

zu beschaffen. Wie konnte es da geschehen, daß z. B. ein Zulieferbetrieb ungeeignete Kugellager an Weimar sendet oder ein Kettenwerk Dimensionen liefert, die der sowjetischen Originalkette nicht entsprechen und viel zu leicht sind? Wir wollen hier nicht in Einzelheiten verfallen. Um der Freundschaft willen fordern wir aber, daß mit solchen Erscheinungen Schluß gemacht wird!

Es ist doch nur die eine Sache, daß wir durch Maschinenausfälle infolge technischer Mängel in einer wetterbedingt schwierigen Ernteperiode bedeutende Ertragsverluste und andere volkswirtschaftliche Schäden hinnehmen müssen. Das haben wir mit uns selbst auszumachen. Auch der Umstand, daß manche Mähdrescherführer infolge der Reparaturzwangspausen ihre Hektarverpflichtung nicht erfüllen konnten, berührt uns nur intern. Die andere wichtige Sache ist, daß infolge der in unseren Nachbauten aufgetretenen und vorher genannten Mängel der Eindruck erweckt werden kann, die sowjetischen Konstruktionen seien die Ursache für entstandene Fehlschläge. Der Mähdrescher S-4 „geht nicht“, der „S-4 ist ausgefallen“, heißt es da einfach, das „Warum“ wird aber nicht erwähnt! Damit wird der Ruf der sowjetischen Technik wider besseres Wissen herabgesetzt und der deutsch-sowjetischen Freundschaft ein schlechter Dienst erwiesen. Darum ist es eine ernste Verpflichtung für uns, zu lernen und nochmals zu lernen, damit wir die sowjetischen Maschinen und Geräte sach- und fachgemäß einsetzen und bedienen können. Beherzigen wir diese Verpflichtung, indem wir für eine gründliche und rechtzeitige Ausbildung unserer künftigen Mähdrescherführer größte Sorge tragen und vor allem eine ausreichende Anzahl ausgebildeter Mähdrescherführer bereithalten. Mit der Erfüllung dieser Verpflichtung ehren wir nicht

nur die sowjetischen Wissenschaftler und Konstrukteure und ihre großartigen Leistungen, sondern es ist dies auch ein wirklicher Dank an unsere sowjetischen Freunde.

Ein neuer Vertrag

Es kann nicht anders sein, als daß wir im Monat der deutsch-sowjetischen Freundschaft besonders intensiv über die Entwicklung des deutsch-sowjetischen Verhältnisses nachdenken, das nun schon seit einigen Monaten im Brennpunkt des Weltinteresses steht. Seit Beginn dieses Jahres führt durch die erneute Initiative der sowjetischen Staatsmänner ein gerader Weg der Entspannung und Annäherung über die Genfer Julikonferenz und die Moskauer Besprechungen mit den bevollmächtigten Vertretern beider Teile Deutschlands bis zur Konferenz der vier Außenminister in Genf, die vor wenigen Tagen ihren Anfang nahm. Aus Freundschaft zu uns, zum ganzen deutschen Volk, hat die Sowjet-Regierung das Gespräch mit der westdeutschen Delegation geführt. Um der Freundschaft willen kam dann am 13. September 1955 der erste zweiseitige Staatsvertrag zwischen der UdSSR und unserer Deutschen Demokratischen Republik zum Abschluß. Dieser geschichtliche Akt sichert unserer jungen Republik die unbeschränkte Souveränität und wird entscheidend dazu beitragen, unsere politische Stellung und unser Ansehen in der Welt zu festigen und zu erhöhen. Wir sind im Vertrauen auf die sowjetische Freundschaft davon überzeugt, daß in der weiteren Fortsetzung der Viermächtebesprechungen auch das nationale Hauptproblem des deutschen Volkes: die Wiedervereinigung Deutschlands auf friedlicher und demokratischer Grundlage, seine endliche Erfüllung finden wird.

A 2200

Handwritten notes: "reicht", "11/4", "10/11"

Handwritten note: "10/11"

Zuführeinrichtungen an Häckselmaschinen¹⁾

(Nach der Theorie von Akademiemitglied W. P. Gorjatschkin)

Von Prof. I. I. SMIRNOW, Moskau, Gastprof. an der TH Dresden

DK 631.363.3.001.3

Die Zuführeinrichtung der Strohhäcksler für Hand- und Kraftbetrieb besteht aus einer Zuführlade und zwei Einzugsrollen. Die Strohhäcksler mit großem Leistungsvermögen und die Stroh-Silohäcksler mittlerer Leistung sind außerdem noch mit einem Leisten-Zuführband ausgerüstet, während die Silohäcksler neben dem Zuführband noch eine Preßtrommel besitzen.

