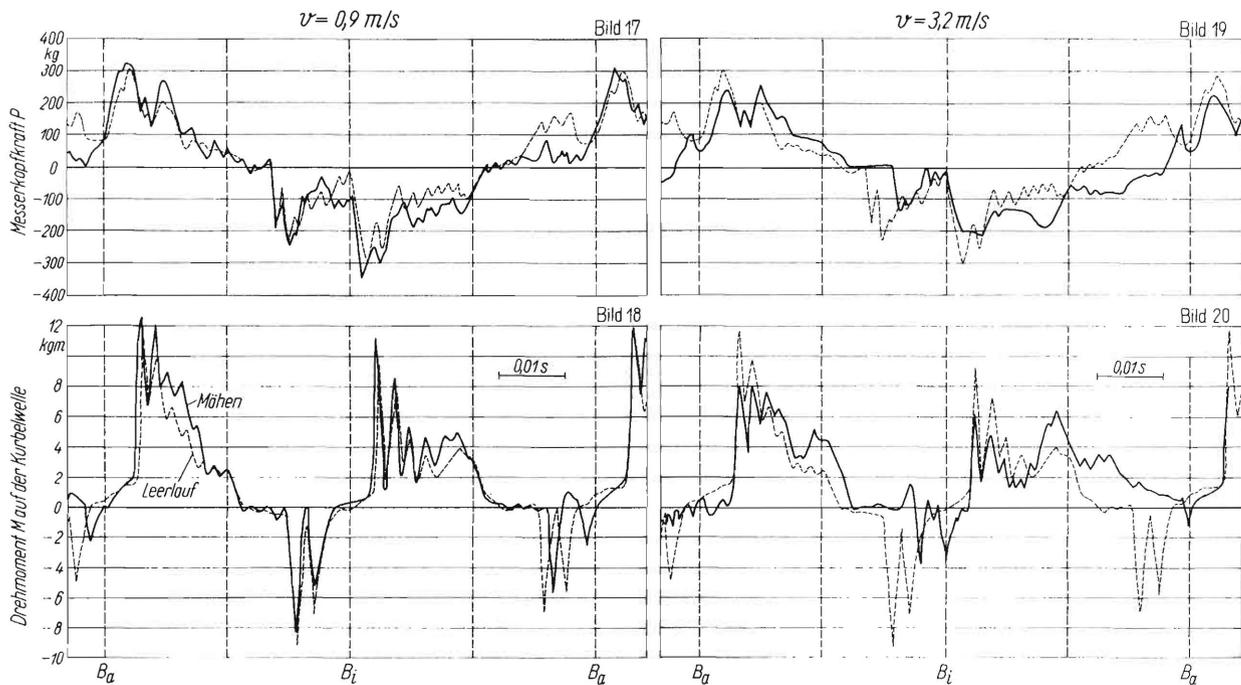


Bild 17 bis 20. Einfluss des Schnittwiderstandes. Verlauf der Messerkopfkraft und des Drehmomentes in der Kurbelwelle, im Leerlauf und beim Mähen im I. und IV. Schleppergang (Tafel 3). Die Differenz zwischen den Kurven im Leerlauf und beim Mähen ist in der Hauptsache durch den Schnittwiderstand bedingt.

Gleich nach Hubbeginn im Hergang bewirkt die Schnittkraft, daß die Messerkopfkraft beim Mähen früher ansteigt als im Leerlauf (Bild 15). Dadurch kommt auch die antreibende Drehmomentspitze beim Mähen eher; sie löst die gleiche Torsionsschwingung aus wie im Leerlauf (Bild 16). Der mittlere Wert vom Kraft- und Drehmomentverlauf liegt beim Mähen etwas über dem Wert vom Leerlauf. Im Gegensatz zu den Kraftspitzen am Messerkopf sind die maximalen Drehmomente beim Mähen gleich denen im Leerlauf. Die Nulldurchgänge erfolgen beim Mähen infolge des Schneidwiderstandes später als im Leerlauf. Aus demselben Grunde setzt auch die rücktreibende Druckkraft zur Verzögerung des Messers beim Mähen später ein als im Leerlauf. Es sieht fast so aus, als ob die kinetische Energie des Messers in Hubmitte von dem Schnittwiderstand aufgebraucht würde. Die Messerbeschleunigung ändert sich in ähnlicher Weise. An den stark verkleinerten, rücktreibenden Drehmomenten ist besonders gut erkennbar, wie die Schnittkräfte zur Verzögerung des Messers beitragen. Beim Hingang wiederholt sich ein ähnlicher Vorgang, nur erhöhen sich die antreibenden Drehmomentspitzen von etwa 9 kgm im Leerlauf auf etwa 11 kgm beim Mähen.

