

# Maßnahmen zur Verbesserung der Laufruhe von Verbrennungskraftmaschinen, insbesondere von Schleppermotoren

Von **H. Hasselgruber**, Hannover-Linden<sup>1)</sup>

Die Hubkolbentriebwerke der Verbrennungskraftmaschinen lösen erhebliche freie Kräfte und Momente aus, die mit zunehmender Schnellläufigkeit der Schleppermotoren ansteigen. Die dadurch beeinflusste Laufruhe der Motoren kann durch Massenausgleichsvorrichtungen verbessert werden. Aus ökonomischen Gründen ist der — leider oft sehr hohe — Aufwand für solche Vorrichtungen nur soweit sinnvoll, wie er durch den Vergleich mit dem nächstmehrzylindrigen Motor gerechtfertigt erscheint. Der Einfluß einer höheren Auswuchtgüte der bewegten Teile auf die Laufruhe ist nur gering, da die nicht ausgeglichenen Massen des Kurbeltriebwerks wesentlich größere Kräfte hervorrufen als die üblicherweise zugelassenen Unwuchten. Die elastische Lagerung des Schleppermotors wird aus konstruktiven und Belastungsgründen vorläufig nur vereinzelt angewendet.

Die Laufruhe der Motoren wird maßgeblich beeinflusst durch die in ihnen wirksamen inneren Kräfte, die von den Gas- und Massenwirkungen ausgehen. In der Theorie des Motorenbaus sind diese Probleme seit langem bekannt und haben ihren Niederschlag in vielen Büchern, Aufsätzen und Patentanmeldungen gefunden (vgl. etwa [1] und [2]).

Diese Fragen haben aber für die Weiterentwicklung des Schleppermotors eine erneute Bedeutung gefunden. Im Zuge der Leistungserhöhung wurden die Motordrehzahlen der Schlepper beträchtlich gesteigert. Die mittlere Kolbengeschwindigkeit, die das Maß für die Schnellläufigkeit eines Motors darstellt, ist bei den meisten Schlepperfabrikaten auf 10 m/s und in Einzelfällen auch schon darüber angestiegen. Diese Geschwindigkeiten galten vor nicht allzu langer Zeit noch als Schnellauf und waren Personen- und Lastkraftwagen-Motoren vorbehalten. Bei der Drehzahlsteigerung konnte man sich der Erfahrungen bedienen, die an schneller laufenden Dieselmotoren, wie die der Lastkraftwagen, gemacht worden sind. Ein Punkt, der aber besondere Beachtung verdient, weil er nicht nur den Motor, sondern auch das zugehörige Fahrzeug — im vorliegenden Fall den Ackerschlepper — betrifft, sind die durch den Schnellauf angewachsenen Kräfte und Momente.

Hierbei spielen Massenkkräfte und -momente eine besondere Rolle. Diese lassen sich natürlich klein halten, wenn man die Motoren langsamer laufen läßt; man muß die Motoren aber dann wegen der gestellten Leistungsfordernngen größer, schwerer und damit teurer bauen. Dieser Weg wird jedoch nur in Ausnahmefällen begangen.

Triebwerke, die auf Grund ihrer besonderen Bauart keine hin- und hergehenden Massen haben, wie z. B. die Gasturbine oder der Kreis- und der Drehkolbenmotor, dürften für den Schleppereinsatz in den nächsten Jahren noch nicht in Frage kommen. Für den Hubkolbenmotor mit seinem Schubkurbeltrieb spricht nicht allein die Tatsache, daß er am längsten da ist und daher die meiste Entwicklungsarbeit erfahren hat. Sein Triebwerk, das leider die störenden Massenkkräfte und -momente erzeugt, bringt eben auch den prinzipiellen technischen Vorzug einer weitgehenden Funktionstrennung zwischen thermisch und mechanisch höchst beanspruchten Teilen. Diese Funktionstrennung sichert ihm nicht umsonst die große Robustheit und die beachtliche Lebensdauer.

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

Der Verfasser dankt Herrn *K. H. Fengler* für seine Mitarbeit bei der Durchführung der numerischen Rechnungen, die teilweise aufwendig waren und mit Hilfe eines digitalen Rechenautomaten durchgeführt wurden.

*Dr.-Ing. habil. Herbert Hasselgruber, Oberingenieur und Hauptabteilungsleiter der Rhein Stahl Hanomag AG, Hannover, verstarb am 11. Oktober 1964.*

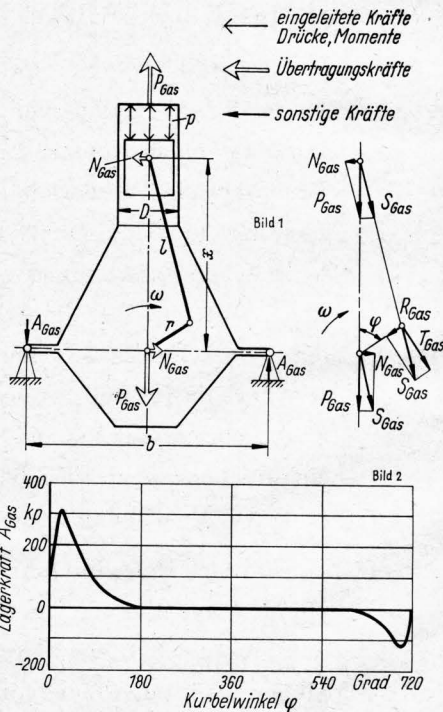
Die Frage nach der Beherrschung der freien Kräfte wird in den kommenden Jahren zunehmend an Bedeutung gewinnen, weil damit zu rechnen ist, daß der Trend zur Leistungs- und Drehzahlsteigerung anhält. Die diesbezüglichen Maßnahmen sollen deshalb nachstehend zusammengestellt werden, wobei bei der Erläuterung der freien Kräfte auf zum Teil bekannte Dinge zurückgegriffen werden muß.

## Dynamik des Einzylindertriebwerkes

Das Einzylindertriebwerk nach **Bild 1** sei durch zwei in seiner Ebene liegende Elemente gestützt, die gleich große Federsteifigkeiten aufweisen sollen. Eine solche Aussage ist notwendig, weil das System sonst statisch unbestimmt gelagert ist. Sie bewirkt, daß horizontale Kräfte sich hälftig auf die beiden Auflager verteilen — eine Feststellung, die mit den Gleichgewichtsbedingungen allein nicht gewonnen werden kann.

Die Federsteife der Elemente soll jedoch so groß sein, daß die Schwingungslage des Motorsystems weit unterkritisch, der Resonanzfaktor also praktisch noch 1 ist.

Das **Bild 1** zeigt die Auswirkung der Gaskräfte. Diese sind an sich nur von sekundärer Bedeutung, weil sie sich durch die Wirkung von Ausgleichsvorrichtungen nur in wenigen Fällen beeinflussen lassen. Sie bestimmen das Niveau der Erschütterung.



**Bild 1 und 2.** Wirkung von Gaskräften im Einzylindertriebwerk sowie Beispiel eines Lagerdruckdiagrammes (aus dem Indikator-diagramm entwickelt) in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel phi.

$p$	Gasdruck	$D$	Kolbendurchmesser
$p_{max}$	max. indizierter Druck	$s$	Kolbenhub
$p_i$	mittl. indizierter Druck	$r$	Kurbelradius
$P_{Gas}$	Gaskraft	$l$	Pleuelstangenlänge
$N_{Gas}$	Kolbenseitenkraft	$\lambda = r/l$	Pleuelstangenverhältnis
$S_{Gas}$	Stangenkraft	$b$	Abstand der beiden Auflager
$A_{Gas}$	Lagerkraft infolge Gasdruck	$\varphi$	Kurbelwinkel

Annahmen für das Diagramm in Bild 2:

$D = 100$ mm	$p_{max} = 80$ kp/cm <sup>2</sup>
$s = 2r = 120$ mm	$p_i = 9$ kp/cm <sup>2</sup>
$b = 504$ mm	

gen jedoch wesentlich mit und müssen wegen der Ökonomie des Ausgleichs in den Kreis der Betrachtungen gezogen werden. Es wäre nämlich unrentabel, die Ausgleichsforderungen zu hoch zu treiben, wenn noch andere nicht beseitigte freie Kräfte da sind.

Aus der in Bild 1 gezeigten Kräftezerlegung folgt die bekannte Tatsache, daß keine Kraftresultierende da ist. Die Kräfte  $P_{\text{Gas}}$  am Zylinderkopf und am Grundlager schließen sich nämlich kurz und beanspruchen lediglich die Übertragungsglieder Zylinderkopf, Zylinderkopfschrauben, das Gehäuse und die Grund- und Pleuellager, sie dringen jedoch nicht nach außen und können daher auch keine Erschütterungen auslösen. Es entsteht aber ein Moment  $N_{\text{Gas}} x$  durch die horizontal wirkenden Kräfte  $N_{\text{Gas}}$  an der Kolbenseite und am Grundlagerzapfen. Dieses Moment ist gleich dem abgegebenen Drehmoment  $T_{\text{Gas}} r$ , wie man einerseits aus den Kräftecken des Bildes beweisen kann, wie andererseits aber auch unmittelbar aus dem Prinzip von Aktion und Reaktion folgt. Das Moment  $N_{\text{Gas}} x$  dringt nach außen und muß als Moment  $A_{\text{Gas}} b$  von den Lagerelementen abgestützt werden. Es gilt die Gleichung

$$A_{\text{Gas}} b = T_{\text{Gas}} r = N_{\text{Gas}} x \quad (1).$$

Ein unruhiger Lauf hat seine Ursache also nicht in jedem Fall in Massenkräften, sondern kann auch von hohen Gaskräften, z. B. einer hart einsetzenden Zündung, verursacht sein. Das in Bild 2 gezeigte Diagramm soll eine Vorstellung vermitteln, wie groß diese Kräfte sind und gilt für die in der Bildunterschrift angegebenen Werte. Die höchste auftretende Lagerkraft von 300 kp ist durchaus zu beachten.