Die Hauptteile der Zuführeinrichtung sind die Einzugsrollen. Sie sind horizontal übereinander angeordnet. Während der Ar-

beit greifen die gegenläufig rotierenden Walzen nach dem Stroh- oder Silogut im Einlegetrog, pressen es zusammen und führen es durch die Mundstücksöffnung dem Schneidwerk zu. Die obere Walze wird in den meisten Maschinen beweglich angebracht, d. h. ihre Lager sind in senkrechten Gleitnuten an der Mundstückseite geführt, wodurch die Walze je nach der Dicke des zugeführten Schnittgutpolsters gehoben oder gesenkt werden kann. Um ein stärkeres Zusammenpressen des Strohbzw. Silogutes zu erzielen, wird die obere Walze gewöhnlich mit Federdruck belastet, wobei die Federn auf Druck oder Zug arbeiten (Bild 1, Silohäcksler RKS-12). Der Druck der oberen Walze auf das Schnittgut kann durch Veränderung der Feder- spannung geregelt werden.

Bei einigen Silohäckslern (Grumbach, Freiberg/Sa., DDR) wird an Stelle der oberen Walze der Zuführeinrichtung ein Band eingebaut (Bild 2). Die Lager der unteren Umlenkrolle des Bandes sind ebenfalls in den Gleitnuten an der Mundstück-

¹⁾ Übers.: O. Richter.

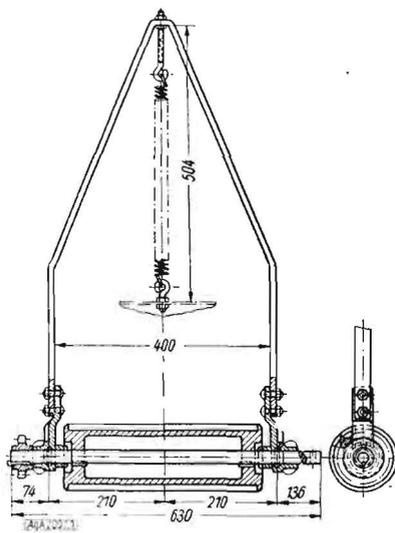


Bild 1

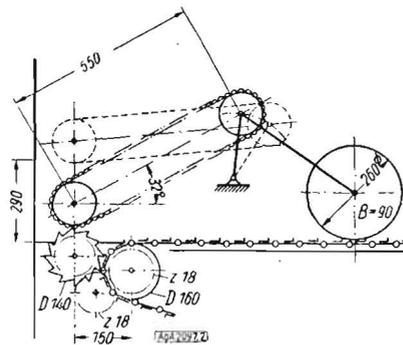


Bild 2

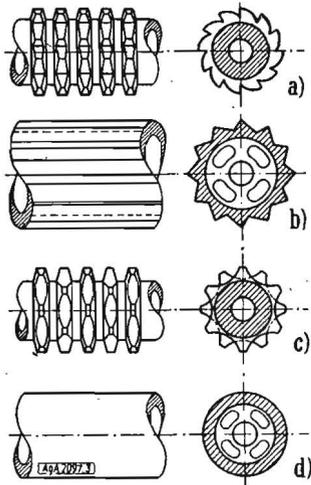


Bild 3

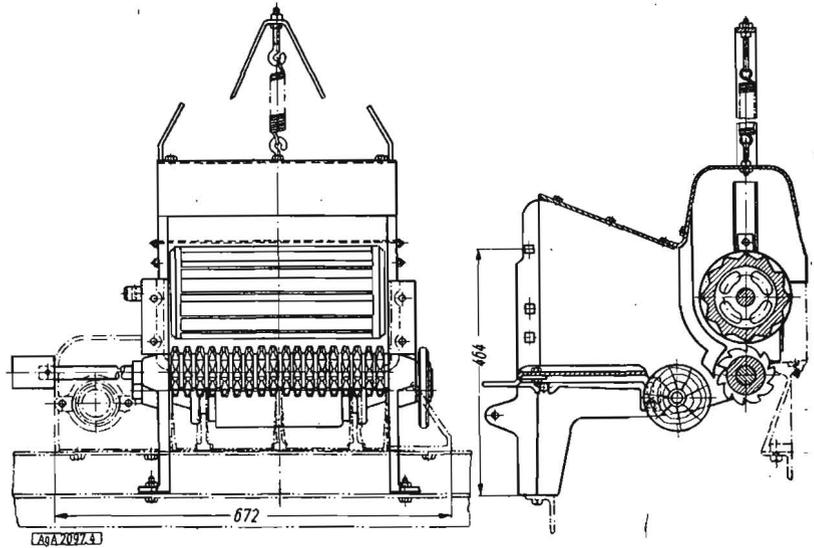


Bild 4

seite geführt. Um ein gleichmäßigeres Zusammenpressen des zugeführten Schnittgutes zu erreichen, wird das Band durch ein Gewicht an einem Hebel, der mit den Lagern der unteren Umlenkrolle des Bandes verbunden ist, beschwert. Die Druckveränderung wird in diesem Falle durch Gewichtsverschiebung am Hebel geregelt.

