

Der Einfluß der Messerbewegung auf das Schnittmoment bei einem Scheibenradschneidwerk mit geraden Messern¹⁾

Von **Wolfgang Baader**, Braunschweig-Völkenrode
 Professor Dr.-Ing. Georg Segler zum 60. Geburtstag

Die Wahl der Messerbewegungsbahn beeinflusst bei einem Scheibenradschneidwerk entscheidend den Verlauf des Schnittmoments und damit die Beanspruchung der Maschine und den Energieaufwand sowie die Qualität des Schnittes. Die günstigste Zuordnung der Scheibenradachse zum Schnittkanal, der Messeranordnung und des Schnittkanalquerschnittes ist empirisch kaum zu erreichen. Für diese Optimierungsaufgabe wurde eine vereinfachte Beziehung für die Zuordnung der einzelnen geometrischen Größen eines Scheibenradschneidwerkes aufgestellt und mit Hilfe einer elektronischen Rechenanlage verarbeitet.

Die Zerkleinerung von Halm- und Blattfutter erfolgt in der Regel mit Hilfe von Schneideinrichtungen, deren Messer um eine gemeinsame Achse rotieren. Beim Trommelschneidwerk beschreiben die Schneiden einen Kreiszyylinder um die Drehachse, beim Scheibenradschneidwerk eine senkrecht zur Drehachse stehende ebene Kreisfläche. Da beim Scheibenradschneidwerk dem gehäckselten Gut eine hohe Bewegungsenergie erteilt wird, kann mit dieser Schneideinrichtung gleichzeitig eine gute Förderleistung erzielt werden. Stationär arbeitende Häckselmaschinen wie auch die fahrbaren Feldhäcksler werden daher bis heute vorzugsweise mit diesem Schneidsystem ausgerüstet.

Die zum Antrieb einer Schneideinrichtung mit rotierenden Messern erforderliche Energie setzt sich aus den Komponenten für die Verdichtung und Verformung des Schnittgutes vor dem Schnitt, das Schneiden, die Beschleunigung des geschnittenen Gutes, die Beschleunigung der Luft, die Reibung des geschnittenen Gutes an der Gehäusewand bis zum Abwurf vom Messer bzw. von der Wurfschaufel und die Lagerreibung zusammen. Da die Schneidenergie den Hauptteil an der Gesamtenergie darstellt, soll in den folgenden Betrachtungen nur auf die Faktoren eingegangen werden, die sich auf die Schneidenergie auswirken.

Ableitung des Schnittmoments

Die Größe der beim Schneiden eines Stoffes normal zur Schneide wirkenden spezifischen Schnittkraft p je cm Schneidenlänge hängt einmal von der Trennfestigkeit des Gutes und der Schärfe der Schneide, zum andern aber auch von der Schneidbewegung relativ zum Schnittgut ab. Sie wird um so kleiner, je mehr die Schneide einen ziehenden Schnitt ausführt, d. h. zusätzlich zur Normalbewegung auch in tangentialer Richtung verschoben wird, **Bild 1**.

Gorjatschkin [1] definierte hierfür den Gleitkoeffizienten

$$\tan \lambda = \frac{v_t}{v_n}$$

und bewies auch, daß

$$p = C \frac{1}{\tan \lambda} \text{ [kp/cm]} \quad (1)$$

¹⁾ Diese Arbeit entstand während der Tätigkeit des Verfassers bei der Entwicklungsabteilung der Maschinenfabrik Fahr AG, Gottmadingen. Für die freundliche Genehmigung zur Veröffentlichung sei dieser Firma an dieser Stelle besonders gedankt. Weiterer Dank gebührt cand. mach. H. Mader, der im Rahmen einer Studienarbeit an der Technischen Hochschule Karlsruhe einen Teil der Berechnungen durchgeführt hat.

Professor Dr.-Ing. Wolfgang Baader ist Direktor des Institutes für Landmaschinenforschung der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode.

ist, wobei die Konstante C die Trennfestigkeit und die Schneidenschärfe berücksichtigt.

Entlang der im Eingriff stehenden Schneidenlänge l , **Bild 2**, nimmt die Kraft p verschiedene Werte an, da die Größe des Radius r und somit des Winkels λ sich nach der Lage des Angriffspunktes richtet. Je mehr dieser Punkt an der Schneide nach auswärts wandert, desto kleiner wird der Winkel λ , d. h., die Normalkraft p wächst.

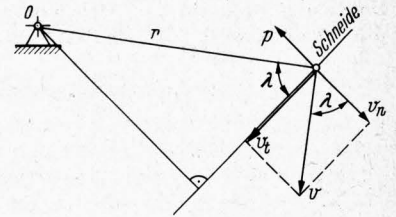


Bild 1. Die normal zur Schneide wirkende spezifische Schnittkraft p ist proportional der Zügigkeit $\tan \lambda = v_t/v_n$ des Schnittes.