Bild 3 zeigt die Wirkung der rotierenden Massenkraft, die in bekannter Weise durch die Fliehkraft  $P_{\text{rot}}$  der Kurbelkröpfung und des rotierenden Pleuelstangenanteils, zusammengefaßt in der am Kurbelradius angebrachten Masse  $m_{\text{rot}}$ , entsteht. Unter dieselbe Gruppe von Kräften fallen auch die Unwuchten infolge mangelhafter Auswuchtung. Eine quantitative Auswertung dieser Kräfte ist hier nicht erforderlich, da sie in der Praxis durch Gegenmassen  $m_{\text{geg}}$  vollständig beseitigt werden. Es ist

$$2 A_{\text{rot}} = P_{\text{geg}} - P_{\text{rot}} \quad (2),$$

$$P_{\text{rot}} = m_{\text{rot}} r \omega^2 \quad (3),$$

$$P_{\text{geg}} = m_{\text{geg}} r_1 \omega^2 \quad (4).$$

Meist ist die durch die Gegenmasse erzeugte Kraft  $P_{\text{geg}}$  sogar größer als die rotierende Massenkraft  $P_{\text{rot}}$ . Man tut dies deshalb, um wenigstens einen Teil der oszillierenden Massenkraft aufzufangen. Hierauf wird später noch näher eingegangen.

Die dritte Art von Kräften kommt durch die translatorische Schwingbewegung des Kolbens, des Kolbenbolzens und eines Pleuelstangenanteils zustande, Bild 4. Diese Kraft entsteht am Kolben und wird mittels der doppelt gezeichneten Pfeile in den Motorblock eingeleitet. Man hat zunächst die am Grundlagerzapfen eingeleitete Kraft

$$P_{\text{osz}} = -m_{\text{osz}} \ddot{x} \quad (5),$$

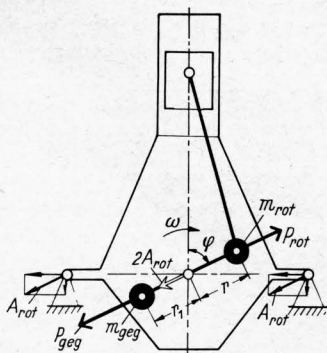


Bild 3. Wirkung von rotierenden Massenkräften im Einzylindertriebwerk.

- $m_{\text{rot}}$  auf Kurbelradius bezogene Masse der Kurbelkröpfung und des rotierenden Pleuelstangenanteils
- $P_{\text{rot}}$  durch  $m_{\text{rot}}$  verursachte Fliehkraft
- $m_{\text{geg}}$  Masse eines am Radius  $r_1$  angebrachten Gegengewichtes
- $P_{\text{geg}}$  durch  $m_{\text{geg}}$  verursachte Fliehkraft
- $A_{\text{rot}}$  Lagerkraft infolge rotierender Massenkräfte

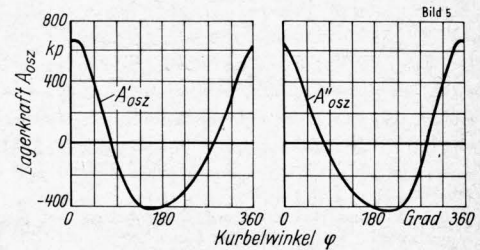
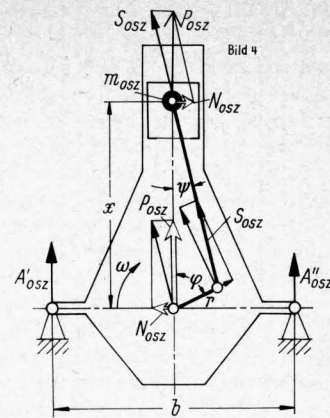


Bild 4 und 5. Wirkung von oszillierenden Massenkräften (Kolben und Pleuelstangenanteil) im Einzylindertriebwerk sowie ein Diagramm des daraus resultierenden Lagerkraftanteils  $A_{\text{osz}}$  in Abhängigkeit vom Pleuelwinkel  $\varphi$ .

- $m_{\text{osz}}$  Masse von Kolben, Pleuelstange und eines mitschwingenden Pleuelstangenanteils
- $P_{\text{osz}}$  durch  $m_{\text{osz}}$  verursachte Massenkraft in Richtung der Pleuellagerbolzen
- $N_{\text{osz}}$  Kraft senkrecht zur Pleuellagerbolzen
- $S_{\text{osz}}$  Stangenkraft
- $A'_{\text{osz}}, A''_{\text{osz}}$  Lagerkräfte auf die beiden Auflager infolge oszillierender Massenkraft
- $c_m$  mittlere Pleuelgeschwindigkeit
- $n$  Motordrehzahl (entsprechend  $c_m$ )

Annahmen für das Diagramm in Bild 5:

$$n = 2500 \text{ U/min} \quad c_m = 10 \text{ m/s} \quad m_{\text{osz}} = 1,25 \text{ kg}$$

Die übrigen Daten wie in Bild 2.

die zu gleichen Teilen von den beiden Auflagern abgestützt werden muß. Weniger beachtet wird beim Massenausgleich meist aber, daß die oszillierende Massenbewegung auch ein um die Motorlängsachse drehendes Moment  $N_{\text{osz}} x$  auslöst, welches ebenfalls über die Auflager geht:

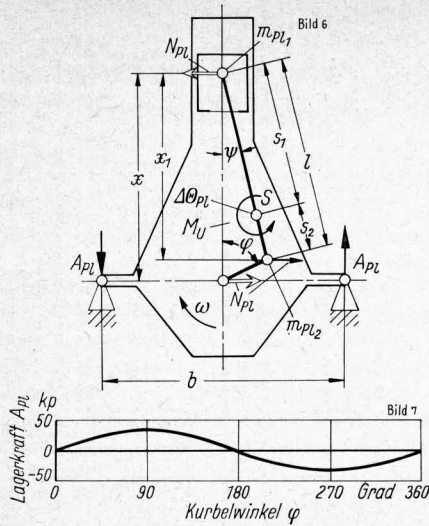
$$N_{\text{osz}} = P_{\text{osz}} \tan \psi \quad (6),$$

$$A'_{\text{osz}} = \frac{P_{\text{osz}}}{2} + N_{\text{osz}} \frac{x}{b} \quad (7),$$

$$A''_{\text{osz}} = \frac{P_{\text{osz}}}{2} - N_{\text{osz}} \frac{x}{b} \quad (8).$$

Von der Beherrschung dieses Moments wird bei der Besprechung des Vierzylinder-Viertaktmotors noch die Rede sein. Die von den oszillierenden Massen herrührenden Lagerkräfte in Bild 5, die für die dort angegebenen Daten gelten, sind doppelt so groß wie die von der Gaskraft verursachten Lagerkräfte in Bild 2. Man sieht, daß sich zu ihrem Abbau ein gewisser Aufwand lohnt.

Der Vollständigkeit halber sei eine weitere Art von Massenwirkungen genannt, die jedoch quantitativ nur geringfügig einget, Bild 6. In Bild 3 und 4 wurde die Pleuelstange in eine auf den Pleuellagerbolzen bezogene rotierende und eine auf den Pleuellagerzapfen bezogene oszillierende Masse zerlegt. Diese Reduktion ist dynamisch nicht vollständig. Es wurden wohl die beiden Sätze der Mechanik erfüllt, daß bei der Aufteilung Gesamtmasse und Gesamtschwerpunkt erhalten bleiben, jedoch muß auch gefordert werden, daß das Massenträgheitsmoment des Ersatzsystems gleich dem wirklichen Trägheitsmoment ist. Um exakt zu sein, muß man die Pleuelstange daher in drei Punktmassen aufteilen, wozu man meist die beiden Gelenkpunkte am Pleuellagerbolzen und am Pleuellagerzapfen und als dritten Punkt den Pleuellager-Schwerpunkt wählt. Die Bewegung des Pleuellager-Schwerpunkts ist aber etwas kompliziert; außerdem würden sich die in Bild 3 und 4 bereits benutzten Massen  $m_{\text{rot}}$  und  $m_{\text{osz}}$  hinterher durch die Wahl einer



**Bild 6 und 7.** Wirkung des Pleuelstangenumlaufmomentes im Einzylindertriebwerk sowie ein Diagramm des daraus resultierenden Lagerkraftanteils  $A_{Pl}$  in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel  $\varphi$ .

- $m_{P1}, m_{P2}$  bei statischer Reduktion auf Kolbenbolzen und Kurbelzapfen entfallende Massenanteile der Pleuelstange
- $\Theta_{P1}$  wahres Pleuelstangenträgheitsmoment
- $\bar{\Theta}_{P1}$  fiktives, bei der Massenaufteilung von Bild 3 und 4 berücksichtigtes Trägheitsmoment
- $\Delta\Theta_{P1}$  Differenz ( $\Theta_{P1} - \bar{\Theta}_{P1}$ )
- $M_U$  durch  $\Delta\Theta_{P1}$  entstandenes Umlaufmoment
- $N_{Pl}$  Kolbenseitenkraft
- $A_{Pl}$  Lagerkraft infolge des Pleuelstangenumlaufmomentes
- $S$  Pleuelstangenschwerpunkt

Annahmen für das Diagramm in Bild 7:

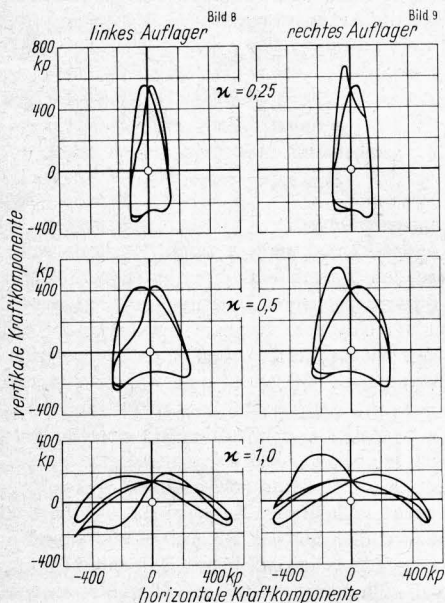
$$n = 2500 \text{ U/min} \quad \Delta\Theta_{P1} = -4,2 \text{ kg cm}^2$$

Die übrigen Daten wie in Bild 2 und 5.

dritten Masse ändern, womit eine Korrektur der Bilder notwendig wäre.

