

S c h n e i d - u n d W u r f v o r g ä n g e
i n T r o m m e l - F e l d h ä c k s l e r n

von der
Fakultät für Maschinenwesen
der Technischen Hochschule München
zur Erlangung der Würde eines
Doktors der Technischen Wissenschaften (Dr.-Ing.)
genehmigte Dissertation

von Dipl.-Ing. Reg.-Baurat
Richard Walther Klaus G r i m m
geboren zu Kayhof/Holstein

1. Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. W. G. Brenner
2. Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. von Sybel

Tag der Einreichung der Arbeit: 7.2.1964
Tag der Annahme der Arbeit:
Tag der mündlichen Prüfung: 24.7.1964

V o r w o r t

Die vorliegende Arbeit soll ein Beitrag zu konstruktiven Fragen bei der Verwendung des Trommel-Feldhäckslers sein, der von den exaktschneidenden Scheibenrad-Feldhäckslern Ende der 50er Jahre in Westdeutschland fast vom Markte verdrängt wurde.

Für die Anregung zu dieser Arbeit, die in den Jahren 1958 bis 1963 am Institut für Landtechnik (Technischen Hochschule München-Weihenstephan) durchgeführt wurde, sowie für die tatkräftige Unterstützung bei ihrer Durchführung und für die umfassende wissenschaftliche Betreuung möchte ich meinem hochverehrten Lehrer "Herrn Professor Dr. Ing. Dr. h.c. W.G. B R E N N E R " meinen ganz besonderen Dank sagen. Seine umfassenden Erfahrungen auf dem Gebiete der Konstruktion und der Fertigungstechnik im Landmaschinenbau kamen mir durch wertvolle Hinweise und Ratschläge zugute und bildeten die Leitpunkte für die Durchführung der Untersuchungen.

In ganz besonderer Weise gilt mein Dank auch dem Kuratorium für Technik in der Landwirtschaft in Frankfurt und der Vereinigung deutscher Maschinenbauanstalten, welche in großem Maße durch Bereitstellung finanzieller Mittel die Durchführung der Untersuchungen ermöglicht haben.

Darüber hinaus möchte ich den wissenschaftlichen und technischen Mitarbeitern des Institutes und der Bayerischen Landesanstalt für Landtechnik für ihre fördernden Hinweise, ihr jederzeit freundliches und hilfsbereites Entgegenkommen, sowie den Werkstattangehörigen für ihren unermüdlichen, langjährigen Einsatz bei der Vorbereitung und Durchführung der Versuche danken.

Weiterhin ist es mir eine angenehme Pflicht, den Feldhäckslernerherstellenden Landmaschinenfirmen für ihre bereitwillige materielle Unterstützung zu danken.

Inhaltsverzeichnis

	Seite
<u>Vorwort</u>	1
<u>Inhaltsverzeichnis</u>	2
<u>Begriffe und Dimensionen</u>	5
<u>1. EINLEITUNG</u>	6
1.1 <u>Derzeitige Situation</u>	6
1.2 <u>Gründe zur vorliegenden Arbeit</u>	8
<u>2. ARBEITZIELE UND ERFORDERLICHE VERSUCHSANORDNUNG UND DURCHFÜHRUNG</u>	9
2.1 <u>Arbeitsziele</u>	9
2.11 <u>Einschränkung auf Exaktfeldhäcksler</u>	9
2.12 <u>Vorhandene Trommel-Feldhäcksler-Kon- struktionen als Ausgangsposition</u>	10
2.13 <u>Aufgabenstellung</u>	15
2.131 <u>Untersuchung des Schneidvorganges</u>	
2.132 <u>Untersuchung des Wurfvorganges</u>	
2.133 <u>Ausarbeitung von Konstruktions- richtlinien</u>	
2.14 <u>Häckselgut</u>	16
2.2 <u>Versuchsanordnung Prüfstände (1, 2 und 3)</u>	16
<u>Messeinrichtung (E-Schrank)</u>	
2.21 <u>Versuchsdurchführung auf Prüfstand (1) für breite Trommeln: Mundstücksbreite $m = 700 \text{ mm}$</u>	24
2.211 <u>Versuchsreihe I mit 7 Trommeln</u>	24
2.212 <u>Versuchsreihe II unter Zuhilfenahme von Zeitdehn-Filmaufnahmen</u>	26
2.22 <u>Versuchsdurchführung auf Prüfstand (2 und 3) für schmale Trommeln: Mundstücksbreite $m = 400 \text{ mm}$</u>	29
2.221 <u>Versuchsreihe III mit schrägem Auswurf</u>	29
2.222 <u>Versuchsreihe IV mit senkrechtem Aus- wurf auch als Querfluß-Trommel-Feld- häcksler geeignet für Feldversuche</u>	30