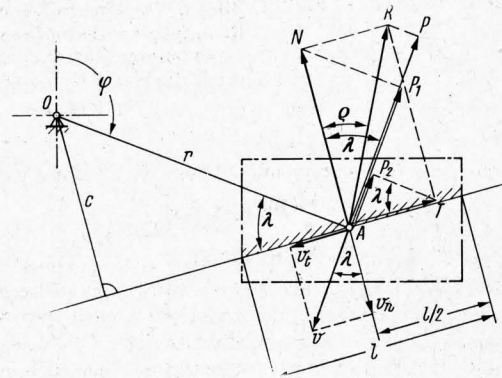


Bild 2. Ermittlung der resultierenden Schnittkraft R und ihrer senkrecht am Radius r angreifenden Komponente P . In der Regel ist $\lambda \neq \varrho$.

Die das Schnittmoment

$$M = P r$$

verursachende Schnittkraft P wird aus der Resultierenden R aller entlang der Schneidenlänge l wirkenden Einzelkräfte hergeleitet. Vereinfachend soll nun vorausgesetzt werden, daß die Trennfestigkeit und die Dichte des Schnittgutes über die ganze Schnittfläche konstant sind, die Lage des ungeschnittenen Gutes unter der Einwirkung des Schneidendruckes nicht verändert wird, ferner die Veränderung der Einzelkräfte p durch die verschiedenen Werte von λ entlang der Schneide vernachlässigbar sind.

Die resultierende Normalkraft N greift dann in der Mitte der Schneidenlänge l im Punkt A an, womit auch der Radius r eindeutig bestimmt ist. Messungen von Sablikov [2] bestätigten, daß innerhalb der praktisch sinnvollen Grenzen diese Vereinfachung zulässig ist²⁾.

Somit kann nach **Bild 2** der Kräfteplan für den Punkt A aufgestellt werden. Am Hebelarm r greift die Kraft P an, die sich als Summe der beiden Einzelkräfte $P_1 + P_2$ darstellen läßt [3], wobei

$$P_1 = N \cos \lambda$$

und

$$P_2 = T \sin \lambda$$

²⁾ Diese Vereinfachung hält jedoch einer kritischen Betrachtung nicht stand. Eine genaue Untersuchung des Schnittvorganges bei Scheibenradschneidwerken, die vom Institut für Landmaschinenforschung der Forschungsanstalt für Landwirtschaft durchgeführt wird, und über die an dieser Stelle später berichtet wird, soll diese Zusammenhänge klären.

ist. Setzt man für $N = p l$ und für $T = \mu N$, bzw. $T = \tan \varrho N$ mit dem Reibungswinkel ϱ , dann ist

$$P = p l (\cos \lambda + \tan \varrho \sin \lambda) \text{ [kp]} \quad (2).$$

Zum gleichen Ergebnis führt auch der Ansatz

$$P = R \cos (\lambda - \varrho),$$

wenn für

$$R = \frac{N}{\cos \varrho} = \frac{p l}{\cos \varrho}$$

und $\cos (\lambda - \varrho) = \cos \lambda \cos \varrho + \sin \lambda \sin \varrho$ gesetzt wird [2, 4].

Die Richtung der Gesamtergebnierenden R , und somit auch deren Abweichung von der Richtung von P , wird nun von der Größe des Reibwertes μ bzw. des Reibungswinkels ϱ bestimmt. Für Halmgut mit einem Wassergehalt von $U = 40$ bis 70% , dem für Siliergut normalerweise in Frage kommenden Bereich, schwankt der Reibwert μ zwischen $0,6$ und $0,9$ [5].

Zur Überprüfung, welcher Fehler entsteht, wenn die Resultierende R senkrecht zum Hebelarm r angenommen wird, d. h. $\varrho = \lambda$ gesetzt wird, läßt sich das Verhältnis

$$\frac{P}{P_0} = \frac{\cos \lambda}{\cos \varrho} \cos (\lambda - \varrho) \quad (3)$$

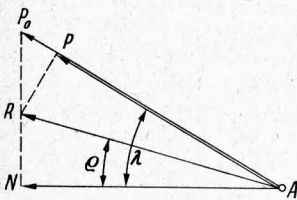


Bild 3. Zur Vereinfachung der Rechnung wurde zunächst $\varrho = \lambda$ angenommen, so daß anstelle von R die Kraft P_0 in die Rechnung eingeht.