Es empfiehlt sich daher, anders vorzugehen. Sind  $m_{P1}$  und  $m_{P2}$  die beiden Massen, die bei der statischen Massenzerlegung der Pleuelstange in einen auf den Kolbenbolzen und einen auf den Kurbelzapfen entfallenden Anteil entstanden, so wurde der Pleuelstange bereits ein Trägheitsmoment

$$\bar{\Theta}_{P1} = m_{P1} s_1^2 + m_{P2} s_2^2 \quad (9)$$



**Bild 8 und 9.** Polardiagramme für die Kräfte der beiden Auflager des Einzylindertriebwerkes nach Bild 1 für drei Werte des Ausgleichsanteils  $\kappa$  der oszillierenden Massenkraft.

$$n = 2500 \text{ U/min}$$

$$c_m = 10 \text{ m/s}$$

Ein geschlossener Kurvenzug entspricht zwei Kurbelwellenumdrehungen, also einem Arbeitsspiel des Viertaktmotors.

erteilt. Dieses Trägheitsmoment wird im allgemeinen aber nicht mit dem wirklichen  $\Theta_{P1}$  übereinstimmen.

In der bisherigen Betrachtung fehlt also die Differenz aus dem wirklichen Trägheitsmoment  $\Theta_{P1}$  und dem bereits berücksichtigten  $\bar{\Theta}_{P1}$ :

$$\Delta\Theta_{P1} = \Theta_{P1} - \bar{\Theta}_{P1} \quad (10)$$

Man hat damit ein Ersatzsystem, welches zwar keine Masse, wohl aber ein Massenträgheitsmoment  $\Delta\Theta_{P1}$  enthält. Dieses Ersatzsystem ruft daher nur bei Rotationen, nicht aber bei Translationen Reaktionen hervor. Die Reaktion bei Rotationen besteht in einem Umlaufmoment

$$N_{Pl} x_1 = M_U = -\dot{\psi} \Delta\Theta_{P1} \quad (11)$$

welches zum Teil in den Abtrieb geht und zum anderen Teil

$$N_{Pl} x = A_{Pl} b \quad (12)$$

von den Auflagern übertragen werden muß. Die erzeugten Kräfte  $A_{Pl}$  sind jedoch klein, **Bild 7**, und im wesentlichen von erster Ordnung, d. h. gleichfrequent mit der Kurbelwellendrehzahl, so daß sie bei fast allen Mehrzylindermaschinen verschwinden.

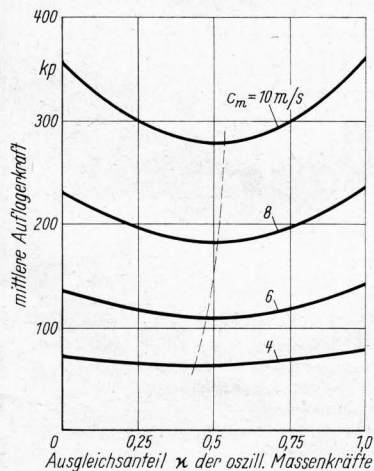
Das System der im Einzylinder-Kurbeltrieb wirkenden Kräfte ist unter der Voraussetzung einer gleichförmigen Kurbeldrehung damit vollständig. Die Kräfte werden nunmehr vektoriell addiert und für linkes und rechtes Auflager als Polardiagramme in **Bild 8 und 9** aufgetragen. Die Diagramme gelten für verschiedene Ausgleichsanteile  $\kappa$  der oszillierenden Masse, wobei ein vollständiger Ausgleich der rotierenden Massenkraft vorausgesetzt wurde. Die Größe  $\kappa$  ist definiert durch die Gleichung

$$m_{\text{geg}} r_1 = (m_{\text{rot}} + \kappa m_{\text{osz}}) r \quad (13)$$

Ein vollständiger Ausgleich der oszillierenden Massenkraft durch auf der Kurbelwelle angebrachte Gegenmassen ist nicht möglich. Die Wirkung der vertikal angreifenden, oszillierenden Massenkraft läßt sich jedoch durch die Wirkung der Gegenmasse mildern. Die Frage ist, wie weit man dabei gehen soll. Man sieht aus **Bild 8 und 9**, daß sich für kleine Werte von  $\kappa$  eine Bevorzugung vertikaler, für große Werte von  $\kappa$  eine Bevorzugung horizontaler Kräfte ergibt. Vielfach zeigt die Erfahrung, daß kleinere Ausgleichsanteile  $\kappa$ , also größere vertikale als horizontale Kräfte, günstiger sind. Dies dürfte wohl darauf zurückzuführen sein, daß vertikale Kräfte eher schwellend als wechselnd wirken, da sie sich dem Gewicht überlagern.

Die Kräfte der Polardiagramme nach **Bild 8 und 9** wurden nun über ein Arbeitsspiel gemittelt und in **Bild 10** über dem Ausgleichsanteil  $\kappa$  der oszillierenden Massenkraft aufgetragen. Das Optimum liegt, wie bekannt, bei einem Ausgleichsanteil von etwa 50%, doch ist bei dieser Rechnung vorausgesetzt, daß horizontale und vertikale Kräfte sich in gleicher Weise auswirken. **Bild 10** macht schließlich das Anwachsen der Auflagerbelastung mit zunehmender Kolbengeschwindigkeit  $c_m$  deutlich.

Die Behandlung des Einzylindermotors sei hiermit abgeschlossen. Es sind dafür zwar die verschiedensten Ausgleichsvorrichtungen vorgeschlagen worden, doch besitzen sie kaum praktische Bedeutung. Denn wenn höhere Anforderungen an die Erschütte-



**Bild 10.** Über ein Arbeitsspiel gemittelte Auflagerkräfte der Polardiagramme in **Bild 8 und 9**, jedoch für verschiedene mittlere Kolbengeschwindigkeiten  $c_m$ .

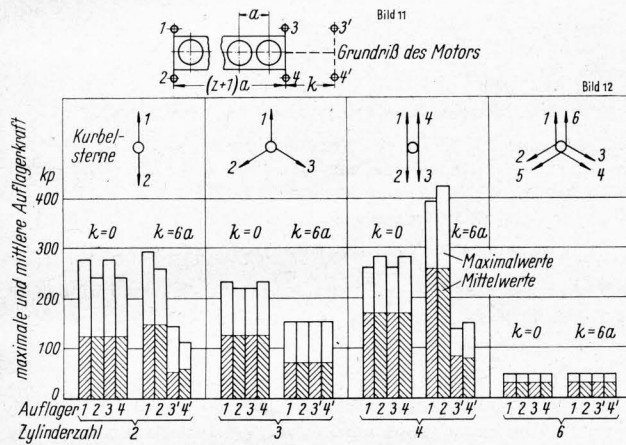
rungsfreiheit gestellt werden, wird man zweckmäßiger einen Mehrzylindermotor wählen.

### Dynamik von Mehrzylindertriebwerken

Die Auswahl sei hier auf solche Motoren beschränkt, die für den Einsatz in landwirtschaftlichen Fahrzeugen in Frage kommen. Die vielen Bauarten, die z. B. aus den Erfordernissen des Flugzeugbaues entstanden, bleiben hier außer Betracht. Es sei daher lediglich eine Aufzählung der Besonderheiten der Reihenmaschine gegeben und kurz auf die V- und Boxermotoren eingegangen. In diesem Abschnitt sei ferner eine starre Vierpunkt-lagerung vorausgesetzt. Die Auflager sind gemäß dem Grundriß des Motors in **Bild 11** mit 1, 2, 3 und 4 bzw. 1, 2, 3' und 4' durchnummeriert. Der Abstand der Lagerelemente in der Motorquerrichtung, also zwischen den Elementen 1 und 2 bzw. 3 und 4 sei 504 mm; die Daten für Hub, Bohrung, Gasdruck und Drehzahl stimmen mit denen in Bild 1 bis 9 überein.

Es werden zwei verschiedene Einbaufälle betrachtet:

1. Beim Einbaufall  $k = 0$  sei der Lagerabstand in der Motorlängsrichtung nur der Motorlänge entsprechend gewählt, also hier gleich dem  $(z + 1)$ fachen des Zylinderabstandes  $a$ , wobei  $z$  die Anzahl der Zylinder bedeutet. Dieser Fall liegt etwa beim Einbau des Motors in einen Rahmen vor.
2. Beim Einbaufall  $k = 6a$  wurde zur Motorlänge das Maß  $k = 6a$ , also 750 mm, hinzugezählt. Hierdurch wurde versucht, die Verhältnisse bei Blockbauweise zu erfassen, bei der die Getriebe-länge zur Abstützlänge hinzukommt und die hintere Abstützung die Hinterachse des Fahrzeugs ist.



**Bild 11 und 12.** Mittlere und maximale Auflagerkräfte für vierfach gelagerte Viertakt-Dieselmotoren mit  $z = 2, 3, 4$  und 6 Zylindern für starre Lagerung und bei gleicher Zylinderleistung.

Annahmen für Bild 12:

Auflagerabstand in Motorlängsrichtung

$$\overline{1,3} = (z + 1) a \quad \text{für } k = 0$$

$$\overline{1,3'} = (z + 1) a + 6 a = (z + 7) a \quad \text{für } k = 6 a$$

Zylinderabmessungen wie in Bild 2 bis 9.

$$a = 125 \text{ mm} \quad c_m = 10 \text{ m/s} \quad p_1 = 9 \text{ kp/cm}^2$$

Die betrachteten vier Dieselmotoren mit 2, 3, 4 und 6 Zylindern sind ganz konventionell, d. h. ohne irgendwelche Ausgleichsgetriebe, ausgeführt, jedoch ist der Massenausgleich durch Kurbelwellengegenmassen so weit getrieben, wie es optimal möglich und auch allgemein üblich ist. In **Bild 12** sind die Kurbelsterne aufgetragen, wie sie fast ausnahmslos ausgeführt werden.