In **Bild 17 und 18** ist die gleiche Gegenüberstellung des Kraft- und Drehmomentverlaufes zwischen Leerlauf und Mähen im I. Schleppergang gemacht. Das Ergebnis dieser Bilder unterscheidet sich nicht allzusehr von Bild 14 bis 16, nur ist bei dieser kleinen Fahrgeschwindigkeit die Schnittkraft nicht über dem ganzen Doppelhub nachweisbar.

Ganz anders sieht dagegen die Schnittkraftermittlung im IV. Schleppergang nach **Bild 19 und 20**

aus. Hierbei muß jedoch sehr beachtet werden, daß die Drehzahl der Kurbelwelle von 812 U/min im Leerlauf auf 695 U/min beim Mähen, also um etwa 15%, abgefallen ist und durch die dadurch kleineren Massenkräfte beim Mähen die aufgenommenen Kraft- und Drehmomentwerte für einen Vergleich mit dem Leerlaufdiagramm zu klein erscheinen. Aber es ist interessant, wenigstens die darin vorhandene Tendenz abzulesen. Infolge der hohen Fahrgeschwindigkeit von 3,2 m/s ist die Schnittverhältniszahl $\kappa = 0,55$ sehr klein (vgl. **Tafel 3**); es muß viel Schnittgut je Hub geschnitten werden. In Hubmitte treten deshalb über einen größeren Bereich ausgeprägte Arbeitsflächen zwischen der Mäh- und Leerlaufkurve auf, die in den Drehmomentdiagrammen der Schneidarbeit entsprechen. Gegen Hubende wird die im Leerlauf vorhandene kinetische Energie des Messers von dem Schnittwiderstand aufgezehrt. Ebenso verschwindet natürlich auch das rücktreibende Drehmoment bis auf einen kleinen Rest.

Tafel 3. Drehzahl und Fahrgeschwindigkeit bei den Versuchen in Bild 14 bis 32.

Bild	Mäherwerk mit oder ohne Umlenkung	Leerlauf n_0 U/min	Drehzahl Mähen		Fahrgeschwindigkeit v_F *) beim Mähen	Schnittverhältniszahl κ °)	
			n U/min	$\frac{n - n_0}{n_0}$ %			
17/18		812	800	-1,5	I.	0,9	2,36
14-16	ohne	812	792	-2,5	III.	1,7	1,26
19/20		812	695	-15,0	IV.	3,2	0,55
22-24	mit/ohne	807	-	-	-	-	-
25/26		793	786	-1,0	III.	1,6	1,22
27/28	mit	793	670	-15,5	IV.	3,3	0,53
29/30		805	775	-3,5	III.	1,6	1,32
31/32	ohne	805	645	-20,0	IV.	3,2	0,58

*) bei den Leerlaufversuchen $v_F = 0$ °) $\kappa = \frac{v_M}{v_F} = \frac{2 s_0 n}{v_F 60}$

6. Mähwerk mit Umlenkung

An dem bisher beschriebenen Mähwerk wurden auch Untersuchungen bei eingeschalteter Umlenkung zwischen der Schubstange und dem Messerkopf durchgeführt (Bild 21). Das Mähwerk wurde ohne besonders veränderte Schränkung vom gleichen 15 PS-Schlepper betrieben, wobei an denselben Meßstellen gemessen wurde.