für verschiedene Werte von ϱ und λ bilden. Nach **Bild 3** gilt

$$P_0 \text{ für } \varrho = \lambda$$

und

$$P \text{ für } \varrho \geq \lambda.$$

Die Größe von λ soll in den Grenzen $15^\circ < \lambda < 45^\circ$ angenommen werden. Sie entsprechen den praktisch erreichbaren Werten und scheinen nach russischen Untersuchungen [2] hinsichtlich des Schnittkraftverlaufs und der seitlichen Verschiebung des Schnittgutpaketes auch sinnvoll zu sein. Aus **Bild 4** ist ersichtlich, daß in den genannten Grenzen für ϱ und λ der Fehler $\Delta(P/P_0)$ bei Gleichsetzung von ϱ und λ im Bereich

$$+ 17\% > \Delta P/P_0 < - 20\%$$

liegt. Für einen mittleren Reibwert von $\mu = 0,7$ beträgt der Fehler

$$+ 10\% > \Delta P/P_0 < - 15\%.$$

Dieser Fehler kann nicht vernachlässigt werden. Um jedoch einen einfachen Rechnungsweg zu erhalten, wird zunächst $\varrho = \lambda$ gesetzt unter dem Vorbehalt, daß die so errechnete Kraft P_0 um den aus Gl. (3) sich ergebenden Fehler für die jeweils auftretenden Werte für λ und einem gegebenen Reibwert μ korrigiert wird.

Wird nun in Gl. (2) $\varrho = \lambda$ gesetzt, dann ist

$$P = \frac{p l}{\cos \lambda}$$

und mit Gl. (1)

$$P = C \frac{l}{\sin \lambda}$$

oder da $\sin \lambda = c/r$, wird die am Hebelarm r angreifende Kraft

$$P = \frac{l r}{c} \text{ [kp]} \quad (4)$$

und damit das Schnittmoment

$$M(\varphi) = P r = C \frac{l r^2}{c} \text{ [kpm]} \quad (5).$$

Hierin sind l und r vom Drehwinkel φ abhängige Veränderliche und C [kp/m] eine Konstante, welche die Trennfestigkeit und die Schneidenschärfe kennzeichnet.

Dreht sich das Messer mit der Winkelgeschwindigkeit $\omega = d\varphi/dt$, dann ist die für einen Schnitt erforderliche Arbeit

$$A = \int_{\varphi_a}^{\varphi_e} M(\varphi) \omega dt \text{ [kpm]} \quad (6),$$

wenn φ_a der Drehwinkel für den Schnittbeginn bzw. φ_e der Drehwinkel für das Schnitende ist.

Berechnungsmethode

Größe und Verlauf des Drehmomentes werden bestimmt durch die Form der Messerkontur und deren Lage zum Drehpunkt sowie durch Größe, Seitenverhältnis und Zuordnung zum Drehpunkt des meist rechteckigen Schnittpaketquerschnittes. Bei stationär betriebenen Häckselmaschinen wurden vielfach gekrümmte Messerkonturen verwendet, um einen gleichmäßigeren Verlauf des Moments zu erreichen. Da aber die Schnittfläche eben sein muß, ferner zur Vermeidung von Reibungsverlusten die Schneide mit einem von der Zustellgeschwindigkeit abhängigen Freiwinkel arbeiten sollte, ist eine zusätzliche Krümmung der Messerfläche erforderlich, die sich durch Verspannen nur bei dünnen Messern, d. h. bei Maschinen kleiner Leistung, verwirklichen läßt. Dicke Messer müssen jedoch durch Warmbehandlung verformt werden, was zu untragbar hohen Her-

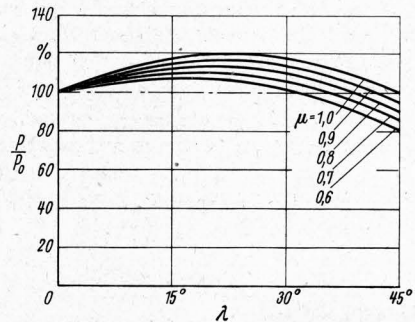


Bild 4. Abhängigkeit der (auf die in **Bild 3** dargestellte Kraft P_0 bezogenen) Komponente P vom Neigungswinkel λ bei verschiedenen Reibwerten μ .

$$\frac{P}{P_0} = \frac{\cos \lambda}{\cos \varrho} \cos (\lambda - \varrho) \quad \tan \varrho = \mu$$