Beim Vergleich der Motoren wird üblicherweise danach gefragt, ob freie Massenkräfte erster oder zweiter Ordnung vorhanden sind. Die Auswertung wurde hier jedoch unter Einbeziehung sämtlicher auftretender Gas- und Massenkräfte vorgenommen. Damit ist ein echter Vergleich der verschiedenen Ausführungen möglich, allerdings nur für die starre Lagerung. Bei Vorhandensein elastischer Nachgiebigkeiten spielt die Frequenzlage der Kräfte eine entscheidende Rolle.

Es wurden zunächst die Polardiagramme der vier Auflager in der gleichen Art wie in Bild 8 und 9 bestimmt. Um den Vergleich der verschiedenen Motoren zu erleichtern, wurden hier aber nur

die maximalen Kräfte (weiße Säulen) und die über ein Arbeitsspiel zeitlich gemittelten Kräfte (schraffierte Säulen) aufgetragen.

Das Diagramm zeigt, wie zu erwarten, das beste Ergebnis für den Sechszylindermotor. Das Ergebnis bei langer Lagerung ist dasselbe wie bei kurzer Lagerung. Der Vierzylindermotor schneidet relativ schlecht ab. Dies ist eine Folge der großen freien Massenkräfte zweiter Ordnung. Bei der langen Blockmaschinenlagerung ( $k = 6a$ ) werden die Kräfte auf die vorderen Auflager noch größer, weil diese den größeren Teil der freien Massenkräfte zweiter Ordnung aufnehmen müssen. Der Dreizylindermotor liegt relativ günstig; dieser Motor hat nämlich keine freien Kräfte, sondern nur freie Momente erster und zweiter Ordnung. Die Momente werden bei der Blockbauweise ( $k = 6a$ ) durch den längeren Hebelarm in Schlepperlängsrichtung noch weiter abgebaut. Beim Zweizylindermotor wirkt neben dem Moment erster Ordnung die Massenkraft zweiter Ordnung störend. Die letztere belastet bei der Blockmaschine hauptsächlich die beiden vorderen Auflager 1 und 2. Die Diagramme von Bild 12 gelten für gleiche Zylindergröße, d. h. bei gleichem Indikatordiagramm und gleicher Kolbengeschwindigkeit für eine gleiche Leistung pro Zylinder.

In **Bild 13** wurde nun angenommen, daß nicht die Leistung je Zylinder, sondern die Gesamtleistungen der Motoren gleich sein sollen. Dieser Fall kann aus den Ergebnissen von Bild 12 durch Umrechnung gewonnen werden. Dabei sei angenommen, daß Kolbengeschwindigkeit und Indikatordiagramm erhalten bleiben, so daß nach der Ähnlichkeitsmechanik der Verbrennungskraftmaschinen die inneren Beanspruchungen sich nicht ändern.

Umgerechnet wird wie folgt: Aus den bekannten Beziehungen für Nutzleistung  $N_e$  und Kolbengeschwindigkeit  $c_m$

$$N_e \sim p_e z V_{h1} n \sim p_e z D^2 s n = \text{const} \quad (14)$$

und

$$c_m \sim s n = \text{const} \quad (15),$$

worin  $p_e$  der Nutzdruck,  $z$  die Zylinderzahl,  $V_{h1}$  das Zylinderhubvolumen,  $D$  die Bohrung und  $s$  der Hub ist, folgt weiter

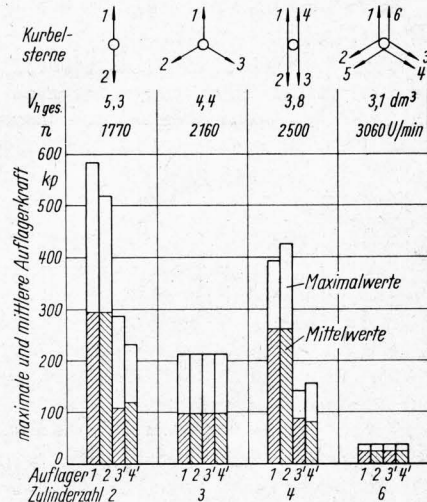
$$N_e \sim p_e c_m z D^2 = \text{const} \quad (16).$$

Da  $p_e$  und  $c_m$  konstant bleiben sollen, ist

$$z D^2 = \text{const} \quad (17).$$

Die Zylindereinheiten der betrachteten Motoren seien geometrisch ähnlich. Dann gilt der Reihe nach

$$D \sim z^{-\frac{1}{2}} \quad (18), \quad s \sim z^{-\frac{1}{2}} \quad (19),$$



**Bild 13.** Mittlere und maximale Auflagerkräfte für vierfach starr gelagerte Viertakt-Dieselmotoren mit 2, 3, 4 und 6 Zylindern bei gleicher Gesamtleistung.

Annahmen:

$$\text{Auflagerabstand in Motorlängsrichtung: } \overline{1,3'} = (z + 7) a$$

$$c_m = 10 \text{ m/s}$$

$$p_1 = 9 \text{ kp/cm}^2$$

Abmessungen gegenüber Bild 12 ähnlichkeitsmechanisch so umgerechnet, daß die Leistung der Motoren gleich der Vierzylinderleistung von Bild 12 ist.

$$n \sim z^{\frac{1}{2}} \quad (20), \quad V_{h1} \sim D^2 s \sim z^{-\frac{3}{2}} \quad (21),$$

$$V_{h, ges} \sim z V_{h1} \sim z^{-\frac{1}{2}} \quad (22).$$

Die Errechnung der in Bild 13 oben angeschriebenen Hubvolumina und Drehzahlen erfolgte mittels der Gln. (22) und (20), wobei der Vierzylindermotor als Bezugsmotor angesetzt wurde, also gegenüber Bild 12 unverändert blieb. Zur Umrechnung der Auflagerkräfte wird unter Benutzung von Gl. (18) angesetzt:

$$p \sim D^2 \sim 1/z \quad (23).$$

Da der Vierzylindermotor Bezugsmotor ist, steigen gemäß Gl. (23) die Kräfte für Zwei- und Dreizylinder gegenüber Bild 12 an, beim Sechszylinder sinken sie ab.

Bild 13 gilt für die Blockmaschinenlagerung ( $k = 6a$ ). Das Ergebnis besteht wieder in einem günstigen Abschneiden des Dreizylinders gegenüber dem Vierzylinder und erst recht gegenüber dem Zweizylinder.

### Massenausgleich

In den folgenden Bildern sind nun Wege aufgezeigt, wie man die schädlichen Wirkungen der Massenkräfte durch Massenausgleichsvorrichtungen verringern kann. Dabei wurde ein gewisser Ökonomiestandpunkt insofern eingenommen, als der Aufwand für diese Vorrichtungen nur so weit getrieben wurde, wie er durch den Vergleich mit dem nächst-mehrzylindrigen Motor gerechtfertigt erscheint.

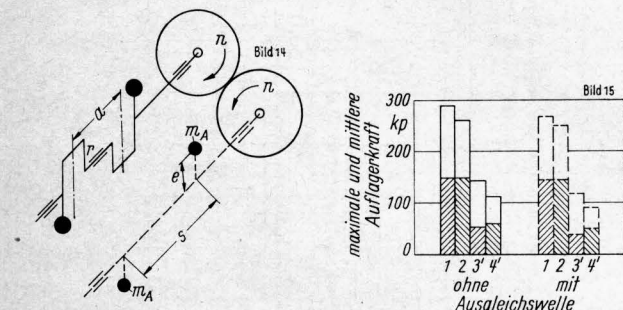
#### Zweizylindermotor

So wurde der Zweizylindermotor nach Bild 14 nur mit einer zur Kurbelwelle gegenläufig und gleich schnell drehenden und mit zwei Unwuchten versehenen Ausgleichswelle zum Abbau des Kippmoments erster Ordnung ausgerüstet:

$$U_A s = \frac{m_{osz} r}{2} a \quad (24),$$

worin  $U_A$  die Unwucht der Ausgleichsmasse in kgm bedeutet. Der Erfolg ist, jedenfalls bei nichtelastischer Lagerung, vernachlässigbar klein, Bild 15, da die vom Ausgleich nicht beeinflusste freie Massenkraft zweiter Ordnung überwiegt. Die Beseitigung auch dieser Massenkraft würde einen zusätzlichen Aufwand durch zwei mit doppelter Kurbelwellendrehzahl umlaufende Wellen erfordern. Dieser zusätzliche Aufwand ist beim Zweizylindermotor aber nicht gerechtfertigt, da man bei wenig größerem Bauaufwand auch einen Dreizylindermotor heranziehen könnte, den man gegebenenfalls mit einer etwas niedrigeren Drehzahl einsetzen würde.

Durch die in Bild 14 strichliert gezeichnete Ausgleichswelle hat man aber erreicht, daß alle Massenerregungen erster Ordnung beseitigt sind, was bei Vorhandensein von entsprechenden Resonatoren am Fahrzeug von Vorteil ist. Der Motor verhält



**Bild 14 und 15.** Mittlere und maximale Auflagerkräfte für Zweizylinder-Viertakt-Dieselmotor mit und ohne Ausgleichswelle.

$U_A = m_A e$  Unwucht (in kgm) einer Ausgleichsmasse  $m_A$  auf der Unwuchtachse ( $e$  Abstand des Massenschwerpunktes von der Achse)

Annahmen für Bild 15:

Auflagerabstand in Motorlängsrichtung  $\bar{1,3}' = (z + 7) a = 9 a$

$c_m = 10 \text{ m/s}$

$p_1 = 9 \text{ kp/cm}^2$

Sonstige Abmessungen wie in Bild 12.