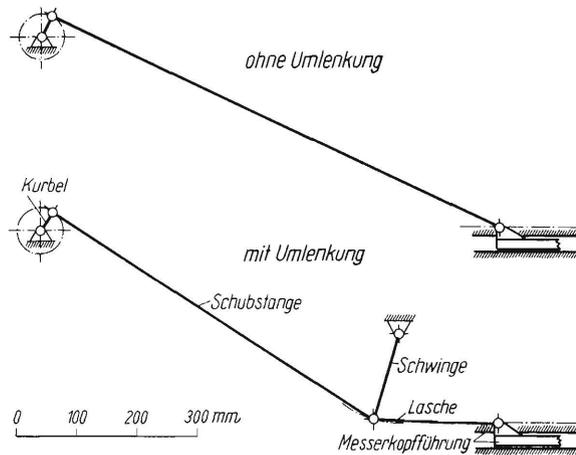


Bild 21. Schubkurbelgetriebe ohne und mit Umlenkung.

In Bild 22 ist die bei Vorhandensein einer Umlenkung am Messerkopf gemessene Leerlaufkraft P mit der theoretischen Massenkraft P_M übereinander gezeichnet. Die Überhöhung der Leerlaufkraft gegenüber der theoretischen Massenkraft beträgt nach Bild 22 etwa 30%. Besonders auffallend ist der spätere Nulldurchgang des Meßwertes gegenüber dem theoretischen Wert beim Hingang. Der Bewegungsablauf wird also durch die Umlenkung verändert.

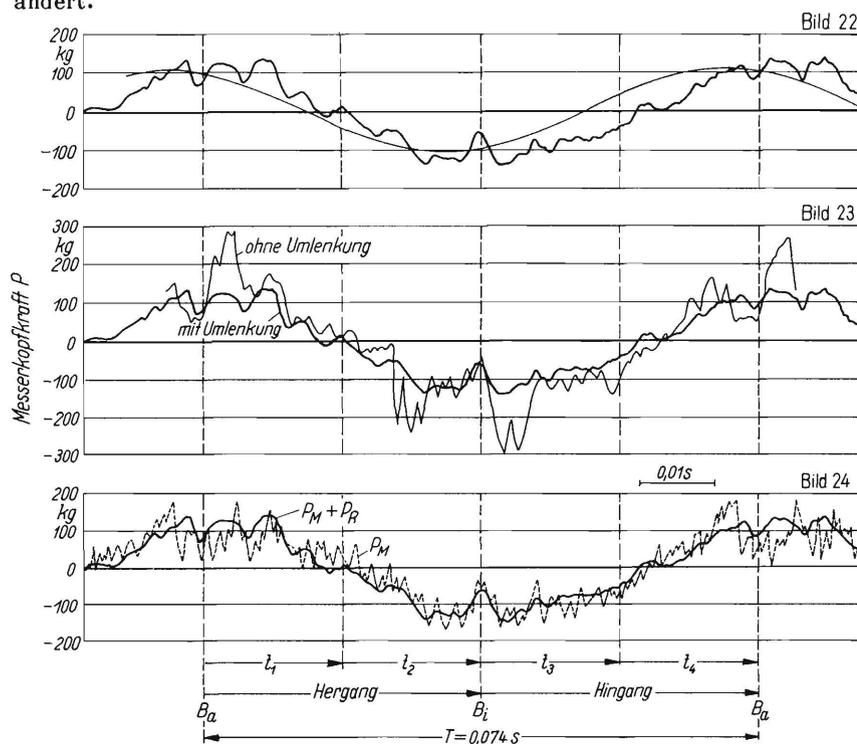


Bild 22 bis 24.
Die Messerkopfkraft P im Mähwerk mit Umlenkung im Leerlauf.
Bild 22. Vergleich mit der theoretischen Massenkraft.
Bild 23. Vergleich mit dem normalen Mähwerk.
Bild 24. Vergleich mit dem aus der Beschleunigung b errechneten reibungslosen Lauf.