Verwendete Formelzeichen

A	Schnittarbeit je Schnitt
B	Schnittkanalbreite
c	Abstand der Schneidkante des Häckselmessers vom Drehpunkt
F	Arbeitsfläche im Momentendiagramm für einen Messerdurchgang
H	Schnittkanalhöhe
h	Abstand der Unterkante des Schnittkanals vom Drehpunkt
l	effektive Schneidenlänge
M	Schnittmoment um die Scheibenradachse
\bar{M}	mittleres Schnittmoment bei einem Messerdurchgang
M_{\max}	größtes Schnittmoment bei einem Messerdurchgang
p	spezifische Schnittkraft normal zur Schneide (je cm Schneidenlänge)
P	senkrecht auf den Radius r wirkende Schnittkraftkomponente der resultierenden Schnittkraft R
P_0	senkrecht auf den Radius r wirkende Schnittkraftkomponente unter der Annahme, daß $\varrho = \lambda$ ist
P_1, P_2	Komponenten der Kraft P
N	resultierende Normalschnittkraft
T	resultierende Tangentialschnittkraft
R	resultierende Schnittkraft
r	Radius zwischen Angriffspunkt der resultierenden Schnittkraft und der Scheibenradachse
v	resultierende Geschwindigkeit in der Hauptschnittrichtung
v_t	Geschwindigkeitskomponente längs der Schneide (ziehende Bewegung)
v_n	Geschwindigkeitskomponente senkrecht zur Schneide (drückende Bewegung)
λ	Neigungswinkel der „ziehenden“ Schneide gegenüber der nur drückenden Schneide
$\tan \lambda$	$= v_t/v_n$ Zügigkeit des Schnittes [6]
μ	Reibwert zwischen Schneide und Schnittgut
ϱ	Reibungswinkel zwischen resultierender und normaler Schnittkraft
φ	Drehwinkel des Scheibenrades
φ_a	Drehwinkel bei Schnittbeginn
φ_e	Drehwinkel am Schnitende
ω	Winkelgeschwindigkeit des Scheibenrades

stellungskosten führt. In Hochleistungshäckselmaschinen werden daher in der Regel ebene Messer mit geraden Schneiden verwendet.

Unter Voraussetzung eines homogenen Schnittgutes und bei gegebenen konstruktiven Daten c, d, h, H, B für die gegenseitige Zuordnung von Messerschneide, Schnittfläche und Drehpunkt, **Bild 5**, kann die Funktion $M(\varphi)$ nach der Gl. (5) graphisch ermittelt werden. Soll jedoch die günstigste Kombination der genannten Größen etwa bezüglich Spitzenmoment oder Schnittarbeit gesucht werden, dann ist die graphische Methode sehr mühsam und bietet wenig Überblick. Die Rechnung ist zwar ebenfalls sehr aufwendig, doch bei Einsatz eines elektronischen Rechners lassen sich alle konstruktiv sinnvollen Kombinationen auf ihre Eignung schnell überprüfen. Zu diesem Zweck werden in Gl. (5) die Größen l und r durch die sie bestimmenden Größen c, d, h, H, B und φ ersetzt.

Bezüglich der Stellung der Schneide zu der Begrenzungslinie des rechteckigen Schnittquerschnittes sind sechs Fälle möglich, die in **Bild 6** dargestellt sind. Die einzelnen Zuordnungsbereiche werden begrenzt durch die jeweils mit einer eingekreisten Ziffer gekennzeichneten Eckpunkte der Schnittfläche. Für jeden Bereich gilt für das Moment eine gesonderte Beziehung. Da jeweils für die Messerbewegung über die vier Eckbegrenzungen bzw.

über die beiden Parallelbegrenzungen eine gleiche Formelstruktur auftritt, kommt man mit zwei Grundprogrammen aus. Zusätzlich müssen die Grenzwinkel φ_{1-4} für die vier Eckpunkte berechnet werden. Man erhält für sie die Beziehungen

$$\varphi_1 = \pi - \arcsin \frac{cd + (H-a-c)\sqrt{d^2 + (H-a-c)^2} - c^2}{d^2 + (H-a-c)^2}$$

$$\varphi_2 = \pi - \arcsin \frac{(H-a-c)\sqrt{(H-a-c)^2 + (B+d)^2} - c^2 + c(B+d)}{(H-a-c)^2 + (B+d)^2}$$

$$\varphi_3 = \pi + \arcsin \frac{(c+a)\sqrt{(c+a)^2 + (B+d)^2} - c^2 - c(B+d)}{(c+a)^2 + (B+d)^2}$$

$$\varphi_4 = \pi + \arcsin \frac{(c+a)\sqrt{d^2 + (c+a)^2} - c^2 - cd}{d^2 + (c+a)^2}$$

Das Vorzeichen für den arc sin-Ausdruck ändert sich entsprechend der in **Tafel 1** zusammengestellten Bereiche für die Größe h .

Anwendung der Berechnungsmethode

Für einen gegebenen Schneidwerkaußendurchmesser soll die Zuordnung des Messers und des Schnittkanals zur Drehachse gesucht werden, bei welcher das Spitzenmoment und die für einen Schnitt erforderliche Arbeit ein Minimum werden. Zunächst gilt es, den Bereich festzulegen, in welchem eine Anordnung des Schnittkanalquerschnittes konstruktiv überhaupt möglich und funktionstechnisch sinnvoll ist. In **Bild 7** ist dieser Bereich schematisch dargestellt.