<u>3. MESSERGEBNISSE DER VERSUCHSREIHEN</u>	32
3.1 <u>Versuchsreihe I (2211) mit 7 breiten Trommeln</u>	32
3.2 <u>Versuchsreihe II (2212) Zeitdehn-Filmaufnahmen</u>	36
3.21 Einzug des Häckselgutes beim Schneiden	37
3.22 Durchtritt von ungeschnittenem Gut zwischen den Messern	37
3.23 Auswurfgeschwindigkeiten	39
3.3 <u>Versuchsreihe III (2221)</u>	44
3.31 Häcksellängen	44
3.32 Einfluß des Durchsatzes auf den Leistungs- bedarf	54
3.33 Einfluß des Abstandes "a" zwischen Messer und Gegenschneide	62
3.34 Einfluß der Häcksellänge auf die Wurfweite	65
3.35 Einfluß von Messerschärfe und Anschliff auf den Leistungsbedarf	67
3.36 Einfluß der Stellung der Gegenschneide auf Häcksellänge und Schluckvermögen	73
3.4 <u>Versuchsreihe IV (2222) (auf Prüfstand 3)</u>	75
3.41 Einfluß von 3 ausgewählten Messerformen	75
3.42 Vergleich der obigen 3 Messerformen auf einer Trommel	78
3.43 Leistungsaufnahme für das Werfen	86
3.44 Einfluß einer hinterschlifften Gegenschneide auf die Leistungsaufnahme bei a) geschlifften und b) hinterschlifften Messern	87
3.45 Bestimmung der Polsterstärke und des Kraft- bedarfes zum Durchschlagen des Schnittgutes durch ein Messer	92

	Seite
4. KONSTRUKTIVE ÜBERLEGUNGEN UND AUFSTELLUNG EINIGER =====	97
KONSTRUKTIONSRICHTLINIEN =====	
4.1 <u>Die konstruktive Situation beim Trommel-Feldhäcksler</u>	97
4.2 <u>Größenvergleiche zwischen Scheibenrad und Trommel bei gleicher Schnittrahmenbreite</u>	100
4.3 <u>Einige grundsätzliche Überlegungen über das Schnei- den und Werfen bei Scheibenrad- und Trommel- Feldhäckslern</u>	104
4.4 <u>Überlegungen und Vorschläge zur Konstruktion eines Anbau-Querfluß-Trommel-Feldhäckslers</u>	107
4.41 Wahl des Schnitt- oder Trommel-Drallwinkels λ	107
4.42 Häcksellängen theoretisch und praktisch	108
4.43 Vergleich mit Scheibenradhäckslern	111
4.44 Vorschlag: Anbau-Querfluß-Trommel-Feld- häcksler	112
4.45 Leistungsbedarf des Anbau-Querfluß-Trommel- Feldhäckslers	115
5. ZUSAMMENFASSUNG =====	117
6. LITERATURVERZEICHNIS =====	119
7. LEBENS LAUF =====	123

Begriffe und Dimensionen

A_n	mkp	Arbeit einer Umdrehung
a	mm	Abstand zwischen Schneidkante des Messers und der Gegenschneide
b	mm	Messerbreite
h	mm	Mundstückshöhe
k_s	kp	Schnittkraft
L	kWh	Leistung
l	mm	Häcksellänge
l_m	mm	mittlere erzielte Häcksellänge
l_{th}	mm	theoretische Schnittlängeneinstellung
m	mm	Mundstückbreite
N_s	PS	Schnittleistung für eine Umdrehung
n	U/min	Drehzahl
θ	kp m s ²	Massenträgheitsmoment
Q	kp/s, t/h	Durchsatz
S_b	mm	Anschliffbreite
S_w	cm	Schnittweg für ein Messer
t	s	Zeit für eine Trommelumdrehung
t_s	s	Schnittzeit für ein Messer
U_M	mm, cm	Strecke für eine Umdrehung auf dem Meßstreifen
U_T	mm, cm	Trommelumfang
u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
Z		Messerzahl
α	Grad	Freiwinkel
α'	Grad	hinterschliffener Freiwinkel
β	Grad	Waten- oder Keilwinkel
γ	Grad	Spanwinkel
δ	Grad	$\alpha + \beta$ Schneidwinkel
δ'	Grad	Profil-Schneidwinkel
λ	Grad	Schnitt- oder Drallwinkel

1. EINLEITUNG

1.1 Derzeitige Situation

Die wirtschaftliche Bedeutung der Feldhäckslerverwendung geht daraus hervor, daß heute etwa 1/2 Million derartiger Maschinen vor allem für Silierguteinbringung auf der Welt - bei steigendem Absatz - in Arbeit sind, Tab. 1 [16, 44] .