Wenn man den Kraftverlauf im Mähwerk mit Umlenkung mit dem ohne Umlenkung vergleicht, wie dies in Bild 23 dargestellt ist, so stellt man fest, daß die Umlenkung einen größeren Einfluß auf den Messerkopfkraftverlauf hat. Die Oberwellen höherer Frequenzen sind beim Betrieb mit Umlenkung zum großen Teil abgebaut, die Amplituden sind kleiner als beim Mähwerk ohne Umlenkung. Eine genauere Betrachtung zeigt aber, daß bei der Messerkopfkraft der typische Verlauf der Grundwelle und auch verschiedene Oberwellen bei diesem Mähwerk mit Umlenkung gegenüber dem ohne Umlenkung erhalten bleibt. Dies bedeutet, daß das hier vorhandene gesamte Schwingungssystem Mähwerk-Schlepper und die Messerführung im Mähbalken, die für die Oberwellen im Verlauf der Messerkopfkraft bestimmend sind, durch die Einschaltung der Umlenkung nicht grundsätzlich verändert werden.

Bild 24 zeigt die Ermittlung der Messerreibung nach der bekannten Differenzbildung zwischen Leerlaufkraft P und Massenkraft P_M . Die wiederum gute Übereinstimmung dieser verschiedenen Meßwerte beweist, daß der gemessene Kraftverlauf reell ist. Dieses Bild vermittelt den Eindruck, als ob die Messerreibung durch das Einschalten der Umlenkung verkleinert wäre, es scheint nur noch Reibung in der äußeren Hubhälfte vorhanden zu sein. Dies könnte mit der kinematischen Anordnung des Umlenkhebels zusammenhängen.

Aus den soeben erwähnten Meßergebnissen kann man schließen, daß die Einschaltung einer Umlenkung in Bezug auf die Messerkopfkraft vorteilhaft ist. Die senkrechte Komponente der Schubstangenkraft wird nicht von der Messerkopfführung im Mähbalken, sondern besser von dem festen Lager der Schwinge im Mähbalkenkopf aufgenommen. Wie sich diese Anordnung aber auf den Verschleiß in der Messerführung auswirkt, wurde bisher nicht untersucht.