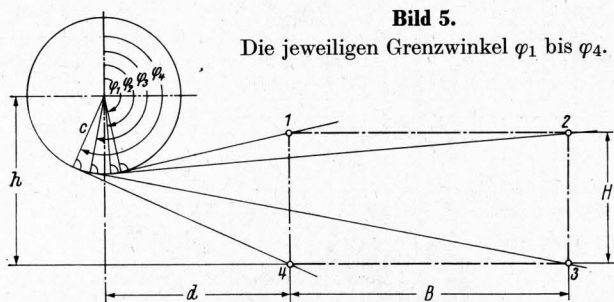


Bild 5.

Die jeweiligen Grenzwinkel φ_1 bis φ_4 .

Tafel 1.

h	Vorzeichen von arc sin für			
	φ_1	φ_2	φ_3	φ_4
$< c$	—	—	—	—
$= c$	—	—	—	—
$a < H$	—	—	+	+
$a = H$	—	—	+	+
$a > H$	+	+	+	+

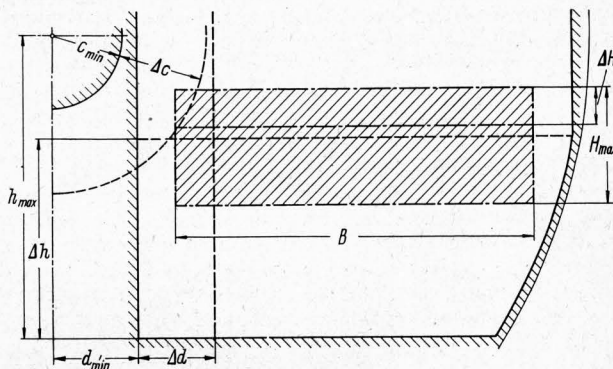


Bild 7. Konstruktive Grenzen für die Wahl der geometrischen Größen des Schneidwerks.

Zuordnung	Schnittmoment	
	$M_I = C \frac{c}{\sin \varphi} (Q_1 + Z_1) \left[\frac{(Q_1 - Z_1)^2}{S^2} + 1 \right]$	$Q_1 = H - [a + c(1 + \cos \varphi)]$ $Q_2 = a + c(1 + \cos \varphi)$ $S = 2c \sin \varphi$ $Z_1 = \tan \varphi (d - c \sin \varphi)$ $Z_2 = \tan \varphi (B + d - c \sin \varphi)$
	$M_{II} = C \frac{c}{\sin \varphi} (Q_1 + Z_2) \left[\frac{(Q_1 - Z_2)^2}{S^2} + 1 \right]$	$G_1 = \frac{H/2 - a - c(1 + \cos \varphi)}{c \sin \varphi}$ $G_2 = \frac{B/2 + d - c \sin \varphi}{-c \cos \varphi}$ $a = h - c$
	$M_{III} = C \frac{c}{\sin \varphi} (Q_2 - Z_2) \left[\frac{(Q_2 + Z_2)^2}{S^2} + 1 \right]$	
	$M_{IV} = C \frac{c}{\sin \varphi} (Q_2 - Z_1) \left[\frac{(Q_2 + Z_1)^2}{S^2} + 1 \right]$	
	$M_V = C \frac{Hc}{\sin \varphi} (G_1^2 + 1)$	
	$M_{VI} = C \frac{Bc}{\cos \varphi} (G_2^2 + 1)$	

Bild 6. Beim Überstreichen eines rechteckigen Schnittkanalquerschnittes durch eine gerade Schneide lassen sich sechs charakteristische Bewegungsphasen festlegen, für die das Schnittmoment M in Abhängigkeit vom Drehwinkel φ und den geometrischen Größen des Schneidwerks berechnet werden kann.

Für die Wahl der Grenzen gelten folgende Gesichtspunkte:

- c Die untere Grenze von c wird bestimmt durch die Abmessungen der Welle, des Lagers und der Nabenausführung, während der obere Wert von c mittelbar vom Gehäusedurchmesser abhängt.
- d Die Preßvorrichtung, die sich über die ganze Schnittkanalbreite B erstreckt, muß nach oben ausweichen können. Der Mindestabstand der inneren Seitenwand des Schnittkanals richtet sich somit nach der Größe von c_{\min} und der Wanddicke. Die Schnittfläche wird nach außen durch den Gehäusedurchmesser begrenzt.
- h Die untere Grenze ist durch den Gehäusedurchmesser bzw. die Größe d_{\min} gegeben. Eine zu hohe Lage der Schnittfläche bedingt entweder eine Verminderung der Bodenfreiheit unter dem Gehäuse oder aber eine steile Anordnung der Zuführstrecke zwischen der Aufnahmevorrichtung und dem Schneidwerk. Ferner wird bei hoher Lage der Gegenschneide des Kanals das Schnittgut vom Messer sehr stark nach außen verschoben, was zu einer Erhöhung des Drehmoments und zu einer Verschlechterung der Gleichmäßigkeit der Schnittlänge führt. Von Nachteil ist außerdem die lange Reibstrecke, die das geschnittene Gut, von den Wurf-schaukeln geschoben, am Gehäuseumfang zurücklegen muß. Eine wesentliche Erhöhung der Verlustleistung ist die Folge.
- H Die maximale Pakethöhe ist durch die Ausbildung der Preßvorrichtung gegeben.