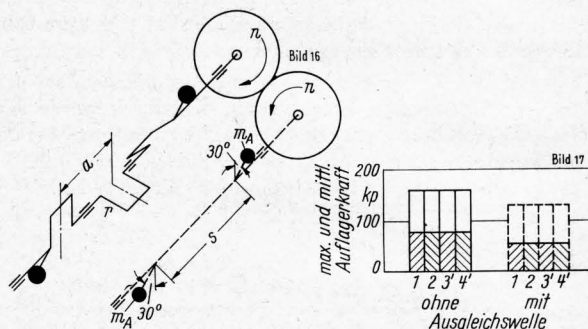
sich, jedenfalls vom Standpunkt der Massenwirkungen, wie ein Vierzylindermotor. Störend wirkt die ungleichmäßige Zündung, die abwechselnd mit einem Abstand von  $180^\circ$  und  $540^\circ$  Kurbelwinkel einsetzt.

#### Dreizylindermotor

Beim Dreizylindermotor nach Bild 16 wird man zweckmäßig ähnlich wie beim Zweizylindermotor vorgehen. Hier ist die hauptsächlichste Erschütterungsquelle wieder ein Kippmoment erster Ordnung, das durch die eingezeichnete, zur Kurbelwelle gegenläufige, gleich schnell drehende Welle ausgeglichen werden kann:

$$U_A s = \frac{m_{osz} r}{2} a \sqrt{3} \quad (25).$$

Es verbleibt dann ein freies Kippmoment zweiter Ordnung, für welches sich der zusätzliche Aufwand — zwei zueinander gegenläufige, mit doppelter Kurbelwellendrehzahl umlaufende Wellen — wohl nicht lohnen dürfte. Die Verbesserung ist merklich, wenn auch nicht sehr groß, Bild 17, da die Auflagerkräfte bei der vorausgesetzten langen Blockmaschinenlagerung ohnehin verhältnismäßig klein sind.



**Bild 16 und 17.** Mittlere und maximale Auflagerkräfte für Dreizylinder-Viertakt-Dieselmotor mit und ohne Ausgleichswelle.

Annahmen für Bild 17:

Auflagerabstand in Motorlängsrichtung  $\bar{1,3}' = (z + 7) a = 10 a$

$c_m = 10 \text{ m/s}$

$p_1 = 9 \text{ kp/cm}^2$

Sonstige Abmessungen wie in Bild 12.

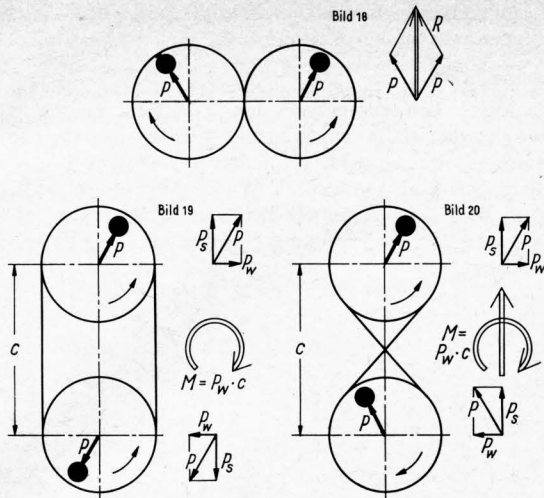
#### Vierzylindermotor

Der Vierzylindermotor stellt einige interessante Probleme, obwohl er die in der größten Stückzahl gebaute Kolbenmaschine ist und man daher vermuten sollte, daß seine Möglichkeiten weitgehend ausgeschöpft sind. Seine freien Massenkräfte zweiter Ordnung lassen sich zunächst durch ein Paar gegenläufig zueinander, mit doppelter Kurbelwellendrehzahl umlaufender Unwuchten beseitigen. Diese Vorrichtung ist unter dem Namen Lanchester-Ausgleich bekanntgeworden.

Weniger bekannt ist, daß der Vierzylindermotor auch größere Wechseldrehmomente um die Kurbelwellenachse entwickelt. Diese fielen deshalb bisher wenig auf, weil sie sich aus einem durch Gaswirkungen und einem durch Massenwirkungen hervorgerufenen Anteil zusammensetzen, deren Fourierkomponenten zweiter Ordnung sich bei einer Kolbengeschwindigkeit von  $7 \text{ m/s}$  annähernd gegenseitig aufheben. Die in den letzten Jahren angewachsenen Drehzahlen brachten aber ein Überwiegen des durch Massenwirkungen bedingten Anteils mit sich, und so wurden bei Erschütterungsmessungen nicht nur die bekannten Schwingungen zweiter Ordnung in der Hochrichtung, sondern auch zunehmend solche um die Motorlängsachse registriert.

#### Sonstige Ausgleichsvorrichtungen

Bild 18 bis 20 zeigen allgemein, wie Ausgleichsvorrichtungen zum Abbau oszillierender Kräfte und Momente gebaut sein müssen. Nach dem Lanchesterprinzip in Bild 18 läßt sich eine oszillierende Kraft  $R$  erzeugen, indem man ein Paar von gegenläufig zueinander rotierenden Unwuchten so anordnet, daß die Wirkungslinie der gewünschten Kraft durch die Mitte der beiden Unwuchtrehachsen geht und die senkrecht zu  $R$  gerichteten Unwuchtanteile sich gegenseitig aufheben.



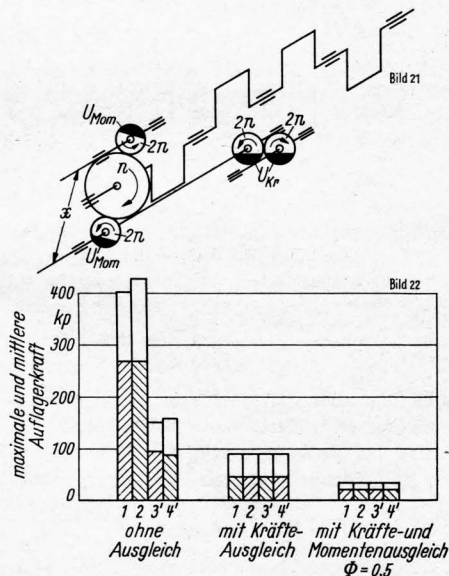
**Bild 18 und 20.** Anordnungen zur Erzeugung einer oszillierenden Kraft  $R$  (Bild 18), eines oszillierenden Momentes  $M$  (Bild 19) und einer oszillierenden Kraft  $R$  und eines gleichzeitig oszillierenden Momentes  $M$  (Bild 20) mittels zweier rotierender und gleich schnell drehender Unwuchten.

Entsprechend Bild 19 gewinnt man ein oszillierendes Moment  $M$ , indem man die Unwuchten gleichsinnig rotieren läßt, die Unwuchtachsen um einen bestimmten Abstand  $c$  gegeneinander versetzt und die Unwuchten so anordnet, daß ihre resultierende Kraft verschwindet. Das Moment erreicht seinen Höchstbetrag, wenn die Unwuchtmassen senkrecht auf der Verbindungslinie ihrer Drehpunkte stehen; es verschwindet, wenn sie in die Richtung dieser Verbindungslinie fallen.

Schließlich kann man nach Bild 20 sowohl eine oszillierende Kraft  $R$  als auch ein oszillierendes Moment  $M$  erzeugen, indem man die Unwuchten der Anordnung in Bild 19 gegenläufig rotieren läßt. Dann erzeugen die Komponenten  $P_s$  die resultierende Kraft  $R$  und die Komponenten  $P_w$  das resultierende Moment  $M$ .

#### Vierzylinder-Viertakt-Reihenmotor

In **Bild 21** wurden die Prinzipien von Bild 18 und 19 zur Verbesserung der Laufruhe des Vierzylinder-Viertakt-Reihenmotors



**Bild 21 und 22.** Mittlere und maximale Auflagerkräfte für Vierzylinder-Viertakt-Dieselmachine mit verschiedenen Ausgleichsvorrichtungen.

$U_{Mom}$  Unwucht (in kgm) einer Ausgleichsmasse für den Momentenausgleich  
 $U_{Kr}$  Unwucht (in kgm) einer Ausgleichsmasse für den Kräfteausgleich

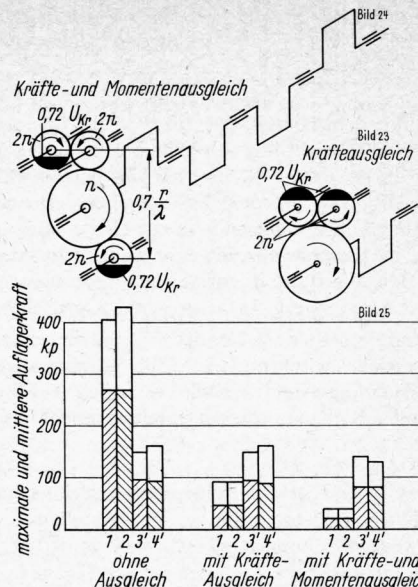
Annahmen für Bild 22:

Auflagerabstand in Motorlängsrichtung  $1,3' = (z + 7) a = 11 a$

$c_m = 10 \text{ m/s}$

$p_1 = 5,5 \text{ kp/cm}^2$

Sonstige Abmessungen wie in Bild 12.



**Bild 23 bis 25.** Mittlere und maximale Auflagerkräfte für Vierzylinder-Viertakt-Dieselmachine mit Ausgleichsvorrichtungen an einem Kurbelwellenende.

Annahmen für Bild 25:

Auflagerabstand in Motorlängsrichtung  $1,3' = (z + 7) a = 11 a$

$c_m = 10 \text{ m/s}$

$p_1 = 5,5 \text{ kp/cm}^2$

angewandt. Das unter der Kurbelwellenmitte liegende, gegenläufige Unwuchtpaar  $U_{Kr}$  dient zum Kräfteausgleich zweiter Ordnung:

$$U_{Kr} = \frac{m_{osz} r}{2} \lambda \quad (26)$$

und das am linken Kurbelwellenende angebrachte gleichläufige Unwuchtpaar  $U_{Mom}$  dem Momentenausgleich zweiter Ordnung. Die Säulendarstellung in **Bild 22** zeigt, wie sich die einzelnen Maßnahmen auswirken. Zunächst bringt der Kräfteausgleich nach Lanchester eine wesentliche Verbesserung um 70%.