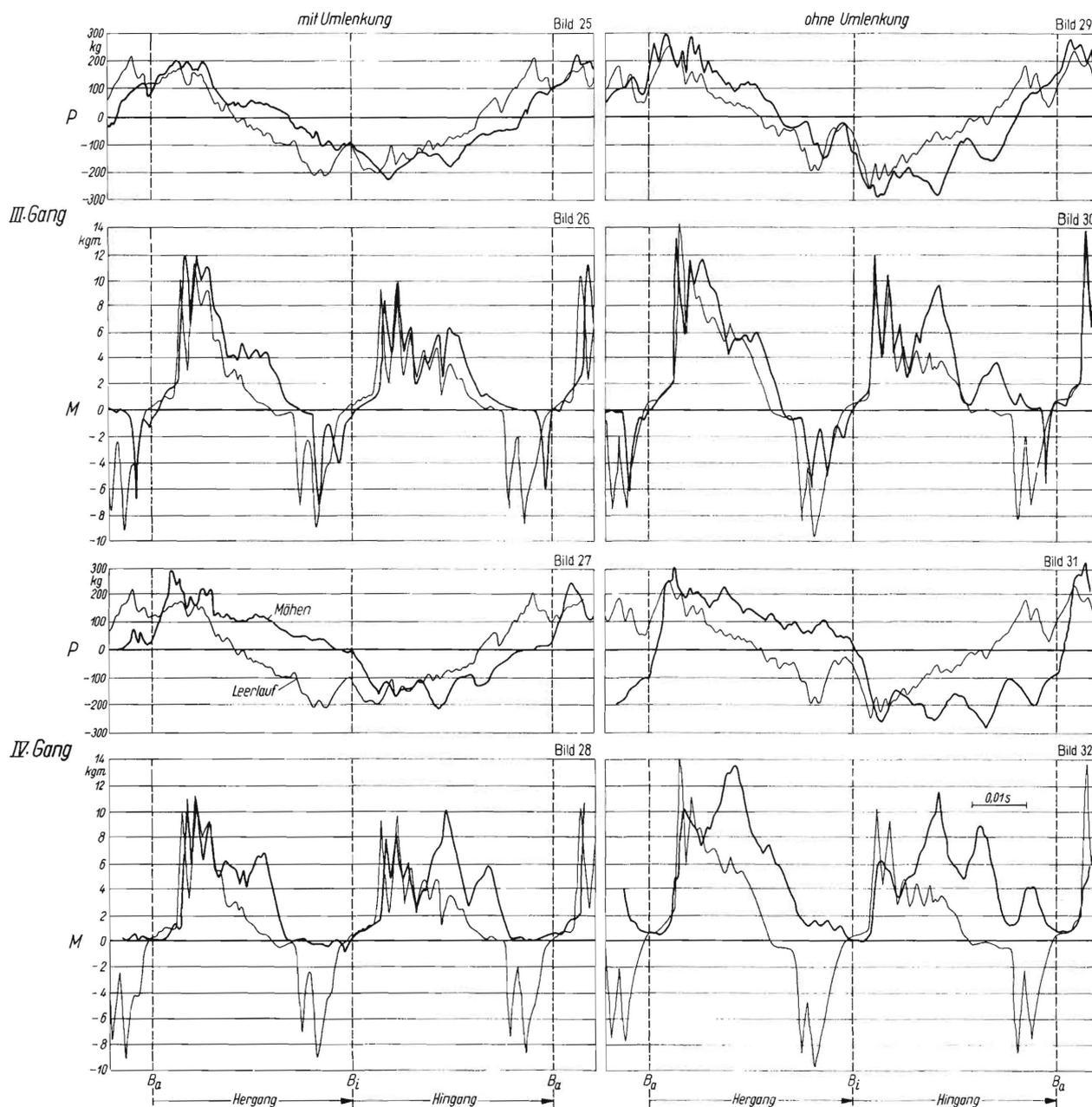


Bild 25 bis 32. Einfluss des Schnittwiderstandes. Verlauf der Messerkopfkraft P und des Drehmomentes M bei Mähwerken mit und ohne Umlenkung im Leerlauf und beim Mähen (Tafel 3).
(Die Mähwerke haben einen von 38 auf 40mm vergrößerten Kurbelradius)

7. Mähwerk mit Umlenkung und vergrößertem Kurbelradius

Um die Schnittwirkung des Mähwerkes mit Umlenkung durch den verkürzten Messerhub nicht zu beeinträchtigen, wurde am Mähwerk die durch die Umlenkung bedingte Hubverkleinerung durch eine Vergrößerung des Kurbelradius von 38 auf 40mm wieder beseitigt.

In **Bild 25 und 26** sind die mit einem solchen Mähwerk erhaltenen Meßkurven des Kraft- und Drehmomentverlaufes zu sehen. Darin können die durch die Differenzbildung zwischen den Kurvenverläufen im Leerlauf und beim Mähen im III. Schleppergang gewonnenen Schnittkräfte bzw. -momente abgelesen werden.

Der Verlauf der Leerlaufkurven des Mähwerkes mit Umlenkung und $r = 40\text{mm}$ (**Bild 25**) liegt etwa zwischen den entsprechenden Werten des Mähwerkes ohne und mit Umlenkung und $r = 38\text{mm}$ (**Bild 23**). Der Drehmomentverlauf ist nicht wesentlich verändert. Die Schnittkraft hat die bereits bekannte Wirkung der Verlagerung des Kraft- und Drehmomentverlaufes. Zum Schneiden wird wiederum ein großer Teil der kinetischen Messerenergie verbraucht, so daß an jedem Hubende nur noch verhältnismäßig kleine Verzögerungskräfte bzw. -momente nötig sind.

Wie **Bild 27 und 28** zeigen, treten beim Mähen im IV. Schleppergang, wenn die Schnittverhältniszahl mit 0,53 sehr ungünstig ist, bei diesem Mähwerkzustand überhaupt keine rücktreibenden Kräfte bzw.

Momente mehr auf. Beim Hingang sind dabei die Kraft- und Drehmomentspitzen zum Schneiden des Grases besonders deutlich zu erkennen. Die Amplituden der Meßwerte beim Mähen sind allerdings wegen des Drehzahlabfalles im Vergleich zum Leerlauf zu klein.

8. Normales Mähwerk mit vergrößertem Kurbelradius

Um auch den Einfluß eines vergrößerten Kurbelradius am Mähwerk mit dem normalen Schubkurbelgetriebe kennenzulernen, wurden Mähversuche mit einem vergrößerten Kurbelradius $r = 40\text{ mm}$ durchgeführt. Dadurch erhöht sich der statische Messerhub auf etwa 86 mm gegenüber 82 mm bei normalem Kurbelradius.