Jahr	Feldhäcksler auf Betrieben in	
	USA	Deutschland
1950	81 000	2
1952	124 000	20
1954	202 000	130
1956	225 000	750
1958	253 000	3 300
1960	285 000	11 500
1961	302 000	23 000
1962	325 000	34 500
1963	345 000	42 500

Bild 1 Tabelle I: Verbreitung der Feldhäcksler in landwirtschaftlichen Betrieben in USA und W-Deutschland

Scheibenrad- und Trommel-Häcksler sind die einzigen Bauarten von Exakthäckslern, die heute bekannt sind. Unter Exakthäcksel wird im vorliegenden Zusammenhang und zur Unterscheidung von gerissenem und geschnittenem Gut "abgehacktes" Material in einstellbaren Schnittlängen von 1 bis 2, 4 bis 5 und 10 cm Länge verstanden.

Sowohl der vermehrte Einsatz von Maschinen für den Transport, die Einlagerung, Auslagerung und Futterverteilung als auch die Konservierung von Siliergütern erfordert exakt einstellbare, einheitlich kurze Schnittlängen [2, 3, 4, 13, 17, 18, 19, 20, 21, 36, 37, 38, 40 und 43] .

In den letzten Jahren hat sich sowohl in Deutschland als auch in den USA der Scheibenrad-Feldhäcksler eine fast allein dominierende Stellung aufbauen können. Manche Firmen, die Trommel-Feldhäcksler herstellen, mußten zur Scheibenrad-Bauart übergehen.

Seit von einem Feldhäcksler nicht nur für Silomaisernnte sondern auch für die Ernte von Anwelkfutter exakte Häcksellängen gefordert werden, hat sich die Position des Scheibenrad-Feldhäckslers noch weiter verstärkt.

Dennoch hat die Fachwelt die Hoffnung nicht aufgegeben, durch entsprechend gestaltete Trommelbauarten im gesamten Feldhäckslerbau noch Fortschritte zu erzielen und zwar vor allem in Richtung auf:

1. Gewichtsersparnis
2. Vereinfachung
3. Bessere Absicherbarkeit gegen Fremdkörper durch geringere Massen
4. Senkung der Leistungsaufnahme
5. Bessere Schleifbarkeit

Die obigen Überlegungen gaben schon in den Jahren 1957 und 1958 Veranlassung, mit den vorliegenden Untersuchungen zu beginnen, die vor allem durch das Kuratorium für Technik in der Landwirtschaft in Frankfurt, ferner durch interessierte Firmen und durch einen Zuschuß des VDMA gefördert wurden.

1.4 Zweck der vorliegenden Arbeit

Zweck der vorliegenden Arbeit war es zunächst, die grundlegenden Zusammenhänge der Schneid- und Wurfvorgänge in Häcksler-Trommeln zu durchleuchten, aber wenn möglich auch Grundlagen zum Bau von kleineren und leichteren Trommel-Feldhäckslern zu gewinnen. Hierdurch wurde das Thema bald auf die allgemeinen Voraussetzungen der Materialzubringung, Vorpressung, der Düsenausbildung und der Gesamtanordnung z.B. Längs- oder Querfluß ausgedehnt.

Ausgangspunkt, sozusagen "Null-Linie" kann dabei der Schneid- und Wurfvorgang von Scheibenradhäckslern sein, der weitgehend erforscht ist [1, 26, 27, 30, 33] . Mindestens Gleiches muß auch ein Trommel-Feldhäcksler erreichen, wenn er eine konkurrenzfähige Konstruktion ergeben soll.

