

Der Dreschvorgang im konischen Schaufelrad

Institut für Landmaschinen, TH München

Bei Aufbereitungsmaschinen, insbesondere bei Dreschmaschinen mit rasch umlaufenden Schlagwerkzeugen, spielen bekanntlich Luftkräfte eine energieverzehrende Rolle. Der Widerstreit in solcher „Luftführmaschine wider Willen“ ist, daß man zwar durch aerodynamisch günstigere Ausbildung den Luftwiderstand senken kann, daß dann aber der Drescheffekt leidet. Hier könnte ein Weg aus der Erstarrung, in die der Drusch im Gewande „höchster Ausreifung“ verfallen zu sein scheint, über eine bis zu pneumatischer Förderung reichende Straffung der Luftführung im Dreschrotor führen. Damit würde gleichzeitig die sonst zur Sicherung des Gutsflusses notwendige Kette hintereinander gestückelter mechanischer Zubringer und Abnehmer entbehrlich. Die Konkretisierung dieser Vorstellung führte zum Radialdrusch im konischen Gebläserad mit pneumatischem Durchsatz und mit fliehkraftgesteuerter Anpressung des Dreschgutes an die Schaufeln.

Prof. Dr. v. SYBEL

Seit langer Zeit versucht man, die Wirtschaftlichkeit der Erntemaschinen durch vielseitigen Einsatz zu erhöhen. So hat man zum Beispiel den Feldhäcksler zur Bergung der Getreideernte vorgesehen. Doch war der Ausdrusch in vielen Fällen unbefriedigend, so daß ein Nachdrusch auf dem Hof nicht zu umgehen war. Auch der im weiteren Verlauf der Entwicklung entstandene Feldschneider einfacherer Bauart wurde in der Getreideernte mit gleichem Ergebnis verwendet. Deshalb schien es interessant, ein Schaufelrad zu entwickeln, das beispielsweise in einen Feldschneider eingebaut werden kann. Dieses Schaufelrad wurde so gestaltet, daß vollständig und schonend ausgedroschen werden konnte und nur ein geringer Leistungsbedarf erforderlich war.

Vorliegende Untersuchungen beschränken sich auf die Entkörnung von Ähren, wobei das Dreschergebnis nach Ausdruschverlusten und Körnerbruch beurteilt wird. Die Aufgabe der Körnerabscheidung aus dem Stroh fällt einer eigenen, dem Radialdrescher nachgeschalteten Vorrichtung zu, die aber in der Abhandlung außer Betracht bleibt. Folgende Bezeichnungen wurden gewählt:

- D [m] Läuferdurchmesser;
- d [m] Saugrohrdurchmesser;

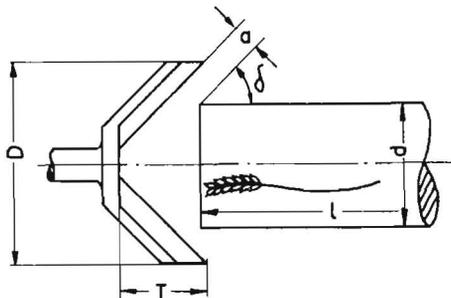


Bild 1: Der Radialdrescher mit den wichtigsten Variablen

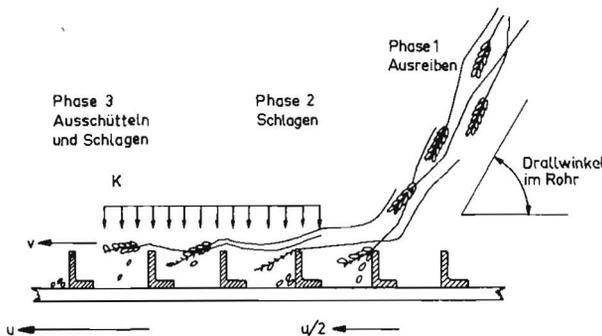


Bild 2: Der Dreschvorgang am abgewickelten Schaufelkranz

- T [m] Läufertiefe;
- a [m] Austrittsweite;
- l [m] Halmlänge;
- z Schaufelzahl;
- u [m/s] Umfangsgeschwindigkeit
- ω [1/s] Winkelgeschwindigkeit;
- G [kg/s] Durchsatzmenge (Korn + Stroh);
- Φ_k [%] Kornfeuchtigkeit;
- δ [°] Konizität;
- K Fliehkraftkomponente.

Bild 1 zeigt ein Schema der neuartigen Dreschvorrichtung [1], die sinngemäß nach der Gutsbewegung beim Drusch als Radialdrescher bezeichnet wird, während der klassische Schlagleisten-drescher demnach als Tangentialdrescher bezeichnet werden kann. Auch andere Bauformen von Radialdreschern sind denkbar und teilweise ausgeführt worden [2]. Die Bezeichnung „Radialdrusch“ wird in der vorliegenden Abhandlung nur für den Dreschvorgang im konischen Schaufelrad angewendet. Beim Radialdrusch sind vier Phasen zu unterscheiden (Bild 2):

Phase 1 (Ausreiben)

Unter Einwirkung der durch das gebläseartige Schaufelrad (Bild 3) entstehenden Druckdifferenz wird das Gut aus dem Saugrohr in das Schaufelrad gefördert. Das Gut bewegt sich auf einer schraubenförmigen Bahn (Vordrall) durch das Rohr auf die Rohrmündung zu. Bei größeren Durchsatzmengen tritt bereits im Saugrohr durch Relativbewegung einzelner Halme oder Halmschichten gegeneinander eine Entkörnung ein.

Phase 2 (Schlagen)

Beim Austritt aus der Mündung werden die Halme beziehungsweise die Ähren von den umlaufenden Schaufelkanten erfaßt und umgelenkt. Die Impulsänderung ist so kräftig, daß hier ein großer Teil der Körner aus der Ähre fällt.

Phase 3 (Ausschütteln)

Nach der Umlenkung bewegen sich die Halme mit den Ähren auf spiralähnlichen Bahnen in dem durch die umlaufenden Schaufelkanten gebildeten Konus von der Eintrittszone an der Saugrohrmündung nach außen zum Umfang des Laufrades. Die Halme sind dabei vorwiegend tangential orientiert, liegen also im wesentlichen nur auf den Schaufelrücken und nicht auf der Laufradscheibe auf. Das Dreschgut beziehungsweise die Halmmatte bleibt infolge der Massenträgheit hinter den Schaufeln zurück, so daß ein Schlupf zwischen der Halmmatte und den Schaufeln entsteht. Dieser Schlupf wird noch verstärkt durch die Verflechtung der im Läufer befindlichen Halme mit den im Saugrohr nachfolgenden Halmen.

Die Halmmatte wird durch die Fliehkraft an die Schaufelkanten und in die Zwischenräume der Schaufeln hineingepreßt, so daß in Verbindung mit der Schlupfgeschwindigkeit (am Außenumfang $u-v$) eine Art Wellenbewegung der Halmmatte entsteht. Jedesmal wenn eine Schaufel (Wellenberg) eine Ähre trifft, erhält diese einen Schlag, der eine Entkörnung bewirkt. Die Wellenlänge dieser erzwungenen Schwingung ist gleich der Schaufelteilung und die Schwingungsfrequenz gleich dem Produkt aus Schaufelzahl und Schlupfdrehzahl der Strohmatte (mit Schlupfdrehzahl wird die Differenz zwischen den Drehzahlen von Laufrad und Strohmatte bezeichnet).

Phase 4 (Aufsprallen)

Das gedroschene Material tritt mit der Luft in Form eines kegelartigen Schirmes in Verlängerung des Kegels, der das Laufrad am Umfang tangiert, aus und trifft auf die Innenwandung des Gehäuses. Durch Versuche mit und ohne Auskleidung der Wand konnte nachgewiesen werden, daß der größte Teil des unerwünschten Körnerbruches nicht bei der Entkörnung auftritt, sondern

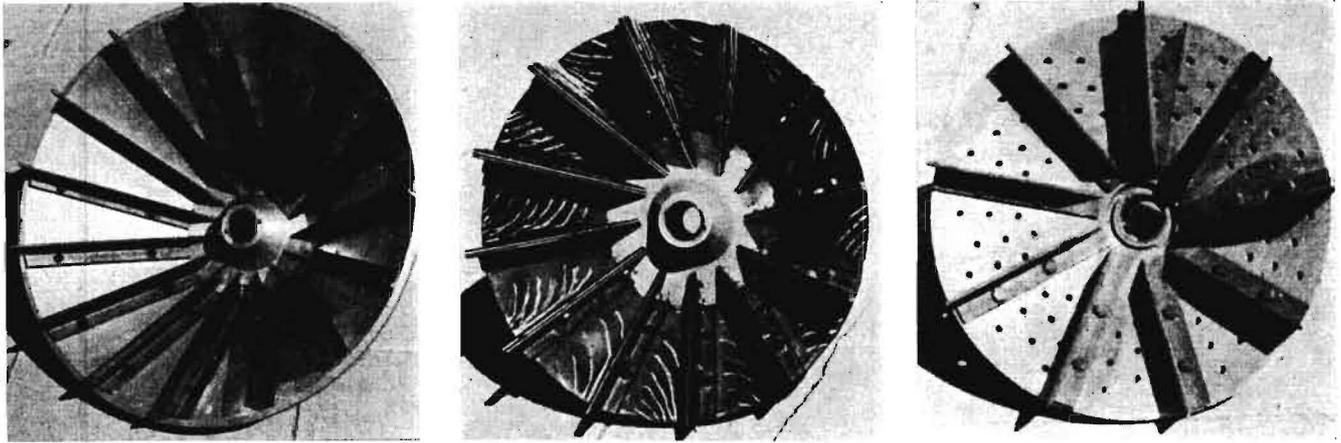


Bild 3: Die Läufer J 15 (500 mm \varnothing), H 12 (400 mm \varnothing), F 9 (300 mm \varnothing) mit 45° Konuswinkel, gleicher Schaufelhöhe (35 mm) und gleicher Schaufelförmung am Umfang

H 12 ist mit Gumniauskleidung der Laufradscheibe und der Schaufelvorderseiten versehen. Die Kratzspuren der Körner sind mit Kreide nachgezogen

beim Aufprall der bereits gedroschenen Körner auf die Innenwand des Gehäuses.