In **Bild 29 und 30** sind die im Leerlauf und beim Mähen im III. Schleppergang gewonnenen Kraft- und Drehmomentkurven zur Ermittlung der Schnittkraft übereinandergezeichnet. In diesen Bildern sind die Schnittkraftspitzen mit ihren zugehörigen Drehmomenten sehr gut zu erkennen. Der nur wenig vergrößerte Kurbelradius hat also schon bei einer Schnittverhältniszahl von $1,32$ zur Folge, daß die rücktreibenden Kräfte und Momente beim Mähen sehr stark abgebaut werden.

Der große Einfluß des vergrößerten Kurbelradius ist noch besser beim Fahren im IV. Schleppergang in **Bild 31 und 32** bei der ungünstigen Schnittverhältniszahl von $0,58$ zu erkennen. Die Kräfte und Drehmomente sind trotz des Drehzahlabfalles beim Mähen (s. Tafel 3) über den ganzen Hub sehr groß. Die einzelnen Spitzen beim Schneiden sind in diesem Versuch am deutlichsten zu erkennen. Während des Herganges gab es nur noch Zugkraft, während des Hinganges nur noch Druckkraft und in beiden

Fällen immer nur antreibende Drehmomente. Rücktreibende Kräfte bzw. Momente gibt es überhaupt nicht mehr; die Kräfte fallen vor dem Ende des Hinganges gar nicht gegen Null ab, sondern springen beim Hubwechsel direkt von Zug auf Druck bzw. Druck auf Zug über.

Dieses Ergebnis zeigt, daß sich eine, wenn auch nur geringe Hubvergrößerung auf die Schnittkräfte eines Mähwerkes ungünstig auswirken kann.

9. Zahlenwerte für P und M

In den bisher gezeigten Oszillogrammen konnten nur Ergebnisse von Einzelfällen bei wenigen Betriebszuständen gezeigt werden. Einen zahlenmäßigen Überblick über die bei den Versuchen mit dem Mähwerk mit Zahnradantrieb gewonnenen Meßergebnisse zeigen die letzten drei Darstellungen. Bei dieser Auswertung wurden die Meßwerte über der Schleppergeschwindigkeit v_F beim Mähen in den verschiedenen Schleppergängen I bis IV aufgetragen. Die dazugehörigen Schnittverhältniszahlen κ waren

im I. Schleppergang	2,36
im II. „	1,74
im III. „	1,26
im IV. „	0,55

Die Leerlaufmeßwerte sind auf der Ordinatenachse für $v_F = 0$ eingetragen.

Bild 33 enthält die (schraffierten) Streubereiche der positiven und negativen Spitzenwerte der Messerkopfkraft P (Zug- und Druckkräfte); die ausgezogenen Linien sind Mittelwerte dieser Spitzenkräfte. Von jedem Versuch wurden etwa zehn im Oszillogramm hintereinander liegende Messerdoppelhübe ausgewertet; jedem dieser Doppelhübe wurden im Kraftverlauf je ein maximaler Wert der Zugkraft und der Druckkraft und im Drehmomentverlauf je zwei positive und negative Spitzenwerte entnommen. P_n sind die Werte für das normale Mähwerk, mit dem eine trockene Wiese mit 90 dz/ha Grünertrag gemäht worden ist, und P_u für das Mähwerk mit Umlenkung und vergrößertem Kurbelradius beim Mähen einer trockenen Wiese mit stark wolligem Untergras mit 105 dz/ha Grünertrag. Ferner sind die bei den jeweiligen Versuchen sich einstellenden Drehzahlen n der Kurbelwelle eingetragen. Eine gewisse auffallende Unsymmetrie zwischen den positiven und negativen Spitzenwerten kann zum Teil von elektrischen Nullpunktverschiebungen der Meßgeber infolge Erwärmung während der Messung herrühren und soll deshalb nicht näher betrachtet werden. Nimmt man die Größe der Meßwerte zwischen den positiven und negativen Spitzen, so ist die Nullpunktverschiebung für die Betrachtung ohne Belang.