2. ARBEITZIELE UND ERFORDERLICHE VERSUCHSANORDNUNG UND DURCHFÜHRUNG

2.1 Arbeitsziele

2.1.1 Forderungen und Einschränkungen

- a) Die vorliegenden Untersuchungen an Trommel-Feldhäckslern beziehen sich (wie bereits eingangs kurz angedeutet) auf exakt schneidende Bauarten. Die Forderung nach einem saubereren und einstellbaren Exaktschnitt stellte von Anfang an eine wichtige Bedingung dar, vor allem, weil aus parallel zu dieser Arbeit im Institut laufenden Forschungsvorhaben (Untersuchungen an Vielzweckwagen für Häckselgut, Silobefüllung und Entleerungsgeräten an mechanischen Futterverteilanlagen), sich immer wieder ergab, daß Kurzhäcksel sowohl für alle Fördervorgänge (Entladen der Wagen), Setzvorgänge im Silo, Siliervorgänge, nachfolgende Verteilvorgänge wichtig ist und teilweise große Erleichterungen im ganzen Arbeitsfluß ermöglicht.
- b) Als weitere Forderung wurden nur Trommeln betrachtet, welche die Schneid- und Wurfarbeit in einem einzigen Bauelement (der Trommel) ausführen. Die früher gebräuchlichen Trommel-Feldhäckslern mit getrennter Schneidtrommel und zusätzlichem Fördergebläse wurden außer Acht gelassen, weil es als anerkannt gelten kann, daß mit einer solchen Bauweise keine konkurrenzfähige Maschine gegenüber den in der Zwischenzeit weiter entwickelten Scheibenrad-Feldhäckslern erreicht werden könnte [22] .
- c) Eine weitere Forderung war im Verlauf der Untersuchungen eine senkrecht gestellte Auswurfdüse hinter den Trommeln, da nur auf diese Weise die Wagenbefüllung sowohl im Anhänge- als auch im Parallelbetrieb gleich gut möglich wird.
- d) Eine weitere Abgrenzung bestand darin, daß die Trommel-Drehzahl mit etwa 1000 U/min bei den Versuchen festlag, weil dann ein direkter und einfacher Antrieb durch die Normzapfwelle 1000 des Schleppers erfolgen kann.

2.12 Vorhandene Trommel-Feldhäckslerkonstruktionen als Ausgangspunkt

Bild 2 zeigt zunächst eine Reihe von älteren, recht bekannt gewordenen Feldhäcksler-Trommeln (teils nur schneidend a, d, e, teils schneidend und werfend b, c, f, g und h) in perspektivischer Darstellung, und es geht daraus schon bei oberflächlicher Betrachtung hervor, wie vielgestaltig Messerform, Anstellwinkel, Messerzahl, Drallwinkel, Durchmesser und Steifigkeit ausgebildet werden können.

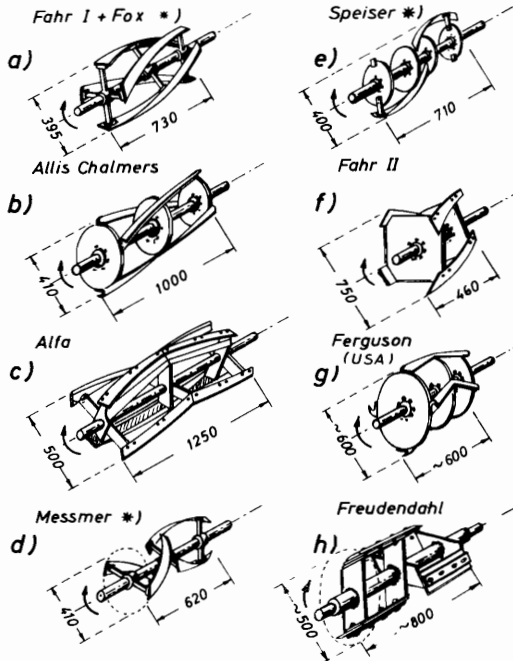


Bild 2 Einige Beispiele von werfenden und nichtwerfenden Trommel-Bauformen in Feldhäckslern

- a) Fahr I (nicht werfend, ähnlich auch Fox (USA));
- b) Allis Chalmers; c) Alfa; d) Messmer (nicht werfend);
- e) Speiser (nicht werfend); f) Fahr II; g) Ferguson (USA); h) Freudendahl;

Bild 3 zeigt die wichtigsten schneidenden und werfenden Trommeln mit ihren technischen Kennzeichen. Aus der Bauform kann man die verschiedenen technischen Überlegungen, die für die Art der Durchbildung maßgebend gewesen sein müssen, ablesen. Da solche Überlegungen auch für die vorliegende Untersuchung von grundsätzlichem Einfluß waren, seien sie den weiteren Ausführungen vorausgestellt.