In konstruktiver Hinsicht weisen die Einzugswalzen verschiedene Profile auf (Bild 3). Zu den meistverbreitetsten gehören die Zackenwalzen mit säbelförmigen Zacken (Bild 3, a) und die Riffelwalzen (Bild 3, b). Die Zackenwalzen werden als obere und als untere Walzen verwendet. In den Silohäckslern RKS-12, Strohsilohäckslern RSS-6,0 u. a. werden unten Zackenwalzen und oben Riffelwalzen angebracht. Die in der DDR hergestellten Silohäckslern haben Zackenwalzen (wie Bild 3, a). Walzen mit Sternprofil (Bild 3, c) wurden sowohl für obere als auch für untere Einzugswalzen verwendet, während glatte Walzen nur als untere Verwendung fanden (Bild 3, d). Die Versuche und die Praxis haben jedoch gezeigt, daß der geringste Schlupf und eine gleichmäßige Zuführung nur dann erreicht wird, wenn der Einzug aus oberer und unterer Zackenwalze oder aus unterer Zackenwalze und oberer Riffelwalze besteht. Eine solche Zusammenstellung von Walzenprofilen wendet man bei den z. Z. hergestellten Maschinen an. Ist an Stelle der oberen Einzugswalze ein Band angebracht, so ist dessen Wirkung auf das Schnittgut analog der einer Riffelwalze. In Bild 4 ist die Zuführlade mit Einzugswalzen eines Strohsilohäckslers RSS-6,0 dargestellt.

Bei gezackten Walzen wird die vordere Zackenkante so ausgeführt, daß beim Eingreifen des Zahns in den Abstreifkamm der Winkel zwischen seiner vorderen Kante und der Kammfläche größer als der doppelte Reibungswinkel Schnittgut auf Gußeisen ist. In der Praxis wird dieser Winkel größer als 50°

sein müssen, um ein Einziehen der zugeführten Halme in den Abstreifkamm zu verhindern und dadurch eine Verstopfung der Einzugswalzen auszuschalten.

Die nach hinten gebogene Zackenform soll gleichfalls das Herausziehen der Halme durch das Messer verhindern. Wird also obere Einzugswalze ebenfalls eine gezackte Walze eingebaut, so sind ihre Zacken auch nach hinten geneigt, greifen also das Schnittgut mit der Rückseite. Dadurch wird vermieden, daß die Halme unter das Schutzblech der Walze gelangen; trotz des kleinen Durchmessers der Walze können sie sich nicht auf ihr aufwickeln. Silohäckslern und Strohsilohäckslern mit mittlerer Leistung haben kein oberes Schutzblech und werden mit Riffelwalzen größeren Durchmessers versehen; dabei zeigen die Riffel zum besseren Greifen des Häckselgutes in Richtung der Drehbewegung. Die Einzugswalzen arbeiten entweder unter dem Druck eines Gewichtes P auf die obere Walzenachse, das am Ende des Gewichtshebels aufgehängt ist, oder unter dem Druck einer Federspannung. Die gegenläufig rotierenden Walzen greifen das in der Lade zugeführte Schnittgut, pressen es zusammen, schieben es in das Mundstück und führen es dann dem Messerwerk zu.

Das Gewicht G (Bild 5) kann in Komponenten zerlegt werden: in die Kraft $R = \frac{G}{\cos \mu}$ in Richtung cn unter dem Winkel μ und in die Horizontalkraft H , die von der oberen Walzenachse C aufgenommen wird. Übertragen wir die Kraft R in den Schnittpunkt n der Krafrichtung mit dem Kreisumfang der Walze, dann erhalten wir nach ihrer Zerlegung in der Vertikalen die Kraft $R_1 = \frac{R}{\cos \mu}$ und in der Tangente zur Walze die Kraft $R_2 = R \tan \mu$. Unter der Wirkung der Reaktionskraft R auf den Kreisumfang der rotierenden Walze entsteht die Reibungs-