Aus den früher gezeigten Oszillogrammen ist bereits bekannt, daß die Spitzenkräfte am Messerkopf beim Mähen gegenüber Leerlauf kaum oder nur wenig erhöht werden. Der Abfall der Spit-

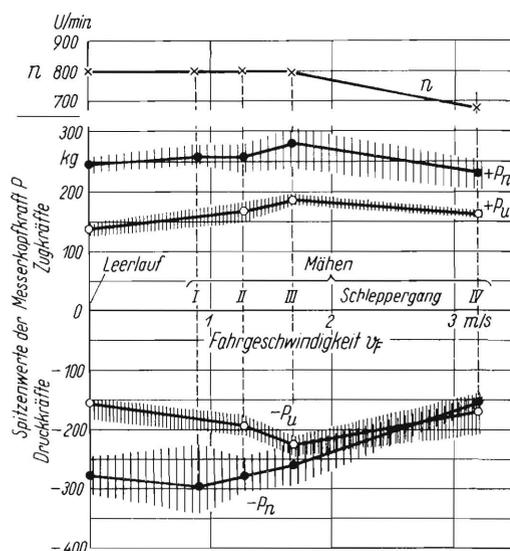


Bild 33. Spitzenwerte der Zug- und Druckkräfte am Messerkopf in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit (und der Kurbelwellendrehzahl).

P_n Kräfte beim normalen Mähwerk
 P_u Kräfte beim Mähwerk mit Umlenkung und vergrößertem Kurbelradius

zenkräfte zum IV. Schleppergang ist durch die Abnahme der Massenkräfte infolge der kleineren Kurbelwellendrehzahl bedingt. Beim Betrieb des Messers mit Umlenkung und vergrößertem Kurbelradius können die Spitzenkräfte am Messerkopf bis fast auf die Hälfte der Kräfte des normalen Mähwerkes verkleinert werden. Auch der Streubereich der Kraftspitzen ist bei Umlenkung kleiner als ohne Umlenkung. Die Umlenkung wirkt sich also durch Abbau der Spitzenkräfte günstig aus.

In Bild 34 sind die Streubereiche der Spitzenwerte der antreibenden und rücktreibenden Drehmomente M_n und M_u und deren Mittelwerte sowie die zeitlichen (planimetrierten) Mittelwerte \bar{M}_n und \bar{M}_u der Drehmomente über der Fahrgeschwindigkeit aufgetragen. Die Drehmomentspitzen beim Mähwerk mit Umlenkung liegen nach Bild 34 mit ihren Durchschnittswerten sogar etwas über den Spitzen des Mähwerkes ohne Umlenkung. Ihr Streubereich ist aber kleiner und liegt praktisch innerhalb des größeren Streubereiches beim Betrieb ohne Umlenkung. Die Drehmomentspitzen werden durch die Umlenkung also nicht abgebaut, da sie hauptsächlich durch die Torsionsschwingung in der Kurbelwelle bedingt sind. Die Umlenkung wirkt aber stabilisierend auf die Größe der Spitzen.

Die zeitlichen Mittelwerte der antreibenden Drehmomente $+\bar{M}_n$ steigen beim Mähwerk ohne bzw. mit Umlenkung von etwa $+2 \text{ kgm}$ im Leerlauf auf etwa $+2,5$ bzw. $+2,8 \text{ kgm}$ beim Mähen an. Die zeitlichen