Beim Momentenausgleich muß berücksichtigt werden, daß neben dem Massen- auch ein Gaskraftereinfluß vorhanden ist. Würde man ohne Berücksichtigung des Gaseinflusses das Massen- umlaufmoment vollständig ausgleichen, so müßte das Produkt aus der Unwucht  $U_{Mom}$  und dem Unwuchtabstand  $x$  den Betrag

$$U_{Mom} x = \frac{m_{osz} r^2}{2} \quad (27)$$

annehmen. Wegen der Fourierkomponente zweiter Ordnung des Gasumlafmoments, welches, wie bereits gesagt, das Massen- umlaufmoment teilweise aufhebt, erweist es sich jedoch als günstiger, nur einen Anteil  $\Phi = 50\%$  des genannten Betrages anzuwenden:

$$U_{Mom} = \frac{m_{osz} r^2}{2 x} \Phi \quad (28)$$

Die an den Auflagern wirkenden Kräfte lassen sich damit um weitere 53% reduzieren, Bild 22.

Der Aufwand für diese Anordnung ist nun ganz erheblich. Konstruktiv ist vor allem unangenehm, daß das gegenläufige Unwuchtpaar für den Kräfteausgleich theoretisch in der Kurbelwellenmitte liegen sollte. Man könnte zwar an beiden Kurbelwellenenden je ein Unwuchtpaar von halber Größe vorsehen, doch ist der Bauaufwand dann noch größer.

Bei der Blockkonstruktion von Schleppern, bei der die hintere Auflagerstelle praktisch die Hinterachse des Fahrzeugs ist, bringt jedoch auch eine am vorderen Kurbelwellenende angebrachte Kräfteausgleichsvorrichtung, **Bild 23**, eine merkliche Verbesserung, **Bild 25**.

Wenn man schließlich neben dem Kräfteausgleich auch den Umlaufmomentenausgleich herbeiführen will, kann man sich der in Bild 20 entwickelten Lösung bedienen, die in **Bild 24** am linken Ende des Vierzylindermotors angebracht ist. Das Umlaufmoment, das von den Unwuchten der Ausgleichsvorrichtung erzeugt wird, beträgt mit Gl. (26)

$$(0,72 U_{Kr}) (0,7) \frac{r}{\lambda} = 0,5 \frac{r}{\lambda} U_{Kr} = 0,5 \frac{r}{\lambda} \left( m_{osz} \frac{r \lambda}{2} \right) = m_{osz} r^2 0,25 \quad (29),$$

stimmt also mit dem von Gl. (28) für  $\Phi = 0,5$  überein. Die von dieser Ausgleichsvorrichtung neben dem Moment nach Gl. (29) erzeugte Kraft ist jedoch kleiner als die gemäß Bild 21. Sie beträgt nur 72% des theoretischen Sollmaßes. Denn wenn der Ausgleich am Kurbelwellenende und nicht, wie theoretisch erforderlich, in Kurbelwellenmitte angreift, wird man zweckmäßig nur den Kraftanteil ausgleichen, der bei der Kräftezerlegung auf die vorderen Auflager 1 und 2 entfällt.

Der Abbau der Auflagerkräfte ist nicht mehr so groß wie im Fall der Ausgleichsvorrichtung nach Bild 21, aber angesichts des reduzierten Aufwandes immer noch beachtlich. Die Behandlung des Vierzylinder-Reihenmotors sei damit abgeschlossen.

#### Sechszylinder-Viertakt-Reihenmotor

Der Sechszylinder-Viertakt-Reihenmotor ist mit seinem bereits durch die Kurbelwellenanordnung bewerkstelligten Ausgleich erster und zweiter Ordnung so günstig, daß sich zusätzliche Ausgleichswellen nicht lohnen. Auf Grund dieser Tatsache wird man sicher gut tun, bei zunehmender Leistungs- und Drehzahlsteigerung zu überlegen, ob man nicht an Stelle eines Vierzylinders einen Sechszylinder heranzieht. Diese Frage wird beim Vordringen des Schleppermotors in höhere Leistungsklassen sicher noch interessanter werden.

#### Zweizylinder-Zweitaktmotor

Nach den Betrachtungen über Viertakt-Reihenmotoren sei kurz auf einige Besonderheiten der Zweitaktmotoren eingegangen. Diese sind in den letzten Jahren in Typen- und Stückzahl stark zurückgegangen, sie weisen jedoch bezüglich des Massenausgleichs manche Vorteile auf. Zunächst läßt sich beim Zweizylindermotor mit gleicher Kurbelkröpfung, wie in Bild 14, ein gleichmäßiger Zündabstand erreichen, während beim entsprechenden Viertaktmotor der Zündabstand abwechselnd  $180^\circ$  und  $540^\circ$  betrug. Sodann sind Ausgleichswellen erster Ordnung, wie sie in Bild 14 und 16 eingetragen sind, um so mehr berechtigt, als sie gleichzeitig zum Antrieb der Einspritzpumpe oder auch der Nockenwelle beim auslaßventilgesteuerten Zweitakt dienen können [3]. Auf Zwei- und Dreizylinder-Einheiten braucht nicht näher eingegangen zu werden, da man die Kurbelwellen genau wie beim Viertakt kröpft.

#### Vierzylinder-Zweitaktmotor

Andere Verhältnisse ergeben sich beim Vierzylinder-Zweitakt. Hier empfiehlt es sich, die Kurbelwelle mit Rücksicht auf den gleichmäßigen Zündabstand von  $360^\circ/4 = 90^\circ$  nicht wie beim Viertakt eben, sondern kreuzförmig gekröpft auszuführen. Die Anordnung nach Bild 26 ist die bekanntere:

$$U_{A1} s_1 = \frac{m_{osz} r}{2} a \sqrt{2} \quad (30).$$

Sie wird z. B. in dem Buch von Schrön [1] vorgeschlagen und ist sicher dann am günstigsten, wenn keine Ausgleichswelle verwendet wird. Das Kippmoment erster Ordnung ist relativ klein, außerdem sind nur kleine Gegenmassen erforderlich. Das Kippmoment erster Ordnung läßt sich mit der Ausgleichswelle vollständig beseitigen. Ein Kippmoment zweiter Ordnung bleibt jedoch noch vorhanden.

Die Anordnung nach Bild 27 ist ohne Ausgleichswelle ungünstiger als die nach Bild 26:

$$U_{A2} s_2 = \frac{m_{osz} r}{2} a \sqrt{10} \quad (31).$$

Bei ihr ist zwar ein vollständiger Ausgleich zweiter Ordnung vorhanden, jedoch ist das Kippmoment erster Ordnung größer als bei der Anordnung nach Bild 26. Wenn man aber schon eine Ausgleichswelle vorsieht, ist die Anordnung nach Bild 27 die günstigste, s. Bild 28, weil dann der Ausgleich erster und zweiter Ordnung vollständig ist.

Beim Zweitaktverfahren sind auch Fünf- und Siebenzylinder-Einheiten beliebt, da sie ebenfalls günstige Ausgleichs- und

Gleichgangverhältnisse erlauben. Hierauf kann hier nicht weiter eingegangen werden.

#### V-Motoren

Eine kurze Bemerkung soll den V-Motoren gelten. Diese Motoren werden dann angewandt, wenn es um eine kurze, gedrungene Bauweise geht. Sie laden jedoch breiter aus, insbesondere, wenn ein größerer V-Winkel angewandt wird. Die breite Bauweise ist bekanntlich bei Ackerschleppern nicht gern gesehen, weil sich Anbaugeräte, Furchen usw. schlecht beobachten lassen.

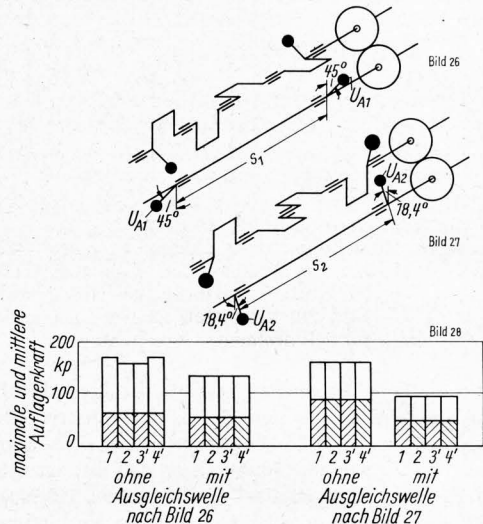


Bild 26 bis 28. Mittlere und maximale Auflagerkräfte von Vierzylinder-Zweitakt-Dieselmachine mit und ohne Ausgleichswelle.

Annahme für Bild 28:

$$c_m = 10 \text{ m/s} \quad \bar{1,37} = (z + 7) a = 11 a \quad p_1 = 6,5 \text{ kp/cm}^2 \quad p_{max} = 80 \text{ kp/cm}^2$$

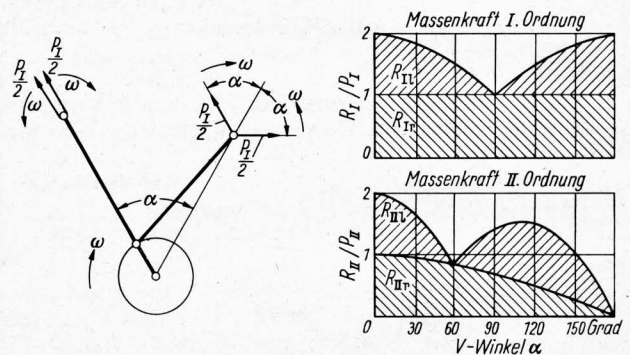


Bild 29. Oszillierende Massenkraft erster und zweiter Ordnung im V-Trieb mit dem Winkel  $\alpha$ .