Versuchsergebnisse

Vorliegende Theorie wird durch die Ergebnisse der anschließend geschilderten Kurzversuche und durch Aufnahmen mit dem Lichtblitz-Stroboskop und mit der Trommelkamera bestätigt.

Die Versuchsanlage ist in Bild 4 dargestellt. Das abgewogene Dreschmaterial wurde vor dem Versuch gleichmäßig auf das etwa 5 m lange Förderband aufgelegt, die Halme in Längsrichtung, Ähren voran. Das gesamte Dreschmaterial eines Versuches, also Körner und Stroh, wurde in der Auffangtrommel, die zugleich als Luftabscheider diente, gesammelt. Das Dreschgut wurde nach dem Versuch aus einer Bodenklappe der Auffangtrommel entnommen. In einem chargenweise betriebenen Trommelsieb wurden die Körner aus dem Gemenge abgeschieden, anschließend gereinigt und gewogen. Der Arbeitserfolg beziehungsweise das Dreschergebnis wurde nach Ausdruschverlust und Körnerbruch beurteilt und in Beziehung gesetzt zu den maßgeblichen geometrischen und betrieblichen Variablen.

Der Ausdruschverlust wird definiert als der Prozentsatz der im ersten Durch nicht ausgedroschenen Körner, gemessen an der Gesamtzahl der Körner:

$$\alpha = \frac{G_2}{G_1 + G_2} [\%]. \quad (1)$$

Dabei sind G_1 die im ersten Ausdrusch gewonnenen Körner, G_2 die im scharfen Nachdrusch gewonnenen Restkörner.

Der Körnerbruch wird in ähnlicher Weise definiert:

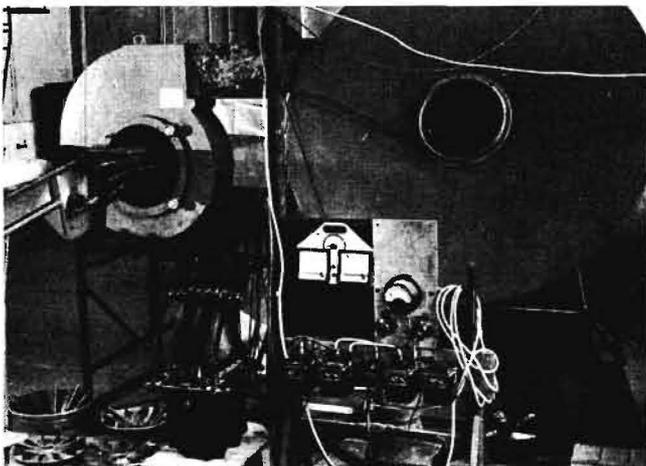


Bild 4: Die Versuchsanlage

Links das Ende des Förderbandes, dahinter die trichterförmige Erweiterung des Saugrohres. Rechts vom Dreschgebläse die Auffangtrommel. Das Doppelinstrument dient der Drehzahl- und Drehmomentanzeige. Im Vordergrund der Wasserwiderstand zur Regelung des Schleifringlufers

$$\beta = \frac{G_b}{G_b + G_g} [\%], \quad (2)$$

wobei G_g das Gewicht der ganzen und G_b das Gewicht der nach Augenschein beschädigten und gebrochenen Körner und der Bruchstücke bedeutet. Die Schädigung der Keim- und Triebkraft wurde in der vorliegenden Abhandlung nicht untersucht¹⁾.

Die Austrittsweite

Die Entfernung zwischen Saugrohrmündung und Schaufelrücken wird als Austrittsweite bezeichnet. Dieses Maß spielt beim Radialdrescher eine ähnliche Rolle wie der Spalt zwischen Trommel und Korb an dem Schlagleistendrescher, doch ist der Betrag der Austrittsweite fünf- bis zehnmal so groß wie die Spaltweite am Korbende.

Der Einfluß der Austrittsweite auf das Dreschergebnis geht aus Bild 5 hervor. Das Ansteigen des Ausdruschverlustes α und die Verminderung des Körnerbruches β mit steigendem Düsenabstand entsprechen den von der Schlagleistentrommel bekannten Tendenzen. Der Ausdruschverlust des Läufers mit gebogenen Schaufeln (H*12) liegt über demjenigen des Läufers (H 12) mit geraden Schaufeln.

¹⁾ Es ist beabsichtigt, die Ergebnisse einiger Nachuntersuchungen, bei denen außer dem Ausdruschverlust und dem Körnerbruch auch die Keimfähigkeit geprüft wurde, später einmal zu veröffentlichen. Leider konnten die Nachuntersuchungen nur an noch verbliebenen Beständen von Roggen und Hafer durchgeführt werden

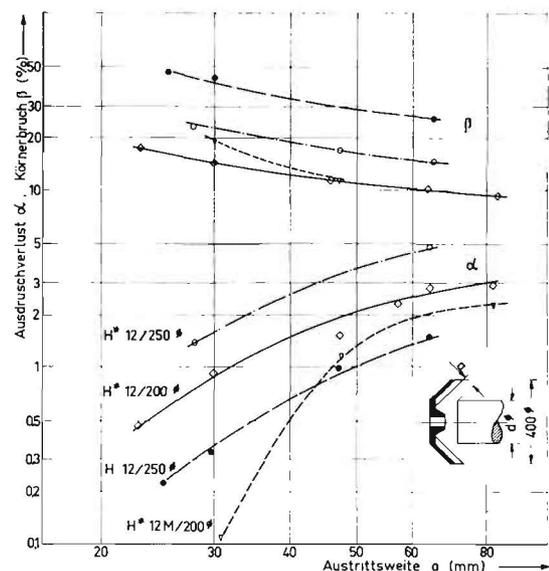


Bild 5: Der Einfluß der Austrittsweite auf den Ausdruschverlust und Körnerbruch

Kornfeuchtigkeit 16%; Material Winter-Weizen „Thassilo“ 90 cm lang; Läufer H 12; H*12 und H*12M (Mitnehmer); Saugrohrdurchmesser 200 und 250 mm; Umfangsgeschwindigkeit 52 m/s; Durchsatzmenge 0,3 kg/s



Bild 6: Der Läufer H*12 M mit zwei Mitnehmer-Werkzeugen (400 mm \varnothing)

Ferner ist in Bild 5 der günstige Einfluß des kleineren Saugrohrdurchmessers von 200 mm auf Ausdruschverlust und Körnerbruch gegenüber dem größeren von 250 mm Durchmesser zu ersehen. Dieses Problem wird später in einer eigenen Versuchsreihe über das sogenannte Durchmesser Verhältnis d/D besprochen.

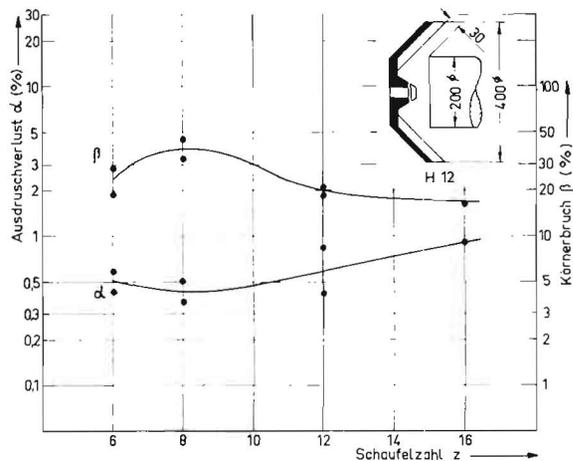


Bild 7: Einfluß der Schaufelzahl z auf Ausdruschverlust und Körnerbruch

Läufer H 12; Saugrohrdurchmesser 200 mm; Kornfeuchtigkeit 16%; Austrittsweite 30 mm; Material Winter-Weizen „Thassilo“ 90 cm lang; Durchsatzmenge 0,3 kg/s; Umfangsgeschwindigkeit 52 m/s

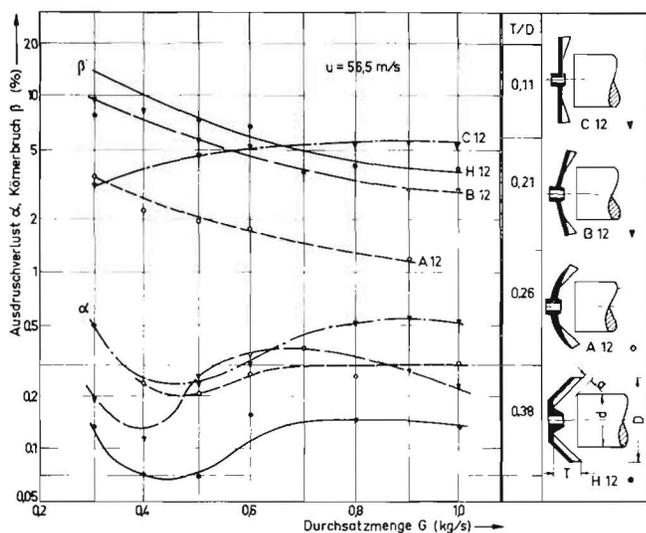


Bild 8: Vergleich von vier Läufern mit verschiedenem Tiefenverhältnis T/D

Läuferdurchmesser $D = 400$ mm; Umfangsgeschwindigkeit stets $u = 56,5$ m/s; Durchmesser Verhältnis stets $d/D = 0,625$; Austrittsweite $a = 30$ mm; Gehäuse mit Gummiauskleidung; Durchsatzmenge verändert; Material „Firlbeck-Gelbhafer“ 80 cm lang; Kornfeuchtigkeit 9,5%