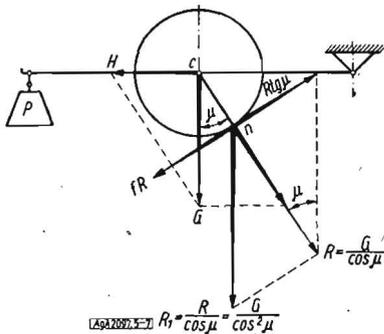


Bild 5

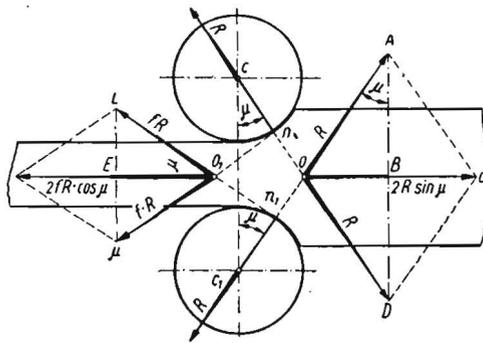


Bild 6

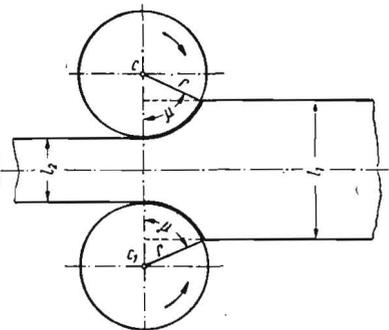


Bild 7

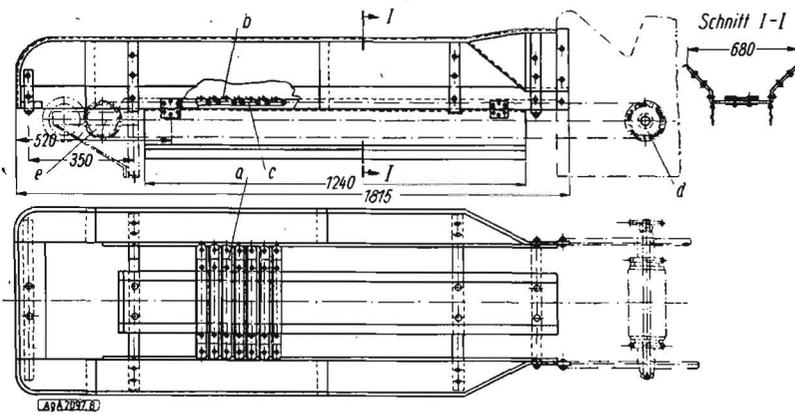


Bild 8

kraft fR , die gleich der Tangentialkraft $R \operatorname{tg} \mu$ oder größer sein muß, d. h.

$$fR \geq R \operatorname{tg} \mu$$

oder $f \geq \operatorname{tg} \mu$. (1)

Man kommt zum gleichen Ergebnis, wenn man die Arbeit der beiden Walzen - der oberen und der unteren - in Betracht zieht, da das zwischen ihnen zusammengepreßte Schnittgut auf die Walzen einen Druck ausübt und in den Punkten n und n_1 die Reaktionskräfte R erzeugt (Bild 6). Da die Reaktionskräfte R mit der Verbindungslinie der Walzenmittelpunkte gleiche Winkel μ bilden, übertragen wir die beiden Kräfte R in ihren Schnittpunkt O und ermitteln ihre Resultante.

$$\text{Aus Bild 6 folgt: } OB = BC = \frac{OC}{2},$$

außerdem $\sphericalangle OAB = \sphericalangle AC_1C = \mu$,

$$\text{danach ist } OB = \frac{OC}{2} = AO \cdot \sin \mu = R \sin \mu,$$

$$\text{daraus folgt } OC = 2R \sin \mu.$$

Die Reibungskraft fR , die das Schnittgut in den Spalt zwischen den Walzen einzieht, hat die entgegengesetzte Richtung der Tangentialkraft $R \operatorname{tg} \mu$. Beide durchlaufen die Punkte n bzw. n_1 . Wir übertragen jetzt die Angriffspunkte der Reibungskräfte fR in den Schnittpunkt ihrer Richtungen O_1 und ermitteln die Resultierende dieser Kräfte.

Es ergibt sich:

$$O_1E = EK \text{ und } \sphericalangle LO_1E = \mu$$

ferner aus dem rechtwinkligen Dreieck LEO_1 erhalten wir

$$O_1E = \frac{O_1K}{2} = O_1L \cos \mu = fR \cos \mu$$

hieraus

$$O_1K = 2fR \cos \mu.$$

Es sind also zwei horizontale Kräfte vorhanden: die Kraft $2fR \cos \mu$, die das Schnittgut zwischen die Walzen zieht und die entgegengesetzte Widerstandskraft $2R \sin \mu$. Um also ein Einziehen des Schnittgutes in den Walzenspalt zu erreichen, muß folgende Bedingung erfüllt werden:

$$2fR \cos \mu \geq 2R \sin \mu$$

oder $f \cos \mu \geq \sin \mu$

oder $f \geq \operatorname{tg} \mu$.

und da $f = \operatorname{tg} \varphi$, ergibt sich

$$\operatorname{tg} \varphi \geq \operatorname{tg} \mu. \quad (2)$$

Soll das Schnittgut durch Reibung in die Walzen hineingezogen werden, so muß der Angriffswinkel μ kleiner als der Reibungswinkel φ sein. Der Reibungswinkel φ liegt für Stroh in den Grenzen zwischen 17° und 27° und für Grünfutter zwischen 18° und 30° .

Die Abhängigkeit der Hauptmaße der Walzen, d. h. das Verhältnis zwischen dem Druckwert Δl , dem Reibungskoeffizien-

ten f und dem Walzendurchmesser d kann folgendermaßen ermittelt werden:

Es bedeuten:

- l_1 die Anfangsdicke des Schnittgutpolsters,
- l_2 die Enddicke des Schnittgutpolsters.

bedingt durch den Abstand zwischen den Walzen.

Aus Bild 7 ersehen wir, daß

$$CC_1 = r \cdot \cos \mu + r \cdot \cos \mu + l_1 = 2r + l_1,$$

hieraus folgt

$$2r \cdot \cos \mu + l_1 = 2r + l_2$$

oder

$$l_1 - l_2 = d(1 - \cos \mu) = d \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \mu}}\right),$$

wobei d der Walzendurchmesser ist.

In Anbetracht dessen, daß $f = \operatorname{tg} \varphi$, oder $\operatorname{tg} \varphi \geq \operatorname{tg} \mu$, setzen wir für $\operatorname{tg} \mu$ den Reibungskoeffizienten f in die Gleichung ein:

$$l_1 - l_2 = \Delta l \leq \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 + f^2}}\right) \cdot d. \quad (3)$$

Diese Gleichung dient zur Ermittlung des Walzendurchmessers und anderer Maße. Der Walzendurchmesser wird in diesem Falle bis zur Zacken- bzw. Riffelhöhe gemessen. Die Einzugswalzen haben praktisch einen Durchmesser zwischen 80 und 160 mm und werden aus Grauguß gefertigt.