$P_I, P_{II}$  oszillierende Massenkraften 1. bzw. 2. Ordnung für einen Zylinder  
 $R_I, R_{II}$  Resultierende aus  $P_I$  bzw.  $P_{II}$  für einen V-Trieb  
 $R_{I r}$  rechtsdrehende Komponente von  $R_I$   
 $R_{I l}$  linksdrehende Komponente von  $R_I$

Aus Bild 29 folgt aber, daß gerade der große V-Winkel von  $90^\circ$  ein Optimum darstellt, denn dann läßt sich die Massenkraft erster Ordnung bereits beim einzigen V-Trieb vollständig ausgleichen. In Bild 29 wurde die oszillierende Massenkraft erster Ordnung

$$P_I = m_{osz} r \omega^2 \quad (32)$$

für beide Zylinder in gegenläufig rotierende, halb so große Kräfte zerlegt. Die rotierenden Kräfte lassen sich vektoriell zusammenfassen:

$$R_I = R_{I r} + R_{I l} \quad (33).$$

Den mit der Kurbelwelle gleichsinnig rotierenden Anteil  $R_{I r}$  kann man durch Kurbelwellengegenmassen, also ohne zusätzlichen Aufwand, beseitigen, während der gegenläufig drehende Anteil  $R_{I l}$  wieder eine zusätzliche Ausgleichswelle erfordert. Jedoch verschwindet dieser Anteil beim V-Winkel  $\alpha = 90^\circ$ . V-Motoren mit  $90^\circ$ -V-Winkel sind deshalb häufig anzutreffen.

Um einen Ausgleich auch der zweiten Ordnung zu erzielen, muß man bis zum V 8 mit 2 mal 4 Zylindern gehen, wobei die Kurbelwelle so zu kröpfen ist, wie die des Vierzylinder-Zweitaktmotors nach Bild 27. Die Möglichkeit, die Massenkraft zweiter Ordnung

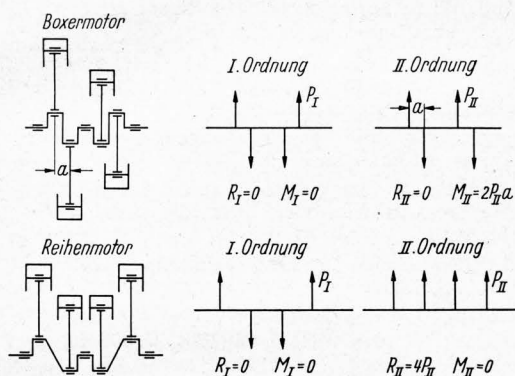
$$P_{II} = m_{osz} r \omega^2 \lambda \quad (34),$$

$$R_{II} = R_{II1} + R_{IIr} \quad (35),$$

durch einen V-Winkel von 180° zu beseitigen, wie aus dem unteren Diagramm in Bild 29 folgt, dürfte wohl kaum in Frage kommen.

### Boxermotor

Man wendet daher meist den Boxermotor an, bei dem die zugeordneten Pleuel auf um 180° versetzten Kurbeln gleiten, Bild 30. Der Boxermotor hat als Personenkraftwagen-Motor mit 4 Zylindern eine große Verbreitung gefunden. In Bild 30 wurde er dem Reihenmotor gegenübergestellt. Man sieht, daß beide Motoren in der ersten Ordnung ausgeglichen sind. Der Unterschied im Massenausgleich zeigt sich bei der Zusammensetzung der Kräfte  $P_{II}$  der zweiten Ordnung. Beim Reihenmotor summieren sich diese zu einer resultierenden Kraft  $R_{II}$ , beim Boxermotor zu einem resultierenden Moment  $M_{II}$ . Das Moment ist im allgemeinen weniger störend als die Kraft, weil es, auf großen Hebelarmen abgestützt, entsprechend kleine Auflagerreaktionen erzeugt.



**Bild 30.** Gegenüberstellung von Vierzylinder-Viertakt-Motoren in Boxer- und Reihenbauweise.

$P_I, P_{II}$  oszillierende Massenkkräfte erster bzw. zweiter Ordnung für einen Zylinder  
 $R_I, R_{II}$  resultierende Kräfte erster bzw. zweiter Ordnung  
 $M_I, M_{II}$  resultierende Momente erster bzw. zweiter Ordnung

### Auswuchtfehler

In das Gebiet der Motorenlaufruhe fällt auch die Frage, ob man nicht durch erhöhte Ansprüche an die Auswuchtgüte der bewegten Teile, also Kurbelwelle, Pleuelstange, Kolben usw., eine Verbesserung erzielen kann. Rechnerische Betrachtungen [4] haben leider gezeigt, daß der Effekt bei den Motoren mit weniger als sechs Zylindern und ohne zusätzliche Ausgleichsvorrichtungen nur ganz geringfügig sein kann, da die nicht ausgeglichenen Massen wesentlich größere Kräfte hervorrufen als die üblicherweise zugelassenen Unwuchten.

So beträgt beispielsweise bei einem Vierzylinder-Fahrzeug-Dieselmotor die freie Massenkraft zweiter Ordnung etwa 1000 kp, während die von den zugelassenen Unwuchten herrührenden Kräfte im ungünstigsten denkbaren Fall, d. h. wenn alle Toleranzen, Unwuchten, Fluchtungsfehler usw. an ihrer oberen zugelassenen Grenze liegen und algebraisch aufsummiert werden, eine Kraft von nur 100 kp erzeugen.

Das Ergebnis wird auch durch Messungen mit dem Tastschwingungsschreiber bestätigt. Bei diesem Motor wurden stets nur Schwingungen zweiter Ordnung gemessen, d. h. solche, die mit doppelter Kurbelwellendrehfrequenz schwingen. Da sich Unwuchtfehler aber notwendigerweise als Schwingungen erster Ordnung auswirken müssen, ist der Beweis dafür erbracht, daß eine Erhöhung der Auswuchtanforderungen — jedenfalls bei starr gelagerten Motoren mit weniger als 6 Zylindern — keine Aussicht auf Verbesserung verspricht. Das Auswuchten hat eine

größere Bedeutung bei elastisch gelagerten Motoren, die anschließend behandelt werden.

### Elastische Lagerung des Motors

Die elastische Lagerung des Schleppermotors wird aus folgenden Gründen vorläufig nur vereinzelt angewendet:

1. Der Motor dient bei der üblichen Blockbauweise als Rahmenglied, während die elastische Lagerung zusätzliche Träger erfordert und eine breitere Bauweise bedingt.
2. Die von der Fahrbahn über die Reifen, Achsen usw. auf den Motor übertragenen Kräfte und Stöße können beim Ackerfahrzeug um einiges größere Werte als beim Straßenfahrzeug annehmen. Die bei Last- und Personenkraftwagen-Motoren übliche überkritische elastische Lagerung kann daher eine Reihe von unangenehmen Folgen, wie Zerstören der Lager-elemente, der anschließenden Träger, Gehäuseteile oder Brechen der Anschlußleitungen, haben. Eine gewisse Abhilfe kann durch Ausschlagbegrenzungen geschaffen werden.

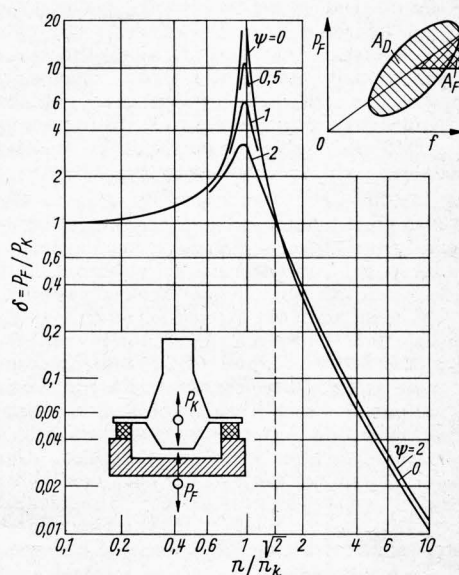
Eine elastische Lagerung kann, wie aus der Schwingungstechnik bekannt ist und wie die übliche Resonanzkurve nach Bild 31 für eine aktive Schwingungsisolierung zeigt, nur dann wirksam werden, wenn die Erregerfrequenz um mindestens das  $\sqrt{2}$ -fache größer ist als die Eigenfrequenz. Die Ordinate  $\delta$  in Bild 31 ist das Verhältnis von der Fundamentkraft  $P_F$  zur Erregerkraft  $P_K$ , und die Abszisse ist das Verhältnis von der Motordrehzahl  $n$  zur kritischen Drehzahl  $n_{krit}$ . Parameter sind verschiedene Werte der Dämpfung

$$\psi = A_D/A_F \quad (40),$$

worin  $A_D$  die Dämpfungsarbeit und  $A_F$  die Formänderungsarbeit bedeuten.

Da Fahrzeugmotoren bis zu niedrigen Drehzahlen herab betrieben werden müssen ist es notwendig, die Eigenfrequenzen noch tiefer zu setzen; d. h., die höchste kritische Drehzahl sollte mit einem gewissen Respektabstand unter der niedrigsten Motordrehzahl, im allgemeinen der Leerlaufdrehzahl liegen.

Bei der Auslegung der elastischen Lagerung hat man zu berücksichtigen, daß ein elastisch gelagerter Motor als ausgedehnter starrer Körper sechs Freiheitsgrade, nämlich drei der Translation und drei der Rotation besitzt. Diese Schwingungsformen sind im allgemeinen gekoppelt, es sei denn, die Federungen und Massen erfüllen bestimmte Entkopplungsbedingungen bzw. Symmetrieeigenschaften. Auf Grund der jeweiligen Wirkung der Erregenden entfallen jedoch eine Reihe von Schwingungsmöglichkeiten. So treten beim Vierzylinder-Viertakt meist nur



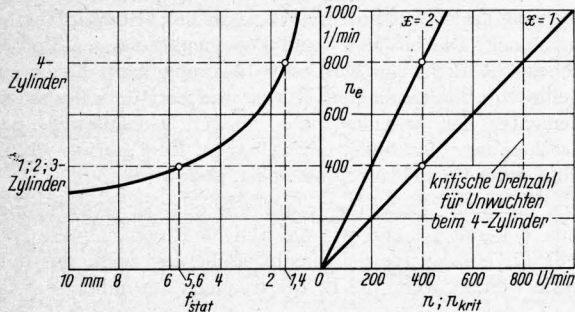
**Bild 31.** Durchlässigkeit  $\delta$  für eine elastische Lagerung bei einer einfachen Hubschwingung in Abhängigkeit vom Drehzahlverhältnis  $n/n_{krit}$  und bei verschiedenen Dämpfungen  $\psi = A_D/A_F$ .