Schließlich wurde noch eine dritte Läuferform-Ausführung im Hinblick auf die Austrittsweite untersucht, und zwar der Läufer (H*12 M), der gebogene Schaufeln aufweist und zusätzlich mit mitnehmerartigen Klauen ausgerüstet ist (Bild 6). Diese Mitnehmer sollten eine Erhöhung des Vordralls im Saugrohr bewirken und dadurch den Dreschvorgang teilweise in das Saugrohr vorverlegen. Die Vermutung erhöhter Bruchgefahr für die bereits im Saugrohr ausgefallenen Körner wurde durch den Versuch bestätigt. Die betreffende β -Kennlinie liegt höher als die β -Kennlinie des Läufers ohne Mitnehmer. Der außerordentlich steile Abfall der α -Kennlinie mit geringer werdendem Abstand ist bemerkenswert, doch ohne praktische Bedeutung, da überdies Stopferscheinungen auftraten, welche den Läufer mit Mitnehmern zumindest für unzerkleinertes Halmmaterial als ungeeignet erscheinen lassen.

Die optimale Schaufelzahl

Bild 7 zeigt den Einfluß der Schaufelzahl auf das Dreschergebnis. Das Fließen des Halmmaterials mit den Ähren über die Schaufelrücken ist die kennzeichnende Bewegungsphase des Radialdrusches. Die erwartete Abhängigkeit des Dreschergebnisses von der Schaufelzahl (das heißt von der Schaufelteilung am Umfang) wurde durch die in Bild 7 dargestellte und durch andere Versuchsreihen bestätigt. Bei Betrachtung von Bild 7 leuchtet ein, daß eine große Schaufelteilung eine starke Durchbiegung der Halmmatte mit entsprechend niedriger Frequenz der von der Halmmatte ausgeführten Biegeschwingung zur Folge hat. Genau umgekehrt ist es bei kleiner Schaufelteilung beziehungsweise großer Schaufelzahl. Wie zu erwarten war, entspricht eine Verminderung von α einer Steigerung von β .

Bild 7 zeigt den typischen, auch in anderen Versuchsreihen ermittelten Verlauf der Ausdrusch- und Körnerbruch-Kennlinien in Abhängigkeit von der Schaufelzahl. Einem optimalen Ausdrusch der acht Schaufeln entspricht ein Maximalwert für den Körnerbruch bei der gleichen Schaufelzahl. Bei zwölf Schaufeln ist der Ausdruschverlust unwesentlich gestiegen, während der Bruchkornverlust auf die Hälfte abgesunken ist, so daß für den verwendeten 400-mm-Läufer die Schaufelzahl 12 das beste Gesamtergebnis bietet.

Vergleich von Läufern gleichen Durchmessers mit verschiedenem Tiefenverhältnis T/D

Aus der Betrachtung des Dreschvorganges geht hervor, daß die Konizität, das heißt die Neigung der Schaufelkanten zur Rotationsebene, eine wesentliche Rolle für die Anpressung des Dreschgutes an die Schaufeln spielt. Um auch Läufer verschiedener Formen untereinander vergleichen zu können, ist es vorteilhaft, anstelle der Konizität δ den Begriff des Tiefenverhältnisses T/D einzuführen. Dieser gibt nämlich zusammen mit dem Durchmesser D auch bei gekrümmten Schaufeln oder bei versetzter Anordnung ein anschauliches Maß für die Arbeit, welche die Fliehkraftkomponente zu der Führung des Material an den Schaufelrücken entlang leistet.

Je größer das Tiefenverhältnis T/D bei gleichbleibendem Laufraddurchmesser D , desto länger der Weg, den das Gut im Läufer bis zum Abschleudern am Außenrand zurücklegen muß, und desto größer wird die Neigung der Schaufelkante zur Rotationsebene und damit die Anpressung des Gutes.

Der Versuch wurde an vier Läufern (A, B, C und H; Bild 8) durchgeführt. Alle Läufer waren mit zwölf Schaufeln besetzt. Der Läufer (B) unterscheidet sich von der ebenen Platte (C) nur dadurch, daß er einen Konuswinkel von 15° hat. Er liegt also zwischen (C) und (A) und besitzt dieselben Schaufeln wie (C) in Form von Dreiecksflossen in radialer Anordnung. Das Durchmesser Verhältnis d/D betrug 0,625; die Austrittsweite $a = 30$ mm. Die Untersuchung wurde mit konstanter Umfangsgeschwindigkeit $u = 56,5$ m/s unter Variation der Durchsatzmenge durchgeführt. Als Material wurde Hafer von 9,5% Kornfeuchtigkeit verwendet. Auf den Verlauf der Kennlinien $\alpha = f(G)$ wird weiter unten eingegangen.

Der Läufer (H 12) mit der größten absoluten Tiefe T zeigt den geringsten Ausdruschverlust α , dann folgen der Reihe nach die Läufer mit abnehmender Tiefe. Bei den Bruchkornverlusten ist der Läufer (A), wohl infolge seiner gebogenen Schaufeln, wesent-

lich besser als die Läufer (B) und (H). Einen merkwürdigen Verlauf weist die β -Kennlinie des Läufers (C) auf. Im Gegensatz zu der auch bei Trommeldreschmaschinen bekannten Tendenz, mit wachsender Durchsatzmenge abzufallen, besitzt sie einen aufsteigenden Verlauf. Die abfallende Tendenz der β -Kennlinien bei den Läufern (A, B und H) kann auf die verbesserte Auspolsterung der Schaufeln und Läuferwände durch die wachsende Stärke des Strohbelages zurückgeführt werden. Das Bruchkornverhalten von Läufer (C) ist dagegen nicht erklärbar. Jedenfalls ist dieser Läufer im Gesamtergebnis beträchtlich schlechter als die drei anderen Läufer.

Die Umfangsgeschwindigkeit

Der starke Einfluß der Umfangsgeschwindigkeit auf Ausdruschverlust und Körnerbruch ist bei der Trommeldreschmaschine seit langem bekannt. Auch beim Radialdrescher sind die gleichen Tendenzen zu beobachten, nur mit dem Unterschied, daß das Arbeitsgebiet des Radialdreschers erst im Bereich der Umfangsgeschwindigkeiten um 40 m/s beginnt, während die Umfangsgeschwindigkeit der üblichen Tangentialmaschine normalerweise mit etwa 32 m/s begrenzt ist.

Bild 9 soll eine vergleichende Orientierung über Arbeitsbereich und -ergebnis von Tangential- und Radialdrusch geben. Leider liegen von ersteren keine zusammengehörigen α - und β -Kennlinien vor mit Ausnahme der Ährenversuche von FINKENZELLER [3]. Die α -Kennlinie links oben in Bild 9 ist nach Ergebnissen von SEGLER [4] und BRENNER [5] mit querbeschickten Schlagleistentrommeln gezeichnet. Das untere Ende dieser Kennlinie mit $\alpha = 0,5$ bei $u = 30$ m/s entspricht zufällig den Ergebnissen von KOLGANOV [6] für Weizen bei einer Kornstellung von 24/6 mm und einer Kornfeuchtigkeit von 10–11%. Eine β -Kennlinie ist nach den Ergebnissen von THIELEBEIN [7] für Gerste eingezeichnet. In diesem Zusammenhang müssen auch die Ergebnisse von OTT [8] mit Körnerbruchwerten von 1–7% für Weizen bei einer Kornfeuchtigkeit um 14% erwähnt werden. Soweit sich Dreschversuche unter verschiedenen Arbeitsbedingungen überhaupt vergleichen lassen, müssen die Ergebnisse des Radialdrusches mit denen des Tangentialdrusches nach Bild 9 als etwa gleichwertig angesehen werden. Noch bessere Ergebnisse als der Läufer (H 12) zeigen die Läufer (J 10, J 15). Der bessere Ausdrusch muß auf den längeren Dreschweg zurückgeführt werden. Bei diesen Dreschergebnissen ist die niedrige Kornfeuchtigkeit (8–11%) zu berücksichtigen. Bild 9 zeigt ferner, daß der Ausdrusch beim Tangentialdrusch stärker von einer Drehzahländerung beeinflusst wird als beim Radialdrusch.

Das Durchmesser Verhältnis

Der Einfluß des Saugrohrdurchmessers war bereits gezeigt worden (Bild 5). Das Verhältnis Läuferdurchmesser/Saugrohrdurchmesser wurde jetzt variiert, während die übrigen Versuchsbedingungen konstant gehalten wurden. Es zeigte sich, daß der Körnerbruch mit wachsendem Durchmesser Verhältnis d/D zunimmt. Diese Beobachtung stimmt mit der Überlegung überein, daß Körnerbruch in beträchtlichem Maß beim Austritt des Dreschmaterials aus der Rohrmündung auftreten muß. Beim Eintritt in das Saugrohr findet ebenfalls ein Stoß auf das Dreschgut statt. Er ist bei konstantem Drallwinkel der Umfangsgeschwindigkeit in der Eintrittszone und damit dem Saugrohrdurchmesser direkt proportional.