Bei vorgegebenen Werten r und l_2 kann annähernd ermittelt werden:

1. die Dicke des Schnittgutes l_1 , d. h.

$$l_1 \leq l_2 + \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 + f^2}}\right) \cdot 2r. \quad (4)$$

2. der Verdichtungsgrad

$$k = \frac{l_1 - l_2}{l_1} \leq \frac{\left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 + f^2}}\right) \cdot 2r}{l_2 + \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 + f^2}}\right) \cdot 2r} = \frac{\gamma_2 - \gamma_1}{\gamma_1}, \quad (5)$$

wobei γ_1 die Festigkeit des Schnittgutes vor dem Zusammenpressen,

γ_2 die Festigkeit des zusammengepreßten Schnittgutes.

Der Arbeitsaufwand der Vorpreßwalzen beim Zusammenpressen und Einlegen des Schnittgutes liegt verhältnismäßig hoch und beträgt nach Angaben von *Gorjatschkin* bei Strohhäckseln 30 bis 50% der Gesamtarbeit des Schneidwerkes.

Die Zuführeinrichtung der Strohhäcksel mit großer Leistung und der Strohsilohäcksel mit mittlerer Leistung wird mit einer zusätzlichen Vorrichtung versehen, die zur Aufnahme und Zuführung des Schnittgutes bestimmt ist. Diese Vorrichtung besteht aus einem Kettenzug und in den Strohsilohäckseln auch aus einer Preßtrommel. Der Kettenzug (Bild 8) ist ein endloses Band a aus flachen rechtwinkligen oder rückseitig gekrümmten Stahlleisten b , die an den Ösen gestanzter oder aus Schmiedeguß hergestellter Glieder zweier endloser Ketten c angelenkt sind. Die Ketten sind um vier Kettenräder gelegt, die an zwei horizontal angeordneten Rollen, an der Antriebsrolle d fest und an der Abtriebs- oder Spannrolle e frei angebracht werden. Die freie Anordnung der Kettenräder an der Spannrolle sichert ihnen ein ungehindertes Drehen sogar beim etwaigen Schräglauf der Rolle infolge Kettendehnung. Die obere Arbeitsfläche des Kettenzuges läuft über den Ladenboden und nimmt seine ganze Breite ein. Die untere Bandseite bewegt sich unter dem Ladenboden, wobei sie in der Mitte einen Durchhang von etwa 2 bis 4 cm haben muß.

Die Spannung des Transportbandes wird durch Verstellen der hinteren Abtriebsrolle mit Kettenrädern geregelt. Zu diesem Zweck werden die Rollen in Längsnuten gelagert, die ein Nachstellen der Transportketten in horizontaler Richtung gestatten. Die Geschwindigkeit des Transportbandes muß etwas unter

der Schnittgutzuführung der Einzugsrollen liegen, damit die Walzen das Schnittgut vom Kettzug wegziehen können, wodurch eine Anhäufung des Schnittgutes an den Walzen und eine etwaige Verstopfung verhindert werden soll. Vor allem wird jedoch ein Einklemmen des Schnittgutes zwischen der unteren Einzugsrolle und dem Transportband vermieden. Wenn also die wirkliche Geschwindigkeit V_1 des horizontalen Bandes bei konstanter Winkelgeschwindigkeit ω der Antriebskettenräder (Bild 9) durch den Ausdruck

$$V_1 = \omega r_1,$$

ermittelt wird, wobei r_1 der Teilkreisradius des Antriebskettenrades in m ist, dann wird die Geschwindigkeit der Bandoberfläche bei der Biegung um die Transportwalze in der Höhe der Leistenkanten etwas größer sein, weil

$$V_2 = \omega r_2,$$

wobei r_2 der von der Leistenkante gebildete Radius ist. Damit also keine Anhäufung des Schnittgutes in der Walzengegend erfolgt und das Schnittgut nicht zwischen die Walze und das Transportband gelangt, muß folgende Bedingung erfüllt werden:

$$V_1 = \omega r_1 \leq \omega_2 R_2,$$

wobei ω_2 die Winkelgeschwindigkeit der unteren Einzugsrolle, R_2 der Radius der Walze in m ist.