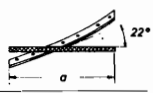
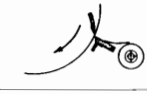
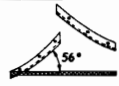



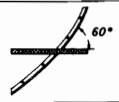






	Messerform u. Anstellung	Messeranordnung
<u>1. Segler</u> 1944		
<u>2. Allis Chalmers</u> (U.S.A.)		
<u>3. Messmer (Pol.)</u> 1955		
<u>4. Alfa (Wien)</u> 1956		
<u>5. Fahr 2</u> 1958		
<u>6. Freudendahl</u> 1958		
<u>7. JHC (USA 1960)</u>		
<u>8. New Holland</u> (U.S.A. 1962) mit Wurf Nase		

Bild 3 Beispiele schneidender und werfender Messerformen. Messeranordnung zur Trommel und deren Formgebung
a = breite Trommel b = schmale Trommel

2.221 Zur Trommelform 1 Segler

Die älteste in Deutschland bekanntgewordene, schneidende und werfende Häcksler-Trommel ist die [42] nach Patent-Nr. 873168 von Friedr. Segler aus dem Jahre 1944. Kennzeichen sind: Innengeschliffene Messer, die nur die Schneid- und Häckselarbeit übernehmen sollen und zusätzlich eingebaute Wurfschaufeln in der Trommel für Förderung und Wurf. Theoretisch kann für die Trennung beider Funktionen - Werfen und Schneiden - das jeweilige Bauelement für die entsprechende Aufgabe besonders günstig ausgebildet werden. Durch Kriegereignisse konnte diese seinerzeit bemerkenswerte Konstruktion nicht weiter verfolgt werden. Ferner wissen wir heute [10, 23] aus Foto- und Filmaufnahmen, daß das geschnittene Gut bei gut ausgeführten Messeranordnungen durch den ausgeführten Schlag mehr oder weniger gebündelt vor der Messerbrust sich befindet. Man ist daher aus Einfachheitsgründen zu Messern übergegangen, die beide Funktionen übernehmen können. Über den Anschliff der Messer, ob innen oder außen, wird im Kapitel 3.42 berichtet.

2.222 Zur Trommelform 2 Allis Chalmers

Eine besonders bekanntgewordene und in großen Serien fabriizierte Trommel stellt die auf das Jahr 1938 zurückgehende USA-Konstruktion nach US-Patent-Nr. 2 450 277 dar. Diese, unabhängig von Segler entstandene und durch Kriegereignisse bis 1948 in Deutschland nicht bekanntgewordene Konstruktion ist durch Häckselmesser gekennzeichnet, welche eine schaufelartige Form haben, die wie eine Wurfhand ausgebildet ist. Sie ist zweifellos die beachtlichste Trommelform einer Breit-Trommel ($m = 1000$) früherer Jahre mit einem Außenschliff. Durch die starke Krümmung erhält das Messer ein hohes Widerstandsmoment und somit große Steifigkeit. Das unerwünschte Durchbiegen und Sich-Dehnen bei hoher Drehzahl, wird dadurch eingeschränkt.

2.223 Zur Trommelform 3 von Messmer (1955)

Die Trommel von Messmer [31] wird deswegen erwähnt, weil sie (wie Segler) mit innen zu schleifenden Messern ausgerüstet ist. Die Messer, die obendrein noch einen Riffelschliff erhalten haben, sind im typisch "ziehenden Schnitt" und zwar wechselseitig angeordnet, um wie bei Alfa, achsiale Drücke zu vermeiden. Die Trommel ist eine reine Schneid-trommel und benötigt zum Werfen des Häckselgutes ein gesondertes Bauelement, in diesem Fall ein Gebläse. Messungen auf dem Prüfstand haben ergeben, daß die Trommel bei einem entsprechend ausgebildeten Einzug einen ziemlich exakten Schnitt bei sehr geringem Leistungsbedarf erzielte. Die Messer selbst sind allerdings nicht gebaut und daher wenig widerstandsfähig gegen Fremdkörper. Der Häcksler ist durch relativ schmale Ausführung der Trommel und großem Durchmesser gekennzeichnet. Er ist offensichtlich auf Grund der zwei erforderlichen Bauelemente auf dem Markt nicht weiter bekannt geworden, dennoch ist ihm bei der Klärung mancher Probleme im Trommelhäckslerbau wesentlicher Anteil zuzuschreiben.