Das Durchmesser Verhältnis beeinflusst auch die Lage der Stopfgrenze. So konnte in einer Serie zur Ermittlung der Stopfgrenze bei 55 m/s eine Aufgabemenge von 1 kg/s gerade noch verarbeitet werden bei einem Durchmesser Verhältnis $d/D = 0,5$ entsprechend 250/500 mm. Durch Steigerung des Düsenverhältnisses von 0,5 auf 0,6 konnte unter sonst gleichen Betriebsbedingungen die Aufgabemenge um etwa 20% gesteigert werden. Im Hinblick auf die Stopfgrenze ist für das Durchmesser Verhältnis d/D ein Wert von über 0,5 anzustreben.

Die Untersuchungen über das Durchmesser Verhältnis wurden an dem Läufer (J 15, 500 mm \varnothing) mit geraden Schaufeln und an dem Läufer (H 12, 400 mm \varnothing) mit gebogenen Schaufeln durchgeführt. Beim Vergleich der Dreschergebnisse beider Läufer fällt auch noch die beträchtliche Verminderung des Körnerbruches

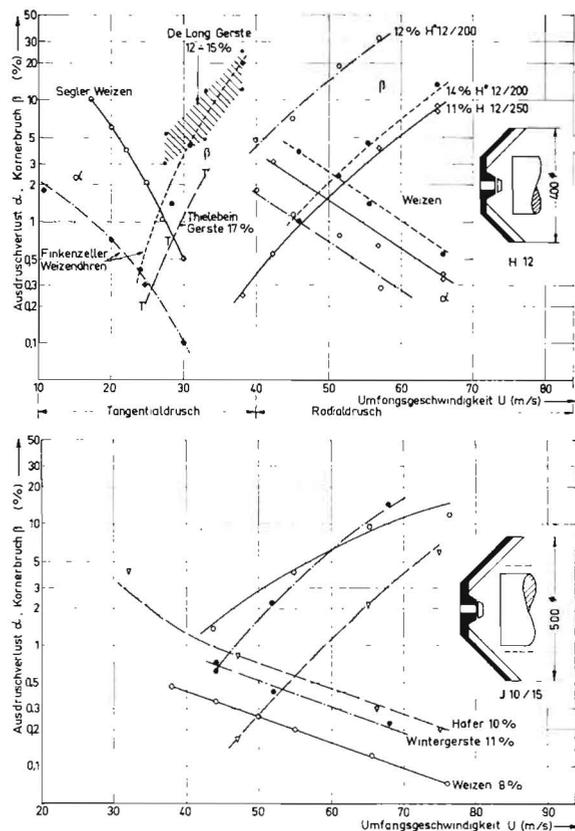


Bild 9: Einfluß der Umfangsgeschwindigkeit auf Ausdruschverlust und Körnerbruch beim Tangential- und beim Radialdrusch

Läufer	H 12	H*12	J 10	J 15
Durchmesser Verhältnis	0,625	0,5	0,5	0,6
Austrittsweite [mm]	30	30	30	30
Material	Weizen	Weizen	Weizen	W.-Gerste
Kornfeuchtigkeit [%]	11	12	8	11
Gummi auskleidung	Läufer + Gehäuse	ohne	Läufer + Gehäuse	Gehäuse

durch die Gummi auskleidung des Gehäuses bei den Versuchen mit Läufer (J 15) auf. Unter gleichartigen Versuchsbedingungen kann der Körnerbruch durch Gummi auskleidung der Schaufel vorderseiten und des Gehäuses auf etwa ein Zehntel des ursprünglichen Wertes gesenkt werden.

Die Gegenwerkzeuge

Der Radialdrusch unterscheidet sich von der Prallzerkleinerung dadurch, daß hier nicht nur die Massenträgheitskräfte des Gutes, sondern auch die auf die Ähren wirkenden Führungs- und Rückhaltkräfte der miteinander verflochtenen Halme zum Lösen der Körner aus den Ähren dienen. Es wird eine Variante des Radialdrusches untersucht, die durch eine verstärkte Ausnutzung der Reibungs- und Verflechtungskräfte der Halme gekennzeichnet ist.

Die Massenkräfte bewirken auch bei dieser Version eine einseitige Führung des Dreschgutes im Schaufelrad. Außerdem wird eine Relativbewegung zwischen dem Gut und zusätzlichen Werkzeugen dadurch erreicht, daß diese zusätzlichen Werkzeuge eine Relativbewegung gegenüber den Schaufeln ausführen. Rund um den Umfang des Dreschläufers sind auf einem gemeinsamen Werkzeugträger stabförmige Messer mit den Schneiden gegen die Umlaufrichtung des inneren Dreschläufers angeordnet. Die stabförmigen Gegenwerkzeuge sind mit Schneiden versehen, um gleichzeitig mit dem Dreschvorgang das Stroh intensiv zu zerkleinern. Der Ausdruschverlust sinkt schon bei stehenden Werkzeugen um eine Zehnerpotenz, wenn man den Läufer (A 12, ohne Messer) mit dem Läufer (A 12, mit 12 Gegenmessern) vergleicht (Bild 10).

Bei Gegenlauf oder Gleichlauf stellen sich geringere oder höhere α -Werte ein. Der Körnerbruch liegt recht hoch und wird durch Anzahl und Bewegungssinn der Gegenwerkzeuge nur unbedeutend verändert. Die Strohzerkleinerung ist in erster Linie eine Funktion der Messerzahl. Nachdem im einfachen Schaufelrad bereits gute Dreschergebnisse erzielt werden, erscheint der Aufwand zusätzlicher, umlaufender oder feststehender Messer für das Dreschen nicht notwendig.

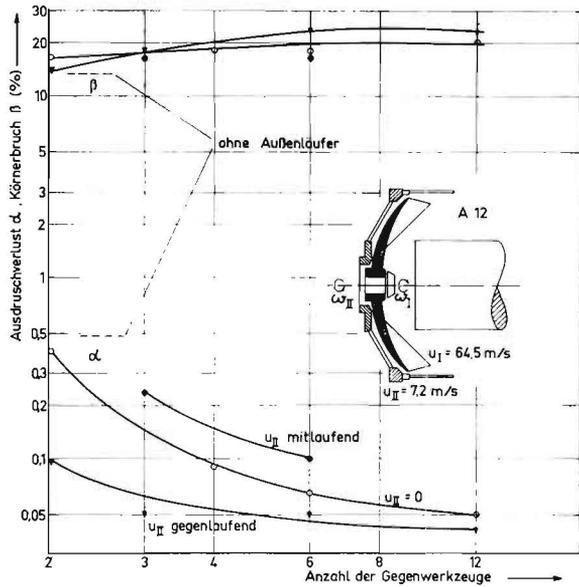


Bild 10: Abhängigkeit der Ausdruschverluste und des Körnerbruchs von der Anzahl der Gegenwerkzeuge t

Läufer A 12; Durchmesser Verhältnis $d/D = 0,5$; Kornfeuchtigkeit 11%; Material Roggen 1 m lang; Durchsatzmenge $G = 0,3 \text{ kg/s}$; Austrittsweite $a = 30 \text{ mm}$

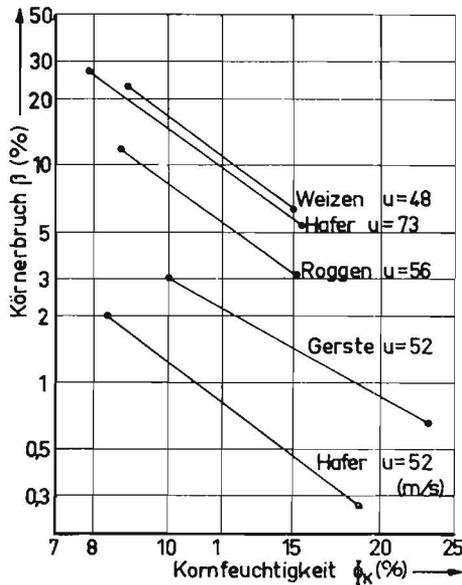


Bild 11: Abhängigkeit des Körnerbruchs von der Kornfeuchtigkeit bei verschiedenen Getreidearten

Läufer A 12; Durchmesser Verhältnis $d/D = 0,5$; Austrittsweite $a = 30 \text{ cm}$; Durchsatzmenge $G = 0,3 \text{ kg/s}$; Halmgröße bei Gerste 70 cm; bei den anderen Getreidearten 80 cm



Bild 12: Läufer A 12 in Form einer Kugelkalotte mit gebogenen Schaufeln (400 mm \varnothing)

Der Einfluß der Kornfeuchtigkeit auf das Dreschergebnis

Mit wachsender Feuchtigkeit des Dreschgutes ist ein festerer Sitz der Körner in den Spelzen und höhere Elastizität der Ähren zu beobachten. Bei der Dreschtrommel führt dies zu steigenden Ausdruschverlusten und sinkender Bruchgefahr für die Körner. Die gleichen Erscheinungen werden beim Radialdrescher beobachtet.