Bei der Wahl der verschiedenen Kombinationen von c , d , h und H muß darauf geachtet werden, daß die Schneide die innere Seitenwand des Schnittkanals erstmals in einem Abstand vom unteren Gegenmesser überdeckt, der um den Betrag s größer ist als die maximale Pakethöhe, **Bild 8**, denn die Preßwalze kann einzelne Halme hochreißen, die dann bei zu kleinem Abstand s an der Stirnseite des Messers einhängen und so zu Wickelstörungen führen.

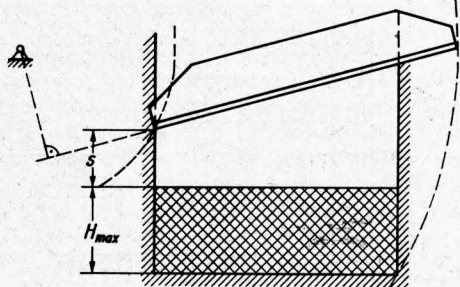


Bild 8. Das Messer muß in einem Abstand s über der größten Schnittkanalhöhe die innere Kanalseitenwand überstreichen, damit ein Erfassen von lose über dem Schnittquerschnitt liegenden Gut durch die innere Messerkante vermieden wird.

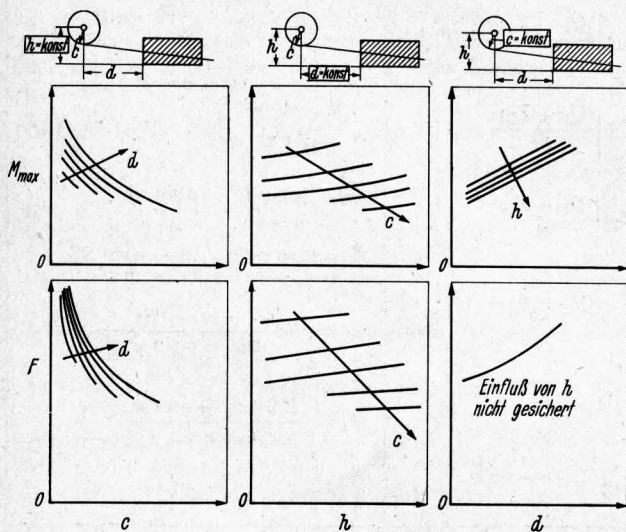


Bild 9. Maximales Schnittmoment M und Arbeitsfläche F in Abhängigkeit von den geometrischen Größen.

$B = \text{const}$ $H = \text{const}$

Im vorliegenden Fall lieferte der Rechner für 170 Kombinationen von c , d , h und H zunächst die Grenzwinkel φ_{1-4} (vgl. Bild 5) sowie jeweils das Moment für schrittweise veränderte Werte von φ über einen ganzen Messerdurchgang, ferner den Inhalt der von der Funktion $M(\varphi)$ innerhalb der Grenzen φ_a und φ_e eingeschlossenen Fläche F als Maß für die Arbeit, die zu einem Schnitt erforderlich ist.

Aus **Bild 9** ist der Einfluß von jeweils zwei Veränderlichen auf das Spitzenmoment M_{\max} und die Arbeitsfläche F bei konstanter Schnittfläche zu ersehen. Die Relation zwischen den einzelnen Größen sowie innerhalb der Parameterwerte ist maßstabsgerecht, so daß den Darstellungen entnommen werden kann, welche Bedeutung den verschiedenen Einflußfaktoren beige-messen werden muß. Es zeigt sich, daß durch eine Vergrößerung der Größe c sowohl das Spitzenmoment wie auch die Arbeitsfläche am stärksten vermindert wird. Nicht ganz so stark ist der Einfluß einer seitlichen Verschiebung d der Schnittfläche; der Einfluß der Größe h , d. h. eines Versatzes der Schnittfläche in der Höhe, ist dagegen relativ gering.