Die Preßtrommel wird über dem Kettzug in der Nähe des Mundstücks angebracht. Sie besteht gewöhnlich aus zwei gußeisernen, starr an der Welle befestigten Scheiben. An dem Kreisumfang der Scheiben werden Leisten aus Stahl befestigt. In einigen Konstruktionen sind die gußeisernen Scheiben mit Blech überzogen und entlang der Trommel zwölf Winkel aus 3 mm Stahlblech oder Stahlband befestigt. Die Anordnung der Preßtrommel ermöglicht ein ungestörtes Heben und Senken während der Arbeit, wodurch sich die Trommel der Polsterdicke des unter ihr jeweils durchgehenden Schnittgutes anpassen vermag. Die Trommel preßt mit ihrem Gewicht das Schnittgut zusammen und drückt sie an das Transportband, wodurch sich die Reibungskraft zwischen dem zugeführten Schnittgut und dem Transportband erhöht, das Abgleiten des Produkts auf dem Transportband vermindert und die Leistung der Maschine gesteigert wird. Außer dem Zusammenpressen sichert die Trommel durch die Längsrippen an ihrer Oberfläche die Zuführung eines gleich dicken Schnittgutpolsters zu den Einzugsrollen. Das Bauschema der Preßtrommel eines Silohäckslers, ihre Verbindung mit der Maschine und das Schema des Antriebs von der oberen Einzugsrolle ist in Bild 10 dargestellt.

Abschließend sollen noch die von der Anordnung des Schneidwerks abhängigen Hauptabmessungen des Mundstücks behandelt werden. Zu diesen Abmessungen gehören: der Mundstücksquerschnitt $a \times b$ in mm^2 , der waagerechte Abstand c zwischen

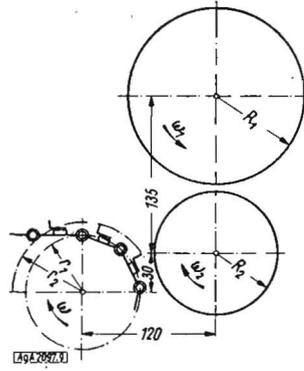


Bild 9

der Innenkante des Mundstücks und dem Drehpunkt des Messers (Bild 11), der senkrechte Abstand h zwischen der unteren Mundstückskante und dem Drehpunkt des Messers und die Winkel τ , χ und ψ , die durch bereits entwickelte Formeln bestimmt werden. Die Mundstücksbreite b wird durch die Größe der Maschine bestimmt, insbesondere durch den Durchmesser der Messerscheibe, der nur in wenigen Maschinen 1 m überschreitet. Nach Angaben von *Gorjatschkin* sind die meistverwendeten Mundstückshöhen a bzw. -breiten b wie folgt:

bei Strohhäcksler für Handbetrieb	50 ... 75 mm	200 ... 300 mm
bei Strohhäcksler für Kraftbetrieb	75 ... 100 mm	300 ... 400 mm
bei Silohäckslern verschiedener Bauart	150 ... 300 mm	275 ... 450 mm

Die Höhe a des Mundstücks wird unter Berücksichtigung der größten Messerkraft auf das Schnittgut ermittelt und verändert sich nur in geringen Grenzen.

Der waagerechte Abstand c zwischen der Innenkante des Mundstücks und dem Drehpunkt des Messers wird durch konstruktive Erwägungen ermittelt und liegt in der Praxis bei vielen Maschinen zwischen 75 und 150 mm.

Besondere Bedeutung für die Konstruktion einer Maschine hat der senkrechte Abstand h zwischen der unteren Mundstückskante und dem Drehpunkt des Messers. Da die jeweilige Größe von h einen bestimmenden Einfluß auf die Größe der Winkel τ , χ und ψ hat, so wird auch der normale Schneidvorgang des Messerwerkes im gleichen Maße von einer günstigen Wahl der Größe h abhängig sein. Es sind drei Anordnungen des Mundstücks gegenüber dem Drehpunkt der Messer möglich:

1. die untere Mundstückskante liegt oberhalb der Horizontalenlinie, die durch den Drehpunkt der Messer verläuft, also bei $+h$ (Bild 11, a);
2. die untere Mundstückskante befindet sich auf der Horizontalenlinie durch den Drehpunkt, also bei $h = 0$ (Bild 11, b) und
3. die untere Kante kann unterhalb der Horizontalenlinie, d. h. bei $-h$ liegen (Bild 11, c).

Dies drei Fälle sollen nun untersucht und die günstigste Anordnung der unteren Mundstückskante ermittelt werden.

Aus der Gleichung (6)²⁾ ergibt sich vor allem, daß mit der Zunahme des Gleitwinkels τ , ebenfalls r oder u zunimmt und davon abhängig sich der Klemmwinkel χ vergrößert. Beim Versetzen des Messers entlang der unteren Mundstückskante

²⁾ Bezieht sich auf die Gleichung im Aufsatz *Smirnow*, H. 10 (1955) S. 395.

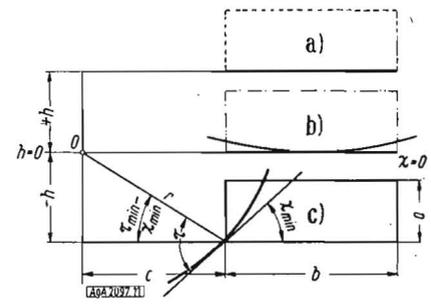
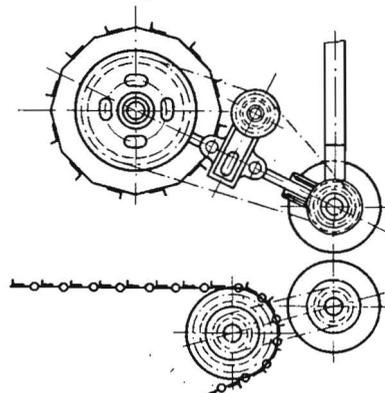