2.224 zur Trommelform 4 von Alfa, Österreich 1956

Für die Messertrommel von Alfa kann man bis zu einem gewissen Grade die Angaben über die typischen Vorgänge am Allis Chalmers-Häcksler übernehmen. Die Trommel ist ebenfalls langgestreckt und hat nur einen kleinen Durchmesser. Die Messerhalterung ist einfach gestaltet. An Winkeleisen, welche die Wurfleistung bewerkstelligen sollen, sind die Messer angeschraubt. Im Gegensatz zu Allis-Chalmers ist die Trommel v-förmig ausgebildet. Dadurch werden einseitige axiale Lagerdrücke vermieden und zum anderen- wie Versuche auf dem Prüfstand gezeigt haben - wird das gehäckselte Gut gleich hinter dem Hackbock eingeschleust und so zusammengefaßt durch den Auswurfschacht geworfen (geringere Reibungsverluste). Eine exakte Häcksellänge bei angewelktem Gut, wie es die Silagefräsen verlangen, läßt sich allerdings bei der relativ leichten Ausführung sowohl der Trommel als auch der Gegenschneide kaum erreichen.

2.225 Zur Trommelform 2 von Fahr

Bei dieser Ausführung hat der Schnittwinkel λ , der Freiwinkel α und auch das Durchmesserbreitenverhältnis im Vordergrund der Konstruktionsüberlegungen gestanden. Durch den großgewählten Winkel λ von 56° ist bei der Verwendung von vier Messern immer ein Messer im Eingriff. Dadurch ist theoretisch eine gleichmäßige Belastung der Trommel während einer ganzen Umdrehung erzielbar. Durch den großen Schnittwinkel λ erwartete man die Vorteile des ziehenden Schnittes und durch die relativ schmale Schnittkastenausführung eine gleichmäßige Gutbeschickung. Die stark gewundene Messerform, die übrigens sehr stabil ausgeführt wurde, schiebt das relativ gut angepreßte Futter auf der Gegenschneide seitlich weg. Eine weitere senkrechte Gegenschneide mußte auf der linken Seite angeordnet werden. Erhöhte Seitenreibung und ungleichmäßiger Abwurf sind u.a. Ursache eines hohen Leistungs-Verbrauches bei gewünschter Wurfweite von 6 - 8 m. Einheitliche kurze Häcksellängen konnten annähernd nur bei Mais erzielt werden. Der gewählte ziehende Schnitt hatte keine gleichmäßige Leistungs-Aufnahme im Wattschreiberdiagramm zur Folge [24]. Verstärkte Reibung verursacht einseitigen hohen Verschleiß an der liegenden und stehenden Gegenschneide im praktischen Betrieb.

2.226 Zur Trommelform 6 von Freudendahl (Dänemark)

Sie ist extrem einfach durchgebildet. Die fast senkrecht zum Radius stehenden 5 - 8 cm schmalen und ca. 40 cm breiten Wurfbleche dienen gleichzeitig als Häckselmesser. Der Querschnitt der Messer ist rechteckig. Gegenüber der Zentrifugalkraft und im Hinblick auf die Wurforderung sind sie einfach und günstig ausgebildet. Die geringe Stärke der Messer erlaubt jedoch kein starkes Gutpolster, da das Messer hier nicht - wie üblich - im Winkel γ (δ) = $180^\circ - \gamma$) von annähernd $90 - 120^\circ$ auf das Gut einschlägt, sondern

mehr als ein Stanzwerkzeug arbeitet. Bei geringer Polsterstärke und entsprechend geringerem Durchsatz konnte mit dieser Trommel trotz starker Vibration auf dem Prüfstand eine annähernd konstante Häcksellänge und eine entsprechende günstige Wurfweite erzielt werden. Der Schnitt hat zweifellos eine gleichmäßige Abnutzung auf der Gegenschneide zur Folge. Die leicht nach rückwärts gestellten "Stanzwurfbleche" bewirken eine höhere Luft- und Förderleistung gegenüber den anderen Trommeln bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit. Näheres siehe auch Seite 78, Bild 53.