$P_F$  Fundamentkraft  
 $P_K$  Erregerkraft  
 $n$  Motordrehzahl  
 $n_{krit}$  kritische Drehzahl  
 $A_D$  Dämpfungsarbeit  
 $A_F$  Formänderungsarbeit



drei Formen, nämlich die Hoch-, die Nick- und die Kipp-schwingung auf, wobei Hoch- und Nickschwingung meist miteinander gekoppelt sind. Auf das Niederschreiben der maßgeblichen Formeln sei hier verzichtet (vgl. hierzu [5] und [6]).

Für die folgende Betrachtung sei vorausgesetzt, daß, wie vielfach der Fall, nur eine schwache Koppelung zwischen Hoch- und Kipp-schwingung vorliege und daß die Hochschwingung die größte kritische Drehzahl ergibt. Diese soll, wie bereits gesagt, noch unter der Leerlaufdrehzahl liegen. Ist die Leerlaufdrehzahl des Motors 600 U/min, so wird man die kritische Drehzahl der Hochschwingung z. B. auf 400 U/min festlegen.



**Bild 32.** Zusammenhang zwischen Eigenschwingungszahl  $n_e$ , kritischer Drehzahl  $n_{krit}$ , statischer Einfederung  $f_{stat}$  und der Ordnungszahl  $x$  für einen einfachen Schwinger.

Es gelten nunmehr verschiedene Betrachtungen, je nachdem, ob man es mit einem Motor zu tun hat, der nur Erregungen zweiter Ordnung auslöst wie der konventionelle Vierzylindermotor, oder ob der betrachtete Motor auch Erregungen erster Ordnung verursacht wie die konventionellen Ein-, Zwei- und Dreizylindermotoren. Die Verhältnisse seien an Hand von **Bild 32** dargestellt, dem die folgende Gleichung zugrunde liegt:

$$n_e = n_{krit} x = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c_v}{m}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{f_{stat}}} \quad (41).$$

Darin ist  $n_e$  die minutliche Eigenschwingungszahl,  $n_{krit}$  die kritische Drehzahl,  $x$  die Ordnungszahl mit  $x = 1$  oder  $x = 2$ ,

$c_v$  die Gesamtfedersteifigkeit der Lagerelemente in vertikaler Richtung,  $m$  die gesamte abgestützte Masse und  $f_{stat}$  die statische Einfederung unter dem Eigengewicht. Bild 32 zeigt, daß beim Motor mit Erregungen erster und zweiter Ordnung eine statische Einfederung von 5,6 mm erforderlich ist, während Motoren mit Erregungen von nur zweiter und höherer Ordnung eine statische Einfederung von 1,4 mm erfordern. Diese kleine Einfederung mildert die Schwierigkeiten der elastischen Lagerung beträchtlich und erklärt, warum der Vierzylinder-Viertaktmotor mit den beseitigten Erregungen erster Ordnung als relativ schwingungs-sicher gilt und im Personen- und Lastkraftwageneinbau eine solche Verbreitung gefunden hat. Man hat allerdings zu beachten, daß Auswuchtfehler Erregungen erster Ordnung im hohen Leerlauf (im Beispiel Bild 32 bei 800 U/min) auslösen können und wird deshalb in diesem Fall etwas größere Anforderungen an die Auswuchtung stellen.

### Schlußbetrachtung

Es wurde gezeigt, daß die Hubkolbenentriebe der Verbrennungskraftmaschinen erhebliche freie Kräfte auslösen, die mit zunehmender Schnellläufigkeit ansteigen. Man hat jedoch ausreichende, wenn auch leider oft recht aufwendige Mittel in der Hand, um ihnen zu begegnen.

### Schrifttum

- [1] *Schrön, H.*: Die Dynamik der Verbrennungskraftmaschine. 2. Aufl. Wien: Springer 1947 (In Reihe: *H. List*: Die Verbrennungskraftmaschine).
- [2] *Neugebauer, G. H.*: Kräfte in den Triebwerken schnelllaufender Verbrennungskraftmaschinen. 2. Aufl. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer 1952.
- [3] *Kremser, H.*: Die neuen Zweitakt-Dieselmotoren der Hanomag. *Motortechn. Z. (MTZ)* **17** (1956) S. 225/31.
- [4] *Hasselgruber, H.*: Auswuchtgenauigkeit und Massenausgleich bei Verbrennungskraftmaschinen. *Konstruktion* **11** (1959) S. 172/82.
- [5] *Waas, H.*: Federnde Lagerung von Kolbenmaschinen. *VDI-Z.* **81** (1937) S. 763/69.
- [6] *Lürenbaum, K.*: Beitrag zur Dynamik der gefederten Maschinengründung. *VDI-Z.* **98** (1956) S. 976/80.

DK 631.333.5:632.982

### Das Ausbringen von Perlkalkstickstoff mit Schleuderstreuern

Für Schleuderstreuer eignen sich vornehmlich Düngemittel in gekörnter Form. Daher werden bereits mehrere Sorten in größerer oder kleinerer Körnung geliefert. Das gilt besonders für die Volldünger, aber von der Kaliindustrie wird nunmehr auch ein grobkörniges 40er Kalisalz, das sogenannte „Kaligrob“, geliefert, das sich für Schleuderstreuer gut eignet. Die Hauptkörnung, d. i. die durchschnittliche Körnung, bestimmt erfahrungsgemäß die Wurfweite und damit die praktisch erzielbare Arbeitsbreite eines Schleuderstreuers.

Das Institut für Landtechnik der Technischen Universität Berlin hat über diese Zusammenhänge berichtet [1 bis 4]. Neuerdings ist das Institut damit beschäftigt, die Eignung von Perlkalkstickstoff in Schleuderstreuern zu untersuchen. Perlkalkstickstoff läßt sich mit brauchbaren Schleuderstreuern sowohl mit einer als auch mit zwei Streuscheiben mit guter Gleichmäßigkeit bei einer effektiven Arbeitsbreite von etwa 6 m ausbringen. Die mittlere Körnung des Standardproduktes liegt bei 0,7 mm, das Korngrößenspektrum reicht von 0,2 bis 2 mm, ober- und unterhalb dieser Körnungen sind nur Spuren vorhanden. Hinsichtlich der Verteilungsgenauigkeit stellt der Perlkalkstickstoff nun aber ein ganz neues Problem. Die Gleichmäßigkeit der Verteilung wurde bisher nach dem üblichen Verfahren beurteilt, das die Summe der Abweichungen vom gewünschten Mittelwert als  $e$ -Wert in % erfaßt. Da aber Perlkalkstickstoff nicht nur seiner Düngewirkung wegen gestreut wird, sondern vielfach auch wegen seiner herbiziden, d. h. unkräutvernichtenden Wirkung, kann der gewählte Gleichmäßigkeitsmaßstab falsch sein. Die Herbizidwirkung des Perlkalkstickstoffs variiert nämlich stark mit der Körnung. Sie nimmt, wie erste Untersuchungen der Kalkstickstoffindustrie erwiesen haben, mit steigender Teilchengröße erheblich ab. Setzt man für staubförmigen Kalkstickstoff den Herbizid-

wirkungsfaktor mit 1,0 an, so fällt er mit steigender Korngröße auf 0,35 für Teilchen  $> 1,0$  mm. Bei Anwendung von Perlkalkstickstoff muß also ein Kompromiß zwischen der Forderung nach Gleichmäßigkeit in der Flächenverteilung ohne Rücksicht auf die Körnung und nach Gleichmäßigkeit in der Herbizidwirkung angestrebt werden. Da die größeren Körner auf Grund ihrer Wurfenergie weiter fliegen, ist an den Rändern des bestreuten Streifens eine geringere Herbizidwirkung zu erwarten. Wenn nach der herkömmlichen Art überlappt gestreut wird, kann man damit nur eine optimale Verteilung hinsichtlich der Düngermenge erzielen.

Dieses Problem soll durch Siebanalysen der aufgefangenen Streuproben und Verrechnung nach einer noch zu entwickelnden Methode einer Lösung zugeführt werden. Die Kalkstickstoffindustrie wirkt dabei insofern mit, als sie die aufgefangenen Streuproben auf ihre Herbizidwirkung untersucht, um festzustellen, ob es nötig sein wird, daß bei Anwendung von Perlkalkstickstoff zwei verschiedene Arbeitsbreiten des Schleuderstreuers zugrunde zu legen sind, je nachdem, ob man nur düngen oder düngen und zugleich Unkraut bekämpfen will.

### Schrifttum

- [1] *Hollmann, W.*: Untersuchungen über die Düngerverteilung von Schleuderstreuern. Diss. T. U. Berlin 1962.
- [2] *Hollmann, W. u. A. Mathes*: Untersuchungen an Schleuderstreuern. *Landtechn. Forsch.* **12** (1962), Nr. 6, S. 179/86 und **13** (1963), Nr. 1, S. 17/23.
- [3] *Mathes, A.*: Entwicklungstendenzen bei den Düngerstreuern. *Landtechn.* **19** (1964), Nr. 18, S. 658/61.
- [4] *Marks, K.*: Mineräldüngerstreuer. Bauarten, Arbeitsweise. *KTL-Arbeitsblatt für Landtechn. F-DU 101*, 1963. (Lfd. Nr. 16).

Dr. Albert Mathes, T. U. Berlin