Die Versuche zur Feststellung der Abhängigkeit des Körnerbruchs von der Kornfeuchtigkeit wurden mit dem Läufer (A 12; 400 mm \varnothing) durchgeführt (Bild 12). Die Ergebnisse sind in Bild 11 dargestellt. Hieraus ist der überragende Einfluß der Kornfeuchtigkeit auf die Bruchgefahr zu entnehmen. Aus diesen Ergebnissen darf nicht gefolgert werden, daß eine Steigerung der Kornfeuchtigkeit durchweg mit einer Verminderung der Kornbeschädigung verbunden ist. Es ist zu unterscheiden zwischen Beschädigung durch Bruch im Bereich geringer Feuchtigkeit und durch plastische Verformung mit inneren Verletzungen (Quetschen) im Bereich hoher Feuchtigkeit. Beschädigungen durch Quetschen, welche durch die Dreschtrommel bei höheren Feuchtigkeiten manchmal auftreten, konnten beim Radialdrescher nicht beobachtet werden. Möglicherweise wirkt sich das Fehlen der Gegenwerkzeuge (Korbstäbe) beim Radialdrescher günstig aus.

Die Durchsatzmenge G

Beim Dreschen fließt ein Geflecht aus Halmen, sozusagen eine Matte, über die Schaufelrücken und verdünnt sich auf dem Weg bis zum Umfang des Rotors.

Die theoretische Dicke dieser Schicht s am Umfang läßt sich nach dem Kontinuitätsgesetz angeben. Dazu soll zunächst gleichmäßiger Fluß und gleichbleibende Dichte des Halmgutes vorausgesetzt werden:

$$s \cdot D \cdot \pi \cdot c = G/\gamma \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (3)$$

Dabei ist c die Geschwindigkeit, mit der das Halmvolumen G/γ [m^3/s] durch den Querschnitt $s \cdot D \cdot \pi$ [m^2] am Läuferumfang austritt. Unterstellt man, daß die Austrittsgeschwindigkeit c der Läuferumfangsgeschwindigkeit u proportional ist, so gilt:

$$s \sim \frac{G}{\gamma \cdot D \cdot \pi \cdot u} \quad (4)$$

Da damit keine Gleichung, sondern lediglich eine Beziehung vorhanden ist, kann die als konstant vorausgesetzte Dichte γ weggelassen werden. Man erhält deshalb die Schichtdicke s in Form einer Flächenbelastung:

$$s \sim \frac{G}{D^2 \cdot \omega} \quad [\text{kg}/\text{m}^2] \quad (5)$$

Die Annahme des gleichbleibenden Flusses und der gleichmäßigen Dichte trifft in Wirklichkeit weder für den Radial- noch für den Tangentialdrescher zu.

Aus den Bildern 8 und 13 ist zu ersehen, daß die α -Kennlinien mit steigender Durchsatzmenge zunächst ein Minimum durchlaufen, um dann wieder anzusteigen. Dieses Minimum verschiebt sich mit wachsender Umfangsgeschwindigkeit und mit wachsendem Läuferdurchmesser (α -Kennlinie, J 15; in Bild 13) in den Bereich der höheren Durchsatzmenge. Es leuchtet dann ein, daß ein Vorgang, bei dem die Massenträgheitskräfte des Gutes eine wesentliche Rolle spielen, zum optimalen Ablauf eine bestimmte Durchsatzmenge erfordert. Außerdem aber stehen zwei Einflüsse einander gegenüber: Einerseits wird mit wachsender Dicke der Halm-schicht im Läufer die Einspannung der zu dreschenden Ähren verbessert. Andererseits bewirkt eine Zunahme der Schichtdicke eine Einbettung oder Polsterung mancher Ähren, welche die Schläge der Schaufeln auf die betreffenden Ähren dämpfen und so den Ausdrusch verschlechtern. Die im Hinblick auf den Ausdrusch optimale Schichtdicke s stellt den günstigsten Kompromiß zwischen der Einspannung und der Einbettung dar. Die optimale Schichtdicke s ist am Läuferumfang auf Grund der Proportionalität (5) von Durchsatz, Läuferdurchmesser und Läuferdrehzahl abhängig, wenn man unterstellt, daß Gl. (5) nicht nur im Idealfall, sondern auch in Wirklichkeit gültig ist. Fast alle α -Kennlinien besitzen im Bereich größerer Durchsatzmengen einen Wendepunkt (Bild 8 und teilweise auch Bild 13).

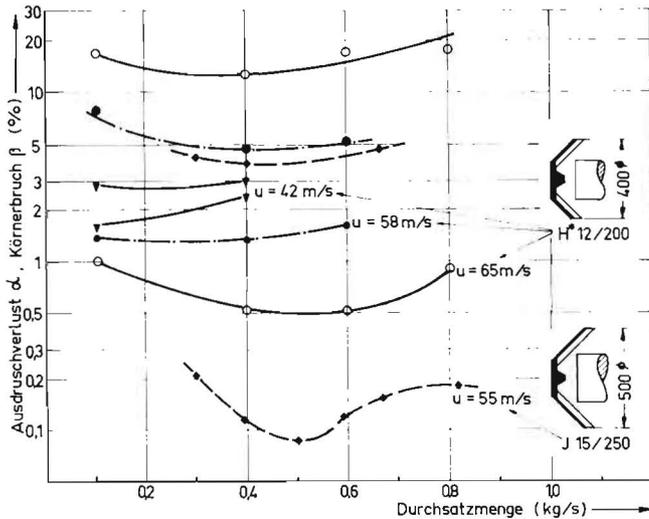


Bild 13: Einfluß der Durchsatzmenge auf Ausdruschverlust und Körnerbruch

Material Weizen 20 cm lang; Kornfeuchtigkeit 14%; Läufer H 12 (400 mm \varnothing); Durchmesser Verhältnis $d/D = 0,5$; mit gebogenen Schaufeln; Gummiauskleidung nur im Gehäuse. Im Vergleich dazu ein Versuch mit Weizen 80 cm lang; Kornfeuchtigkeit 8%; Läufer J 10/250; Gummiauskleidung im Läufer und im Gehäuse

Die Erklärung für den weiteren Verlauf der Kennlinien ist in der Phase 1 des Dreschvorganges zu finden (Ausreiben der Körner im Saugrohr). Mit steigender Durchsatzmenge G und mit zugleich wachsender Verflechtung der Halme gewinnt die Vorwegnahme des eigentlichen Radialdrusches durch das Ausreiben im Saugrohr so an Bedeutung, daß der Ausdrusch auch bei hohen Durchsatzmengen nahezu unverändert bleibt.

Die Stopfgrenze

Beim Überschreiten einer gewissen kritischen Halmdichte im Saugrohr entsteht aus dem Dreschmaterial ein zopfartiges Gebilde von so großer Festigkeit, daß die Schaufeln es nicht mehr umlenken oder zerschlagen können. Diese kritische Halmdichte wird als Stopfgrenze bezeichnet. Sie ist von den geometrischen Größen der Vorrichtung, vom Verhältnis der Halmlänge zum Saugrohrdurchmesser und von der inneren Reibung des Halmmaterials abhängig. Die kritische Halmbelastung im Rohr q_{krit} $\left[\frac{\text{kg} \cdot \text{s}^2}{\text{m}^4} \right]$ kann ähnlich wie die Schichtdicke s im Läufer als drehzahlbezogene Querschnittsbelastung des Saugrohres hergeleitet werden:

$$c_m \cdot d^2 \sim \frac{G}{\gamma}, \quad (6)$$

wobei c_m die mittlere Materialgeschwindigkeit im Saugrohr, $\frac{G}{\gamma}$ das in der Zeiteinheit durchgesetzte Halmvolumen und d den Saugrohrdurchmesser bedeuten. Die Proportionalität nach Gl. (6) gilt auch bei Erreichen der Stopfgrenze mit $G \rightarrow G_{krit}$ und $\gamma \rightarrow \gamma_{krit}$:

$$c_m \cdot d^2 \sim \frac{G_{krit}}{\gamma_{krit}}. \quad (7)$$

Mit der bei Gebläsen üblichen Unterstellung $u \sim c_m$ wird für ein vorgegebenes Durchmesser Verhältnis d/D

$$\gamma_{krit} \sim \frac{G_{krit}}{u \cdot D^2}; \quad (8)$$

mit $\frac{\gamma_{krit}}{g} = q_{krit}$ wird dieses zu

$$q_{krit} \sim \frac{G_{krit}}{u \cdot D^2}. \quad (9)$$

Die Versuche über die Stopfgrenze (Bild 14) zeigen nun, daß die Durchsatzmenge an der Stopfgrenze nicht linear von der Umfangsgeschwindigkeit abhängig ist, sondern daß eine etwa quadratische

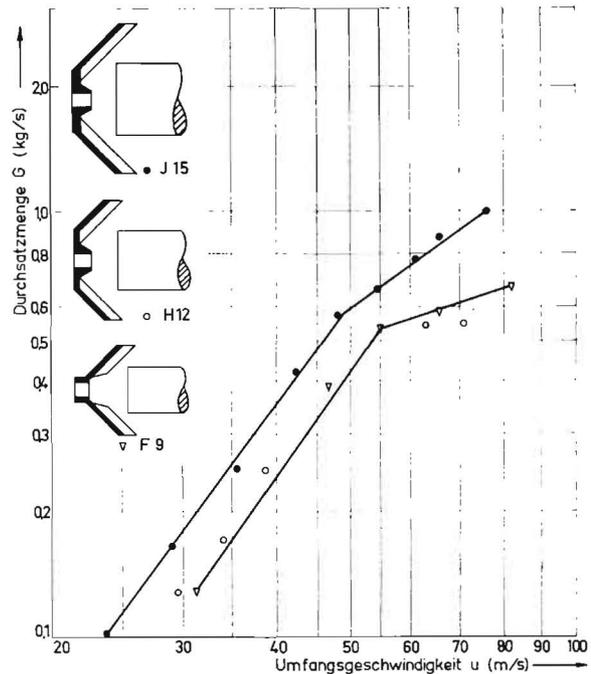


Bild 14: Stopfgrenze der Dreschläufer J 15 (500 mm \varnothing); H 12 (400 mm \varnothing) und F 9 (300 mm \varnothing) in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit bei gleichmäßiger Beschleuchtung

Material Winter-Weizen „Thassilo“ 80 cm lang; Kornfeuchtigkeit 10%; Austrittsweite $a = 30$ mm; Durchmesser Verhältnis $d/D = 0,5$

Abhängigkeit der Stopfgrenze von der Umfangsgeschwindigkeit besteht.

$$G_{krit} \sim u^2 \cdot D^2. \quad (10)$$

Aus den Gln. (9) und (10) ist abzuleiten, daß die kritische Halmdichte im Rohr q_{krit} keine Konstante ist, sondern daß sie selbst von der Umfangsgeschwindigkeit etwa linear abhängt.