Bild 11

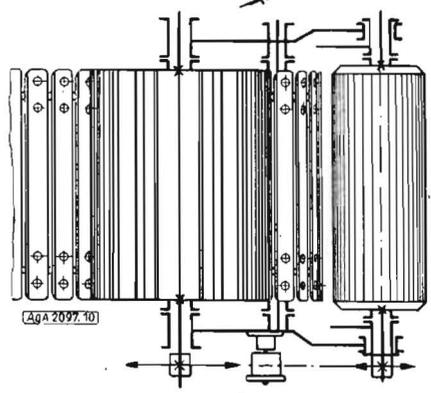
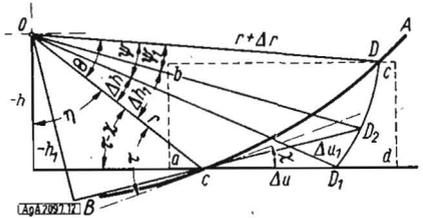


Bild 10 links

Bild 12 unten



nimmt der Winkel χ zu und erreicht seine maximale Größe bei $u_{\max} = b + c$ oder bei r_{\max} . Dabei darf jedoch die Größe von χ nicht die Summe der Reibungswinkel des Schnittgutes auf Schneide und Gegenschneide überschreiten. Nimmt der Winkel τ zugleich mit r ab, so kann der Winkel χ konstant bleiben oder sogar abnehmen, wie das bei geraden Messern der Fall ist.

Bei der Größe $+h$, d. h., wenn die untere Mundstückskante oberhalb der durch den Drehpunkt der Messer gehenden Horizontallinie liegt, wird der Klemmwinkel χ größer als in den beiden übrigen Fällen und größer als der Winkel τ sein; in diesem Fall ist

$$\chi = \tau + \operatorname{arctg} \frac{h}{u}$$

und der Schneidprozeß verschlechtert sich. Die Wertänderung von χ bei der Messerbewegung entlang der Gegenschneide hängt von der Schneidform ab.

Im Fall $h = 0$ ergibt sich, daß $\chi = \tau$ ist, und der Höchstwert τ_{\max} wird dann durch die Größe $\chi \leq 2\varphi$ ermittelt, d. h. $\tau_{\max} \leq 2\varphi$, oder bei $\varphi \approx 20^\circ$, $\tau_{\max} \approx 40^\circ$; praktisch aber werden die Größen τ_{\max} bis 60° gewählt. Daher kann oft beobachtet werden, daß der Schneidvorgang dem äußeren Rande der Mundstücköffnung zu bedeutend ungünstiger verläuft.

Im dritten Falle, bei $-h$, wird der Winkel χ während der Messerbewegung auf der Gegenschneide kleiner als der Winkel τ sein, er kann je nach der Schneidenkrümmung zu- bzw. abnehmen. Das Schnittgut wird besser geklemmt und der Schneidprozeß verläuft normal. Bei dieser Anordnung des Mundstücks erhöht sich außerdem die mögliche Größe τ_{\max} . Aus der Gleichung (6)²⁾ ergibt sich

$$\tau_{\max} \leq 2\psi + \operatorname{arctg} \frac{h}{u_{\max}}$$

und nach Bild 11

$$\frac{h}{u_{\max}} = \frac{h}{b+c} \geq \operatorname{tg}(\tau_{\max} - 2\varphi),$$

also ist

$$h \geq (b+c) \cdot \operatorname{tg}(\tau_{\max} - 2\varphi).$$

Damit liegt die günstigste Anordnung des Mundstücks unterhalb der Horizontallinie, die durch den Drehpunkt der Messer verläuft.

Der Grenzwert von h kann an Hand folgender Erkenntnisse ermittelt werden. Der Winkel χ muß kleiner als 2φ gehalten werden, darf aber nicht gleich 0 oder kleiner sein, denn bei $\chi = 0$ wird die Messerschneide an einem bestimmten Punkt mit der unteren Mundstückskante in Berührung kommen (Bild 11, b) und dadurch den Schneidvorgang stören.

Aus der Gleichung (7)²⁾ ergibt sich, daß

$$\operatorname{tg}\chi = \frac{u \operatorname{tg}\tau - h}{u + h \operatorname{tg}\tau} > 0.$$

Außerdem folgt aus der Gleichung (5)²⁾, daß

$$\frac{h}{u} = \operatorname{tg}(\tau - \chi)$$

oder

$$\frac{h}{u} = \operatorname{tg}(\tau - \chi) < \operatorname{tg}\tau.$$

Da aber $\operatorname{tg}\tau_{\min} < 1$, so erhalten wir beim kleinsten Wert von u , d. h. bei $u_{\min} = c$ und bei kleinsten Werten von τ und χ (Bild 12)

$$h = c \cdot \operatorname{tg}(\tau_{\min} - \chi_{\min}) < c \cdot \operatorname{tg}\tau_{\min}.$$

Der Grenzwert von h wird also durch den Ausdruck

$$c \cdot \operatorname{tg}\tau_{\min} > h \geq (b+c) \cdot \operatorname{tg}(\tau_{\max} - 2\varphi) \quad (6)$$

ermittelt.