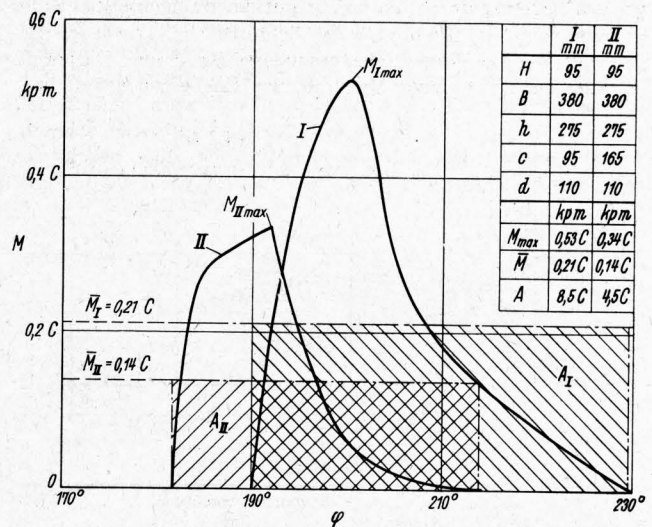


Bild 10. Errechneter Drehmomentverlauf $M(\varphi)$ sowie größtes Schnittmoment M_{\max} , mittleres Moment \bar{M} und Schnittarbeit A für das Schneidwerk mit der als optimal errechneten und ausgewählten Kombination der geometrischen Größen (II) im Vergleich mit dem empirisch gefundenen ursprünglichen Schneidwerk (I).

Aus der Vielzahl der Möglichkeiten wurde eine Kombination ausgewählt, bei welcher folgende Bedingungen erfüllt waren:

- a) Kleiner Wert für Spitzenmoment und Arbeitsfläche für eine Schnittpakethöhe von $H = 95$ mm. Diese Höhe hat sich bei zahlreichen Messungen auf dem Feld als Mittelwert für diese Maschine ergeben.
- b) Schneller Anstieg des Moments. Dies bedeutet, daß das Schnittgut vom Messer nicht seitwärts verschoben, sondern über die ganze Schnittkanalbreite gegen das untere Gegenmesser gepreßt wird, was zu einem exakten Schnitt führt. Die schlagartige Beanspruchung des Messers tritt in Wirklichkeit nicht auf, da das Gut von der Schneide immer noch verdichtet werden muß. Die Seitenverschiebung des Gutes zu Beginn des Schnittes kann jedoch bei anderen Pakethöhen wieder auftreten.

Es zeigte sich, daß die Lage des Schnittkanals bei der bestehenden Maschinenausführung sehr günstig war. Da somit lediglich die Messerstellung (Wert c) verändert werden mußte, war der erforderliche konstruktive Aufwand relativ gering.

In **Bild 10** ist der errechnete Drehmomentverlauf für die bisher verwendete Ausführung I und für die geänderte Messeranordnung II dargestellt. Die Vergrößerung der Größe c brachte eine Verringerung der Arbeitsfläche um 48%, des Spitzenmomentes um 36% und des mittleren Momentes um 33%.

Unter Berücksichtigung des Fehlers $\Delta(P/P_0)$, der durch die anfangs vorgenommene Vereinfachung $\rho = \lambda$ auftritt, verändern sich die einzelnen Momentenwerte über den ganzen Bewegungs-

bereich des Messers entsprechend der Veränderung des Winkels λ . Für den Fall I ergibt sich ein mittlerer Fehler von $\Delta(P/P_0) = +10\%$ und für den Fall II von $\Delta(P/P_0) = +8\%$. Die oben genannten Werte ändern sich somit geringfügig zugunsten der neuen Messeranordnung.

Zur Kontrolle wurde eine Maschine mit der neuen Messeranordnung im Feldversuch mit einer serienmäßig ausgeführten Maschine verglichen. In Bild 11 ist aus dem Verlauf der Summenhäufigkeitsverteilung der an der Zapfwelle gemessenen Drehmomentwerte die Verringerung des mittleren Drehmoments (Summenhäufigkeitswert 50%) wie auch der Spitzenwerte ebenfalls eindeutig festzustellen. Die Verbesserung durch Veränderung der Messerstellung ist in der Wirklichkeit etwas geringer als in der Rechnung. Dies dürfte in erster Linie von der Verdichtungs- und Verschiebungsarbeit herrühren, die das Messer zusätzlich übernehmen muß, die aber in der Rechnung unberücksichtigt blieb.

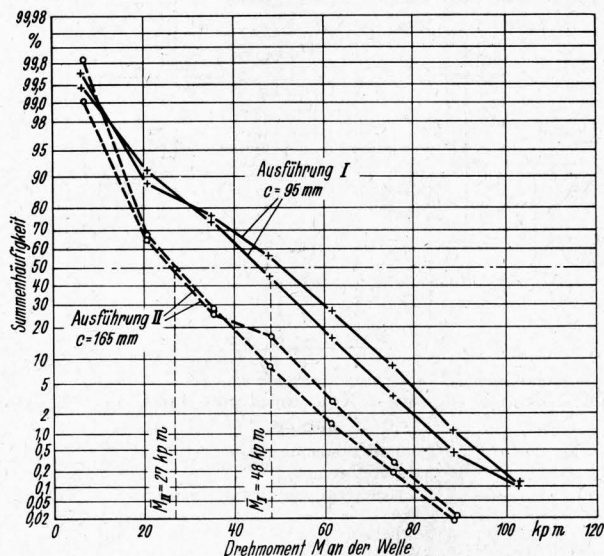


Bild 11. Im Feldversuch an der Schneidwerkzeuge des Scheiberradhäckslers gemessene Drehmomentwerte:

I ursprüngliche empirisch entwickelte Ausführung des Schneidwerks,

II neue Ausführung mit den nach dem Optimierungsverfahren berechneten geometrischen Daten.