Somit lautet die Gleichung der kritischen Durchsatzmenge beziehungsweise der Stopfgrenze:

$$G_{krit} = K \cdot q_{krit} \cdot u^2 \cdot D^2 \quad [\text{kg/s}]. \quad (11)$$

Für den großen Läufer (J 15, 500 mm \varnothing) wurde aus den Stopfversuchen nach Bild 14 $K \cdot q_{krit} = 1,43 \cdot 10^{-3} \left[\frac{\text{kg/s}^2}{\text{m}^4} \right]$ ermittelt.

Für Läufer mit dem beliebigen Durchmesser D_i , die dem Läufer (J 15) beziehungsweise dem Läufer (F 9) in Beziehung auf Kegelwinkel und Tiefe ähnlich sind und die gleiche Schaufelhöhe und -teilung am Umfang aufweisen, wird

$$K \cdot q_{krit} = 1,43 \cdot 10^{-3} (D_i/0,5)^{-\frac{1}{2}} \quad (12)$$

und damit

$$G_{krit} = 1,43 \cdot 10^{-3} \cdot u^2 \cdot D_i (D_i/0,5)^{-\frac{1}{2}} \quad [\text{kg/s}]. \quad (13)^2$$

Der Leistungsbedarf beim Dreschen

Der Leistungsbedarf beim Dreschen setzt sich aus der Leerlaufleistung und dem zusätzlich beim Dreschen aufgewendeten Anteil zusammen. Beide Leistungsanteile wurden durch Registrierung von Drehmoment und Drehzahl unter den verschiedenen Betriebszuständen für die drei Läufer (F 9, 300 mm \varnothing ; H 12, 400 mm \varnothing und J 15, 500 mm \varnothing) erfaßt.

Die Leerlaufleistung zeigt wohl die erwartete kubische Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit, erfüllt aber die allgemeine Gleichung für Gebläse

$$N_o \sim q_{Luft} \cdot \omega^3 \cdot D^5 \quad (14)$$

wegen nur beschränkter geometrischer Ähnlichkeit nicht. Erst mit Einführung eines vom Läuferdurchmesser abhängigen Koeffizienten K_n ist es möglich, die Leerlaufleistung von Dreschläufnern beschränkter Ähnlichkeit (gleiche Kegelwinkel, Tiefenverhältnis,

²⁾ Eine Vorausberechnung der beschränkt ähnlichen Läufer (F 9; H 12; J 15) für eine geforderte Durchsatzmenge unter den Versuchsbedingungen ist mit Hilfe von Gl. (13) möglich. Mit anderen Läuferformen wurden keine Stopfversuche gemacht

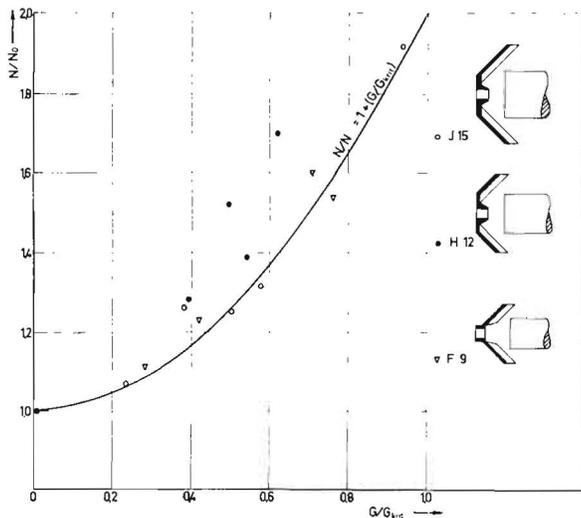


Bild 15: Der Leistungsbedarf der drei Läufer F 9; H 12 und J 15 beim Drusch in Abhängigkeit von der Durchsatzmenge in dimensionsloser Darstellung

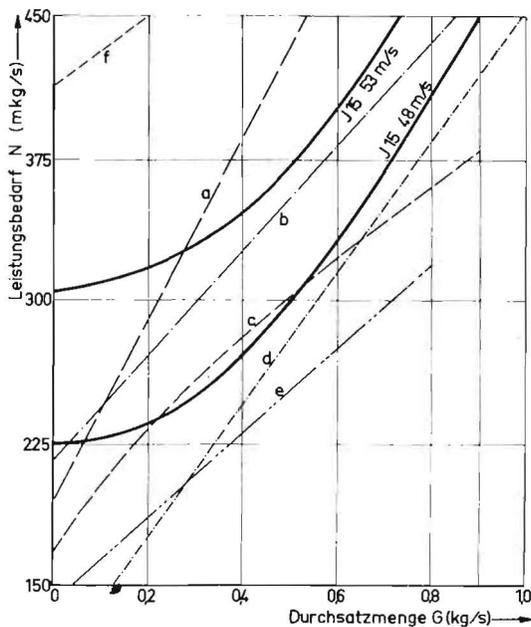


Bild 16: Der Leistungsbedarf beim Dreschen für den Läufer J 15 (500 mm \varnothing). Die gestrichelten Linien sind Leistungsbedarfskennlinien normaler, querbereicherter Schlagleistentrommeln

- a offene Trommel [9] d offene Trommel, $u = 28$ m/s [11]
 b geschlossene Trommel [9] e kleine offene Trommel [12]
 c offene Trommel, $u = 31$ m/s [10] f große offene Trommel, $u = 32$ m/s [8]

Durchmesser Verhältnis, gleiche Schaufelhöhe und -teilung am Umfang in allgemeiner Form anzugeben:

$$N_0 = K_n \cdot \rho_{Luft} \cdot u^3 \cdot D^2 \quad [\text{mkg/s}], \quad (15)$$

wobei $K_n \sim D^{-\frac{1}{2}}$ aus Leistungsmessungen für die Läufer (F 9; H 12; J 15) ermittelt wurde.

Hier ist

$$K_n = \frac{N_0}{\rho_{Luft} \cdot u^3 \cdot J^2} \quad (16)$$

nichts anderes als die NEWTONsche Kennzahl. Für den Läufer (J 15) wird $K_n = 0,59$.

Um auch die zweckmäßigerweise auf die Durchsatzmenge bezogene Dreschleistung in allgemeiner Form angeben zu können, ist es vorteilhaft, die Durchsatzmenge durch Division mit der kritischen Durchsatzmenge (Stopfgrenze) dimensionslos darzustellen:

$$N/N_0 = f\left(\frac{G}{G_{krit}}\right). \quad (17)$$

In Bild 15 sind die Dreschleistungsversuche der drei Läufer (F 9; H 12; J 15) in dimensionsloser Form ausgewertet. Es ist

bemerkenswert, daß die Werte des großen und des kleinen Läufers sich der Kurve

$$N/N_0 = 1 + \left(\frac{G}{G_{krit}}\right)^2 \quad (18)$$

recht gut einordnen lassen, obwohl Umfangsgeschwindigkeit und Durchsatzmenge bei allen Versuchen variiert wurden. Die Gleichung der beim Radialdrusch erforderlichen Antriebsleistung lautet demnach unter Einsetzen der Gl. (15) und (11) in Gl. (18)

$$N = K_n \cdot \rho_{Luft} \cdot u^3 \cdot D^2 \left(1 + \frac{G}{K \cdot \rho_{krit}} \cdot u^2 \cdot D^2\right) \quad [\text{mkg/s}]. \quad (19)$$

Bild 16 zeigt den nach Gl. (18) beziehungsweise Gl. (19) errechneten Leistungsbedarf für den großen Läufer (J 15) im Vergleich zum Leistungsbedarf von Schlagleistentrommeln.