Angenommen, daß

$$1 > \operatorname{tg}(\tau_{\min} - \chi_{\min}) > 0$$

so wird durch

$$\tau_{\min} - \chi_{\min} = 15^\circ \dots 20^\circ$$

h folgenden Wert haben:

$$h \approx \left(\frac{1}{4} \dots \frac{1}{3}\right) \cdot c;$$

Außerdem unterliegt die Wahl der Größe h noch gewissen Einschränkungen durch folgende Bedingungen.

Nehmen wir an, daß der Messerpunkt D (Bild 12) in den Punkt D_1 versetzt werden soll, wobei die Messerschneide auf der unteren Mundstückskante eine Strecke $CD_1 = \Delta u$ zurücklegen muß bei einer Messerdrehung um einen gewissen Winkel ψ oder

$$\psi = \theta - \Delta h,$$

worin

$$h = \frac{\pi}{2} - (\tau - \chi).$$

Wird jetzt der Wert $-h$ bis auf $-h_1$ erhöht, so wächst, wie das Bild zeigt, der Abschnitt Δu bis auf Δu_1 an, während der Winkel ψ sich bis auf den Wert ψ_1 verringert. Setzen wir nun als Kennziffer die Beziehung $\frac{\psi}{\Delta u}$ ein, so ist leicht ersichtlich,

daß mit dem Anwachsen von $-h$ die Beziehung $\frac{\psi}{\Delta u}$ abnehmen

wird, nämlich $\frac{\psi}{\Delta u} > \frac{\psi_1}{\Delta u_1}$ und daß diese Abnahme bei jeder beliebigen Form der Messerschneide erfolgt.

Es kann also festgestellt werden, daß mit der Zunahme von $-h$ das Produkt auf längerer Strecke und mit erhöhtem Aufwand geschnitten werden muß, was sich besonders bei handbetriebenen Strohhäckseln ungünstig auf den Schneidvorgang auswirkt. Aus diesem Grunde sollen die in der Formel (6) angegebenen Grenzwerte von h nicht überschritten werden.

Literatur

Akademienmitglied W. P. Gorjatschkin: Gesammelte Werke, Band 5. Selchgis 1940. AÜ 2097

Neue Verbesserungen an sowjetischen Maschinen¹⁾

Vorrichtung zur Staubentfernung aus dem Trockenfilter des Schleppers DT-54

Die vom Motor eingesogene Luft wird im Tröcken- und Ölbadfilter gereinigt. Im Trockenfilter werden dabei 70 bis 80% Staub aufgefangen und in einem Glasbehälter gesammelt. Beim notwendigen Reinigen wird dieses Glas oft zerbrochen und dann nur unzureichend ersetzt, worunter der Motor leidet. Man hat deshalb den Trockenfilter durch einen Ejektor ergänzt. Dieser ist mit dem Auspuff verbunden und benutzt die ausströmenden Gase zum Ansaugen des Staubs.

S. Sischurov und A. Moltschanow

Neues Labyrinthfilter für den Mähreschermotor

Die durch die Kolbenringe dringenden Gase zersetzen das Öl und machen es dickflüssig und schmierig. Der Lauf des Motors leidet darunter. Deshalb wurde ein Filter konstruiert und am Motor angebracht, in dem die Gehäusegase durch das Rohr mit verschiedenen Durchmessern geleitet werden. Die in den Gasen im Schwebezustand befindlichen Ölteile setzen sich dabei an den Rohrwänden ab. Die Ölersparnis ist beträchtlich.

A. Didenko und L. Pirkes

Doppelmesser am Mährescher

Lagergetreide und verunkrautete Felder erschweren die Arbeit des Schneidwerks sehr und verursachen oft große Verluste. Diese sind durch Anwendung von Doppelmessern wesentlich herabzusetzen. Bei dieser Art Schneidwerk ist ein Mähmesser starr befestigt und ersetzt den Fingerbalken, während das Gegenmesser in bekannter Weise hin- und herbewegt wird. Mährescher mit einem solchen Schneidwerk brauchten nur 50% der üblichen Haltezeiten im Lagergetreide.

I. Tryndin

Transportable Melkanlage PDU-1

Zur Mechanisierung des Weidemelkens ist eine transportable Melkanlage entwickelt worden. Sie besteht aus einem überdachten Wagen mit Otto-Motor, Melkeinrichtung und Wasserbehältersystem. Das Fahrzeug ist luftbereift. Die Milch kann bis 8°C heruntergekühlt und bis 70°C erhitzt (pasteurisiert) werden. Zur Melkeinrichtung gehören 10 Melkapparate und die entsprechende Anzahl Melkkannen, von den Behältern des Systems ist je einer für kaltes und warmes Wasser und der dritte für Eis bestimmt, alle Behälter sind Thermobehälter. Skizzen geben ausführliche Einzelheiten der Anlage. AÜK 2203 E. Sklarewskaja

¹⁾ Машино тракторная станция (Maschinen-Traktoren-Station) Moskau (1955) Heft 7, S. 11 bis 16 und 27 bis 33; Übers.: B. Hardwick.