2.227 Zur Trommelform 7 von IHC [7]

Die Messerform von IHC kommt der Form von Allis Chalmers am nächsten. Auf die fast 180° -Krümmung wurde verzichtet, dafür wurde noch dickeres Material verwendet und statt einer breiten einer schmalen Trommel der Vorzug gegeben. Die Messerhalterung, wobei neuerdings das Messer doppel-seitig eingespannt wird, ist besonders stabil ausgeführt. Der Schnittwinkel λ ist konstant gehalten, das bedeutet ein gewölbtes Messer wie bei den Formen 1, 3, 4, 7 und 8. Diese Trommel basiert auf eingehenden Untersuchungen der IHC [6,7]. An diesem Häcksler einer bekannten Firma, die auch einen anerkannt guten Scheibenradhäcksler herstellt, wird deutlich, daß im Trommelhäcksler Vorteile liegen sollten. Kurze Trommeln, stabile Messer, leichtes Schleifen beim Außenschliff sind die wesentlichsten Kennzeichen. Ein etwa ziehender Schnitt durch den Schnittwinkel λ von etwa 15° ist noch angedeutet, obwohl er bei diesen kleinen Graden keine besondere Bedeutung mehr hat. Näheres siehe auch Kap. 2.222 Bild 22 und Kap. 3.41 Bild 52.

2.228 Zur Trommelform 8, New Holland 1962 (USA)

New Holland verwendet neuerdings eine wenig gekrümmte Messerform bei ihren selbstfahrenden Feldhäckslern und erzielt mehr als 90 t pro Stunde Schnittleistung. Wie die IHC-Trommel ist auch diese im Durchmesser größer als in der Breite. Der Schnittwinkel λ von ca. 8° hat keine Bedeutung mehr im Hinblick auf einen ziehenden Schnitt. Die Festigkeit der Messer wird durch einen Profilträger wesentlich erhöht, welcher gleichzeitig eine Art Wurf-nase bildet. Das Messer ist leicht nachstellbar. Es ist hinterschleift und erhält dadurch nur einen schmalen Außenschliff. Die Messertrommel kann mit 9 Messern ausgerüstet werden. Die Messerhalterungen werden links und rechts durch zwei kräftige Scheiben aufgenommen. Die wohl stabilste Bauart auf dem Trommel-Feldhäckslersektor begründet die hohe Schnittleistung und enorme Standzeit. Durch die kaum gekrümmten Messer hat man auch bei einer Ausführung auf einen konstanten Watenwinkel β = Schneidwinkel verzichtet. Er wächst von links nach rechts von $22 - 40^{\circ}$. Nach US-Untersuchungen liegt der günstigste Watenwinkel bei 30° nach (Fischer-Schlömm 24°), [1, 14]. Der Unterschied scheint auf der höher geforderten mittleren Standzeit bei den Amerikanern zu beruhen. Dieser Häcksler ist seit 1962 in den USA besonders beachtet worden. Näheres siehe auch 2.221 und 3.41, Bild 53, 59 etc.

2.13 Aufgabenstellung

Die vorliegenden Untersuchungen hatten zunächst das Ziel, zu prüfen, inwieweit die Konstruktionskonzeptionen der oben aufgeführten Trommeln stichhaltig sind, wobei unter Voraussetzung eines genügenden Durchsatzes (von 5 - 20 t in der Stunde) und einer möglichst geringen Leistungsaufnahme vor allem zu untersuchen war:

2.131 Der Schneidvorgang

Die Untersuchung des Schneidvorganges diene zur Klärung des Einflusses, der Messeranstellung, des "Schnittwinkels" λ , des Messerschliffes, der Anordnung der Gegenschneide und des Abstandes zwischen Messerkante und Gegenschneide auf Gleichmäßigkeit der Häcksellänge und Energiebedarf.

2.132 Der Wurfvorgang

Die Untersuchung des Wurfvorganges steht in direkter Beziehung zu dem Schneidvorgang. Im Vordergrund sind dabei die Strömungsvorgänge, Maßnahmen zur Wurfverbesserung sowie die Wurfmesserform und deren Einfluß auf Wurfweite und wiederum Leistungsbedarf zu sehen.

2.133 Ausarbeitung von Konstruktionsrichtlinien

Folgernd aus Schneid- und Wurfvorgängen. Ableitung von Grundlagen für den Bau von Trommel-Feldhäckslern. Zuführung, Wurfdüsenausbildung, Durchmesser, Drehzahl, Messerzahl etc. und zwar für die verschiedensten Häckselgüter.

2.14 Das Häckselgut

An Schwerpunktmaterialien kann heute für Feldhäcksler technologisch und verarbeitungsmäßig folgendes unterschieden werden:

1. Zum Einsilieren sogenanntes "Anwelkgut", bestehend aus Klee, Gras und Luzerne mit etwa 50 - 60 % Feuchtigkeit.
2. Trockengüter, Stroh und Heu mit etwa 15 - 20 % Feuchtigkeit, wobei diese in Bezug auf das Häckseln technologisch ähnliche Eigenschaften haben.
3. Grüngut, Frischgras und Silomais mit 70 - 80 % Feuchtigkeit, wobei Frischgras, wenn Anwelkgut von einer Maschine verarbeitet wird, im allgemeinen geringe Schwierigkeiten bereitet, Silomais dagegen infolge seiner Länge und Sperrigkeit sowie wegen des hohen Kolbenanteiles wiederum vollkommen andere Ansprüche an den Häcksler stellt.