Vergleich von Tangential- und Radialdrusch

Abschließend sollen die wesentlichen Merkmalsunterschiede zwischen Tangential- und Radialdreschern kurz erläutert werden (Tafel 1), wobei zur besseren Veranschaulichung bewußt schematisierend vorgegangen wird:

Tafel 1: Schematischer Vergleich der wesentlichen Unterschiede zwischen Tangential- und Radialdreschern

1	Zuführung d. Gutes	tangential durch Schwerkraft	axial pneumatisch
2	Führung d. Gutes beim Drusch	zwangläufig	zwangläufig und durch Massenkräfte
3	Arbeitsfläche	Ausschnitt eines Zylindermantels	Kegelstumpfmantel
4	Abfluß d. Halmguts	tangential	radial m. axialer Komponente
5	min. Spaltweite/ max. Korn \varnothing	1	5—10
6	Rotor \varnothing /Halm- länge	0,3 0,4	0,5
7	Rotorbreite/Halm- länge	> 1	0,15
8	Lage d. Achse	waagrecht	beliebig
9	Anzahl d. rotieren- den Werkzeuge	6—8 6—8	8—12
10	Anzahl d. festen Werkzeuge	12—16 12	keine
11	Ventilations- leistung = $c \cdot u^3$	nutzlos	nutzbar z. För- dern, Reinigen
12	Umfangsgeschwin- digkeit	30	60 m/s
13	kinet. Rotorenergie/ Gewicht = $\frac{\omega^2}{2} \cdot J/G$	gering	beträchtlich
14	Abscheidung d. Körner	teilweise	keine
15	Ausdrusch wächst mit	$\omega \cdot r, 1/a$	$\omega \cdot r_2, 1/a$
16	Körnerbruch wächst mit	$\omega \cdot r, 1/a$	$\omega \cdot r_1, 1/a$
17	Strohzerkleinerung	keine gering	auf 0,2 — 0,4 Halmlänge

1. Beim Tangentialdrescher wird das Dreschgut durch Schwerkraft beziehungsweise durch Mitnahmekräfte von Tüchern oder Leittrommeln zugeführt. Beim Radialdrescher dagegen wird das Gut pneumatisch zugebracht. Die Betriebsdrehzahl ist damit nach unten hin begrenzt.

2. Die zur Weiterführung des Gutes und für den Dreschvorgang im Radialdrescher erforderlichen Massenkräfte bedingen eine Umfangsgeschwindigkeit, die etwa doppelt so hoch liegt wie beim Tangentialdrescher. Daher läßt sich der Radialdrescher in der vorliegenden Form wahrscheinlich nicht zum Drusch von Feldfrüchten verwenden, deren Bruchfestigkeit bezogen auf ihre Massen gering ist (z. B. Bohnen, Erbsen). Der Fortfall der Gegenwerkzeuge (Korbstäbe), die beim Tangentialdrescher das Gut führen, bringt eine Verminderung des Kurzstrohanteiles und wahrscheinlich auch der Quetschgefahr bei sehr feuchten Körnern.

3. Der Radialdrescher weist bei geringer axialer Erstreckung einen größeren Durchmesser auf als die Dreschtrommel. Dabei ist die auf etwa dem halben Außenradius liegende Eintrittszone mit relativ niedriger Werkzeuggeschwindigkeit bemerkenswert. Beim Tangentialdrescher ist die Werkzeuggeschwindigkeit in allen Zonen der zylindrischen Arbeitsfläche gleich.

4. Beim Tangentialdrescher ist durch den tangentialen Abwurf des Gutes die Lage des Schüttlers gegeben. Beim Radialdrescher wird das Gut aus einer Gehäusespirale ausgeworfen und -geblasen. Die Lage der Abscheidorgane ist deshalb beliebig.

5. Die Spaltweite wird beim Tangentialdrescher zweidimensional verstellt. Durch die Forderung nach genauer Einhaltung der Spaltkontur über die Trommelbreite ist eine bestimmte Starrheit der Konstruktion erforderlich. Beim Radialdrescher ist der Spalt zwischen Werkzeugen und der Saugrohrmündung wesentlich weiter (zehnmal größer). Er wird hier nur eindimensional verstellt.

6. Das Verhältnis Rotordurchmesser/Halmlänge ist beim Radialdrescher größer als beim Tangentialdrescher; vergleiche auch Punkt 3.

7. Bei der geringen axialen Erstreckung des Radialläufers genügt eine statische Auswuchtung.

8. Die beliebige Lage der Achse kann zu konstruktiv einfachen Lösungen führen, wenn der Radialdrescher als Restdrescher in Häckselanlagen verwendet wird.

9. Die optimale Werkzeugteilung am Umfang der Läufer liegt für beide Drescher-Arten in festen Grenzen.

10. Vergleiche Punkt 3.

11. Die Ventilationsleistung kann beim Radialdrusch in geeigneten Abscheidern einen Beitrag zur Abscheidung und Vorreinigung der Körner leisten.

12. Die hohe Umfangsgeschwindigkeit bedingt beim Radialdrusch die Anwendung einer Gummiverkleidung für die Gehäuseinnenwand und die Vorderseite der Schaufeln. Andererseits ergibt die damit verbundene hohe Gutgeschwindigkeit große Durchsatzmengen, bezogen auf den Querschnitt der Vorrichtung.

13. Die Energiespeicherung bezogen auf das Läufergewicht ist beim Radialläufer auf Grund der Scheibenform und der hohen Umfangsgeschwindigkeit besser als beim Tangentialläufer.

14. Die Abscheidung der Körner durch den Korb bringt beim Radialdrescher eine wesentliche Entlastung des Schüttlers mit einer entsprechenden Belastung der Reinigung durch das Kurzstroh. Beim Radialdrescher wird eine an sich mögliche Vorabscheidung der Körner durch Siebröste im Gehäuse nicht in Erwägung gezogen. Die Körnerabscheidung soll in einer eigenen Vorrichtung, die dem Radialdrescher nachgeschaltet ist, unter teilweiser Ausnutzung der dem Gut und der Förderluft innewohnenden Energie durchgeführt werden.

15. Mit Vergrößerung des Dreschweges wird der Ausdrusch verbessert. Dazu wird beim Radialdrescher die Differenz zwischen Saugrohrradius und Außenradius des Läufers vergrößert. Hierbei wird der Körnerbruch bei gleichbleibender Umfangsgeschwindigkeit nicht beeinflusst. Auch beim Tangentialdrescher kann der Ausdrusch durch Verlängerung des Korbes gesteigert werden.

16. Der Körnerbruch ist beim Radialdrusch durch die Werkzeuggeschwindigkeit in die Eintrittszone bestimmt; vergleiche Punkt 3.

17. Die Halme werden beim Radialdrusch anders beziehungsweise gleichmäßiger zerkleinert als beim Tangentialdrusch, vor allem beim Breitdrusch. Dagegen ist der Anfall an kleinen Kurzstrohstücken geringer, sofern man nach dem Augenschein urteilen darf.

Zusammenfassung

Beim Dreschvorgang im konischen Schaufelrad sind vier Phasen zu unterscheiden: Ausreiben des Dreschgutes im Saugrohr, Schlagen bei der Umlenkung des Gutes an der Saugrohrmündung, Ausschütteln und Ausschlagen an den Schaufelrücken sowie Aufprallen des Gutes auf die Gehäusewand.

Ein Vergleich von Läufern verschiedener Tiefe ergab, daß der Ausdruschverlust mit flacher werdenden Läufern zunimmt, der Körnerbruch dagegen abnimmt. Eine Ausnahme machte ein ebener Läufer (C 12), der im Betriebsbereich den höchsten Körnerbruch bei schlechtestem Ausdrusch aufweist. Der zweitiefste Läufer (A 12), welcher die Form einer Kalotte besitzt und im Gegensatz zu den anderen Läufern mit gebogenen Schaufeln ausgerüstet ist, lag im Gesamtergebnis am günstigsten. Aus konstruktiven Gründen ist jedoch ein Läufer mit geraden Schaufeln und Gummiverkleidung (H 12) der zweckmäßigste, da dadurch der Körnerbruch ohne Beeinflussung des Ausdrusches auf 50% gesenkt wird. Damit lag der betreffende Läufer im Gesamtergebnis besser als der Läufer (A 12), dessen gebogene Schaufeln nur unter Schwierigkeiten mit einer dauerhaften Gummiverkleidung versehen werden können. Durch Auskleiden der Gehäuseinnenwand kann der Körnerbruch weiter von 50% auf etwa 10 bis 15% gesenkt werden.

Eine Veränderung der Austrittsweite (beim Radialdrescher etwa zehnmal so groß wie der Spalt beim Tangentialdrescher) hat die gleiche Folge wie eine Verstellung des Korbes. Durch Variation der Schaufelzahl werden Ausdruschverluste und Körnerbruch im gegenteiligen Sinne beeinflußt. Die Abhängigkeit des Körnerbruchs von der Feuchtigkeit kann durch eine Potenzfunktion (Hyperbel) dargestellt werden. Der Prozentsatz der nicht ausgedroschenen Körner erreicht mit wachsendem Durchsatz ein Minimum, um dann wieder anzusteigen und einem konstanten Wert zuzustreben. Im Hinblick auf die spezifische Antriebsleistung liegt der Radialdrescher zwischen Schlagleisten- und Stifentrommel.

Die Umfangsgeschwindigkeit liegt beim Radialdrusch etwa doppelt so hoch wie beim Tangentialdrusch, wobei die Dreschergebnisse einander entsprechen, sofern man die teilweise unvollständigen Angaben aus der Literatur zugrunde legen darf.

Der Radialdrescher wird als einfaches leichtes Dreschorgan vorgeschlagen für Fälle, in denen aus konstruktiven Gründen dem Dreschgut eine Förderwirkung mitgeteilt werden soll. Neben der Anwendung im Feldhäcksler und als Restdrescher in Ein-Mann-Anlagen kann er den Ausgangspunkt zu einem Mähdrescher folgender Entwicklungsrichtung bilden: Einfache, leichte Bauart durch Fortfall von Leittrommeln und Elevatoren, Bergung von Stroh- und Grünfutter bei Verwendung des Dreschorgans als Ladegebläse beziehungsweise als Wurfrad.