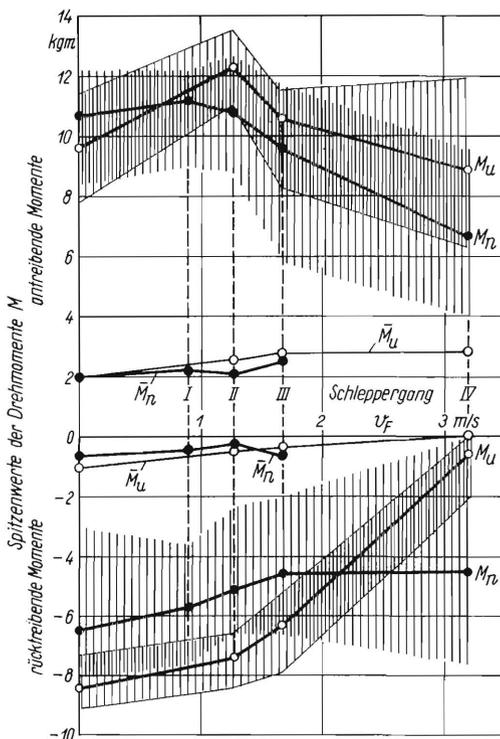


Bild 34. Spitzenwerte der an- und rücktreibenden Drehmomente an der Kurbelwelle in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit (Abfall der Drehzahl wie in Bild 33). M_n Spitzenmomente beim normalen Mähwerk M_u Spitzenmomente beim Mähwerk mit Umlenkung und vergrößertem Kurbelradius \bar{M}_n und \bar{M}_u planimetrierte Mittelwerte der Drehmomente

Mittelwerte der rücktreibenden Drehmomente $-\bar{M}$ sind hier nicht zu vernachlässigen und müssen bei der Ermittlung des Leistungsverbrauches des Mähwerkes berücksichtigt werden.

10. Leistungsverbrauch

Der aus den zeitlichen (planimetrierten) Mittelwerten \bar{M} in Bild 34 ermittelte Leistungsverbrauch N der Mähwerke ist in Bild 35 für die verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten dargestellt. Der Leistungsverbrauch im Leerlauf beträgt für das Mähwerk ohne Umlenkung 1,5 PS und für das Mähwerk mit Umlenkung und vergrößertem Kurbelradius 1 PS. Die entsprechenden Leistungswerte beim Mähen steigen bis zum III. Schleppergang auf 2 PS bzw. 2,5 PS an. Das Mähwerk mit Umlenkung und vergrößertem Kurbelradius bringt somit keinen besonderen Vorteil hinsichtlich des Leistungsverbrauches. Der unterschiedliche Leistungsverbrauch für das Mähwerk ohne und mit Umlenkung ist wahrscheinlich durch die äußeren Einflüsse, wie Witterung, Grasbestand usw. bedingt. Zum Mähen selbst werden nur etwa 0,5 bis 1,5 PS gebraucht. Diese Leistungen wurden aber auf Wiesen mit verhältnismäßig schwachem Grasbestand ermittelt.

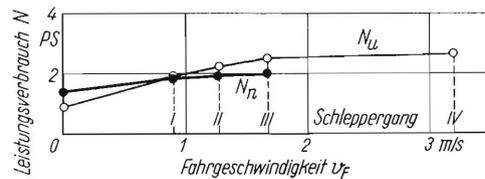


Bild 35. Leistungsverbrauch des normalen Mähwerkes und des Mähwerkes mit Umlenkung in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit.

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß im Schubkurbelgetriebe eines Schleppermäherwerkes die Meßwerte der mechanischen Größen sehr stark von den rechnerisch ermittelten Werten abweichen. Durch die dauernde Richtungsumkehr der Kräfte und Drehmomente entstehen am Zahnradantrieb des Mähwerkes infolge des unvermeidlichen Zahnradspiels sehr steile Stöße sowie große Amplitudenüberhöhungen durch Oberschwingungen. Beim Mähen zeigen sich gegenüber Leerlauf erst bei großen Fahrgeschwindigkeiten größere Unterschiede im Verlauf der mechanischen Größen. Die gemessene Leistungsaufnahme des untersuchten Mähwerkes mit einem $4\frac{1}{2}$ '-Mähbalken liegt im Leerlauf bei 1 bis 1,5 PS und beim Mähen im Bereich von 2 bis 3 PS.

Schrifttum

- [1] Thiel, Roman: Kräfte im Schubkurbelgetriebe von Schlepper-Anbaumäherwerken. Theoretische Grundlagen und Messverfahren. (In diesem Heft)
- [2] Thiel, Roman: Spitzenkräfte in keilriemengetriebenen Schleppermäherwerken bei verschiedenen Betriebszuständen und bei Störungen. (In diesem Heft)
- [3] Lehr, Ernst: Schwingungstechnik. 2. Bd. Schwingungen eingliedriger Systeme. Berlin: Springer 1934, insbesondere S. 17.