Schnittgut: Wiesengras
 Feuchtegehalt: $U = 80\%$
 Durchsatz: $Q = 18 \text{ t/h}$

DK 621-5:631.372-82

Gleichlauf von Hydraulikmotoren im Torfmaschinenbau

Von Gerhard Kampf, Meppen

Professor Dr.-Ing. Georg Segler zum 60. Geburtstag

Die Entwicklung betriebssicherer, langsam laufender Hydraulikmotoren hat es ermöglicht, mit ihnen den Raupenvorschub der Torfmaschinen zu betreiben und stufenlos zu verstellen. Das Drehen ist durch den Gegenlauf beider Raupen erheblich weniger kraftaufwendig und auf kleinerem Platz möglich als durch das seitherige Abbremsen einer Raupe. Für das Abstimmen beider Raupen auf gleiche Geschwindigkeit bei unterschiedlichen Arbeitsdrücken werden verschiedene Lösungsmöglichkeiten aufgezeigt.

Seit einiger Zeit finden immer mehr hydraulische Antriebe beim Bau von Torfgewinnungsmaschinen Eingang. Der Grund für diese Entwicklung ist die leichte Umsteuerbarkeit von Vor-

Zusammenfassung

Die Ermittlung des Drehmomentverlaufs in Abhängigkeit von Drehwinkel und von der Zuordnung der Schneide zur Schnittfläche ist bei einem Scheiberradschneidwerk theoretisch möglich, sofern vereinfachend davon ausgegangen wird, daß die Trennfestigkeit und die Dichte des Schnittgutes über die ganze Schnittfläche konstant sind, ferner die Lage des ungeschnittenen Gutes unter der Einwirkung des Schneidendruckes nicht verändert wird.

Um eine einfache und übersichtliche Berechnung zu ermöglichen, wird zunächst angenommen, daß die Resultierende aus der normal und der tangential zur Messerschneide wirkenden Kraft senkrecht am wirksamen Radius angreift. Der hierdurch entstehende Fehler kann ebenfalls bestimmt werden, so daß sich das Ergebnis nachträglich berichtigen läßt.

Der Ablauf der Messerbewegung gegenüber dem Schnittquerschnitt erfolgt in sechs Phasen, je nachdem, ob die Schneide zwei rechtwinklig bzw. parallel zueinander stehende Begrenzungslinien der Schnittfläche überstreicht. Im ersten Fall gibt es vier, im zweiten Fall zwei jeweils gleichartige Beziehungen für das Schnittmoment.

Bei Verwendung eines elektronischen Rechners ist es möglich, die verschiedenen Zuordnungsgrößen in beliebiger Zahl und Größe miteinander zu kombinieren und so innerhalb vorgegebener, nach konstruktiven Gesichtspunkten festgelegten Grenzen die günstigste Lage von Schneide und Schnittfläche hinsichtlich Spitzenmoment, mittlerem Moment und Arbeitsaufwand zu bestimmen.

Schrifttum

- [1] Gorjatschkin, W. P.: Theorie des Schneidens mit der Schere. In: Landwirtschaftliche Maschinen. Charkow 1930.
- [2] Sablikov, N. V.: Der Schnittwiderstand in Silohäckselmaschinen. Sel'chozmašina (1957) H. 3, S. 1/3.
- [3] Kanajowski, C.: Theorie, Berechnung und Konstruktion der Landmaschinen. Bd. II, Teil 1 Halmfruchterntemaschinen. Berlin: Verlag Technik 1961.
- [4] Souček, Z.: Kräfte- und Elektroenergieverhältnisse beim Messerradhäckler. Zemědělská Technika 8 (1962) H. 4, S. 257/80.
- [5] Wieneke, F.: Untersuchungen zur Erklärung und Beseitigung von Wickelerscheinungen an umlaufenden Maschinenteilen. Landtechn. Forsch. 7 (1957) H. 1, S. 1/8.
- [6] Stroppel, Th.: Zur Systematik der Technologie des Schneidens. Grndl. Landtechn. Heft 5 (1953) S. 126.

Dr.-Ing. Gerhard Kampf ist im Hesper Torfwerk GmbH, Meppen/Ems, als Prokurist und Leiter des Konstruktionsbüros tätig.