Schrifttum

- [1] WESSEL, J.: Vorrichtung zum Lösen von Körnern aus den diese umgebenden Hülsen. Bundespatent Nr. 958 607
- [2] KNOLLE, W.: Dreschorgan einer Dreschmaschine. Bundespatent Nr. 864 770
- [3] FINKENZELLER, R.: Das Körnerbrechen beim Dreschen. Dissertation Berlin 1940
- [4] SEGLER, G.: Kraftbedarfssenkung beim Häckseldrusch. Landtechnische Forschung 5 (1955), S. 12—15
- [5] BRENNER, W. G.: Untersuchungen an Dreschtrommeln unter besonderer Berücksichtigung der Entwicklung von Kleinmähdreschern. (RKTL-Schriften Heft 51) Berlin 1934
- [6] KOLGANOV, K. G.: Mechanical Damage to Grain during Threshing. Translated by HARRIS. Journ. of Agric. Eng. Res. 1958/2, S. 179
- [7] THELEBEN, M.: Mähdrusch und Saatgutqualität. In: Neue Verfahren der Getreideernte (Berichte über Landtechnik Heft 34), S. 45—48
- [8] OTT, W.: Die Schlagleistentrommel bei verschiedenartiger Beschickung. Dissertation Stuttgart 1940
- [9] KNOLLE, W.: Untersuchungen an Breitdreschtrommeln. Dissertation, Hannover 1929
- [10] TRIENES, H.: Stromlinienförmige Gestaltung von Dreschtrommeln. In: 13. Konstrukteurheft VDI-Verlag, Düsseldorf 1956 (Grundlagen der Landtechnik Heft 7), S. 121—128

- [11] SEGLER, G.: Kritische Gedanken zur Konstruktion von Dreschmaschinen und Mähdresechern. Landtechnische Forschung 5 (1955), S. 65—77
 [12] FISCHER, W. E.: Untersuchungen über Kraftbedarf und stoßweise Beschädigung einer Schlagleisten-Breitdreschmaschine mit dreifacher Reinigung. Die Technik in der Landwirtschaft 18 (1937), S. 76—78

Résumé

Josef Wessel: "The Threshing Operation in the Conical Bucket-wheel."

There are four different phases involved in the threshing operation in conical impeller-wheels, viz: — the rubbing phase in the suction pipe; the beating phase in the mouth of the suction pipe; the shaking and beating phase in the buckets of the wheel; and, finally, the impact of the grain against the inner wall of the housing.

A comparison between runners of different depths showed that the loss in threshing increases as the runners become flatter but that grain breakage decreases. An exception to this is the disc runner (C 12) which showed the highest grain breakage with the poorest threshing loss. The second deepest runner (A 12), which is bowl-shaped and which in contrast to the other runners has bent blades, proved to be the most satisfactory. However, for reasons of design, a runner having straight blades and a rubber lining (H 12) is the most suitable, since it causes grain breakage to drop by 50% without any effect on the threshing loss. Taking all factors into consideration, this runner proved to be better than (A 12) where the curved blades could only be lined with rubber under great difficulties. Lining the inner wall of the housing reduced grain breakage from 50% to about 10% to 15%.

An alteration in the breadth of the outlet (in the case of radial threshers about ten times as great as the slit in tangential threshers) has the same effect as adjusting the basket. Altering the number of buckets had converse effects on threshing losses and grain breakage. The dependence of grain breakage on humidity can be illustrated by a hyperbola. The percentage of grains not threshed attains a minimum with increasing quantities and then rises again to a constant value. In respect to performance the radial thresher lies between the beater arm and the pin drum.

The operating circumferential speed of a radial thresher is about double that of a tangential thresher with approximately the same output. Published data on this is very incomplete.

The radial thresher is recommended as a light and simple unit for cases where it is necessary to impart a conveyor motion to the threshed grain. In addition to its application to field chaff cutters and in one-man farms the radial thresher can form the starting point to a combine in the following phases of development: — a simple, light design obtained by omission of pilot drums and elevators, stacking of straw and green fodder when using the thresher unit as a pneumatic or centrifugal conveyor.

Josef Wessel: «Le battage à l'aide d'une roue à palettes conique.»

Le battage à l'aide d'une roue à palettes conique comprend quatre phases distinctes: Extraction des grains par froissement dans le tube d'aspiration, battage à la sortie du tube d'aspiration, secouage et battage sur le dos des palettes et impact sur la paroi du carter.

Une comparaison des roues à conicité plus ou moins grande a montré que les pertes de battage augmentent et que le concassage diminue quand on utilise des roues plus plates. La roue plate (type C 12) fait exception. Elle a donné le plus de grains concassés tout en occasionnant les pertes les plus élevées. Parmi les roues à conicité très prononcée, le type A 12 qui possède la forme d'une calotte et qui est équipée de palettes courbes contrairement aux autres roues, a donné les meilleurs résultats. Cependant, la roue la plus appropriée est pour des raisons constructives une roue à palettes droites garnies de caoutchouc (H 12). En l'utilisant, on a pu réduire le concassage à 50% sans influencer désavantageusement sur le taux d'extraction. Le rendement définitif de cette roue a été meilleur que celui de la roue A 12 dont les palettes courbes n'ont pu être garnies d'un revêtement de caoutchouc solide qu'avec de grandes difficultés. Par le revêtement des parois intérieures du carter, on a pu réduire le concassage de 50% à environ 10 à 15%.

Une variation de l'ouverture de sortie (qui est sur la batteuse radiale environ dix fois plus grande que sur la batteuse tangentielle) a la

même conséquence qu'un réglage de l'écartement batteur-contre-batteur. Par l'augmentation ou la diminution du nombre de palettes, l'extraction et le concassage sont influés en sens inverse. La dépendance du concassage de l'humidité peut être représentée par une fonction de puissance (hyperbole). Le pourcentage de grains non extraits abaisse à un minimum si l'absorption augmente, puis ce pourcentage augmente à nouveau pour enfin atteindre une valeur constante. La puissance spécifique requise par la batteuse radiale se tient entre celles absorbées par le batteur à battes et le batteur à pointes.

La vitesse périphérique de la batteuse radiale est deux fois plus élevée que celle de la batteuse tangentielle. Les rendements de battage correspondent environ pourvu que l'on puisse se référer aux indications très incomplètes de la littérature.

La batteuse radiale convient comme organe de battage simple et léger dans les cas où le produit recevoir pour des raisons constructives une impulsion de propulsion. Son application est recommandée pour le hache-paille mobile, pour une petite batteuse de finition n'exigeant qu'un seul opérateur et enfin comme élément de base d'une moissonneuse-batteuse à caractéristiques suivantes: construction simple et légère grâce à la suppression du tambour d'alimentation et des élévateurs, possibilité de ramassage de la paille et du fourrage vert en utilisant l'organe de battage comme transporteur pneumatique respectivement comme ventilateur à palettes propulsives.

Josef Wessel: «La trilla en la rueda de paletas cónica.»

En la operación de la trilla en la rueda de paletas cónica se distinguen cuatro fases, a saber: la expulsión de los granos por fricción en el tubo de aspiración, el choque en la boca del tubo de aspiración, las sacudidas y los golpes que da el lomo de las paletas, así como el choque que dan las espigas en la caja de la máquina.

Una comparación entre rotores de profundidad distinta ha demostrado que las pérdidas de granos aumentan, cuando los rotores son más bien planos, reduciéndose en cambio el número de granos rotos, excepción hecha del rotor plano (C 12) que en su margen de servicio da el número máximo de granos rotos, siendo el rendimiento de la trilla en cambio el más reducido. El rotor que le sigue en profundidad (A 12) que tiene forma de calota y que está equipado con palas curvadas, als contrario de otros rotores, da el resultado total más favorable. Por razones de construcción sin embargo, un rotor de palas derechas forradas de caucho (H 12) resulta ser el más conveniente, ya que el número de granos rotos reducido a un 50%, sin que se reduzca el rendimiento de la trilla, con lo que este rotor alcanza un resultado general mejor que el rotor A 12, ya que resulta muy difícil equipar las palas curvas con un forro de caucho que dure. Forrándose en cambio el interior de la caja, la rotura de granos puede reducirse aún más, o sea del 50% a apróx. el 10 al 15%.

Un cambio del diámetro de salida (en la trilladora radial aprox. a 10 veces el ancho de la rendija de la trilladora tangencial), surte idéntico efecto al del cambio de ajuste de la cesta. La variación del número de palas tiene un efecto contrario, o sea desfavorable, sobre el rendimiento y la rotura de granos. La dependencia de la rotura de granos del grado de humedad queda ilustrada por una hipérbola. El tanto por ciento de granos no trillados llega a un mínimo, aumentando la cantidad de material que pase, volviendo entonces a aumentar hasta llegar a un valor constante. En cuanto a la potencia específica de impulsión, la trilladora radial se encuentra entre la trilladora a listones batidores y la de tambor con clavijas.

La velocidad periférica en la trilla radial es del doble de la de la trilla tangencial, guardando los resultados una relación correspondiente, dando por ciertos las indicaciones, en parte incompletas que se encuentran en la literatura correspondiente.

Se recomienda el empleo de la trilladora radial como artefacto sencillo y ligero, cuando por razones constructivas se desee dar al material trillado un efecto de lanzamiento. Aparte de su empleo en los cortapajas de campo y en la trilladora de residuos en instalaciones de un solo operario, se la puede emplear como base de una cosechadora — trilladora de las características siguientes: construcción sencilla y ligera por la falta de tambores — guías y de elevadores, recogida de paja y de pastos verdes, cuando se emplee el elemento trillador como soplador, respectivamente como rueda lanzadora.