Die nachfolgenden Messungen und Überlegungen beziehen sich also vereinfacht auf die folgenden drei Häckselgüter

1. Das besonders schwierige Anwelkgut
2. Trockengüter (Heu und Stroh)
3. Silomais

Für diese drei Materialien waren die Schneid- und Wurfvorgänge in Häckseltrommeln zu prüfen und eine Vorrichtung zu schaffen, welche alle drei Materialien gleich gut oder wenigstens mit guten Durchschnittswerten zu verarbeiten in der Lage ist. - Da der Feldhäcksler in der Praxis nur vereinzelt bei der Zuckerrübenblatternte eingesetzt wird, wurde das Häcksel-Material "Zuckerrübenblatt mit Köpfen" bei den Messungen nicht berücksichtigt. -

2.2 Die Versuchsanordnung

Während bisher bei solchen Untersuchungen es meist üblich war, die eine oder andere der auf dem Markt befindliche

Serienmaschine im Ganzen mit einer anderen zu vergleichen, war es Kennzeichen der vorliegenden Untersuchung, in dafür besonders gebauten Versuchständen eine Reihe von unterschiedlichen Prüftrommeln - schnell auswechselbar - in Kurzversuchen prüfen zu können. Durch gleichgehaltene Zuführ- und Materialbedingungen sollten auf diese Weise die Auswirkungen der verschiedenen Trommelabwandlungen auf Schnitt und Wurf besonders klar durchleuchtet werden.

Ganz allgemein bevorzugt man heute auch bei der Entwicklung anderer Feld-Maschinen solche laboratoriums-mäßige stationäre Prüfmethode, weil sie genauer und häufiger wiederholbar sind [11] . Allerdings müssen solche Laboratoriumsversuche später durch Felduntersuchungen voll erhärtet werden.

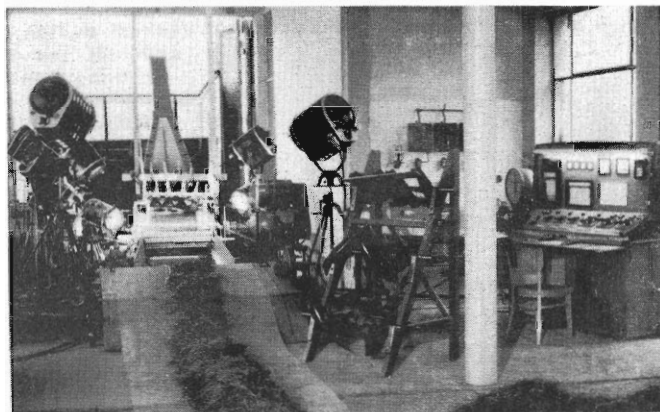
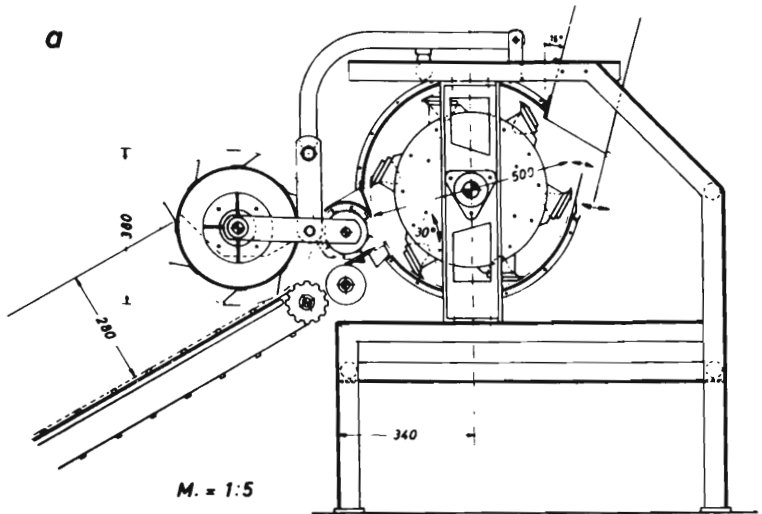
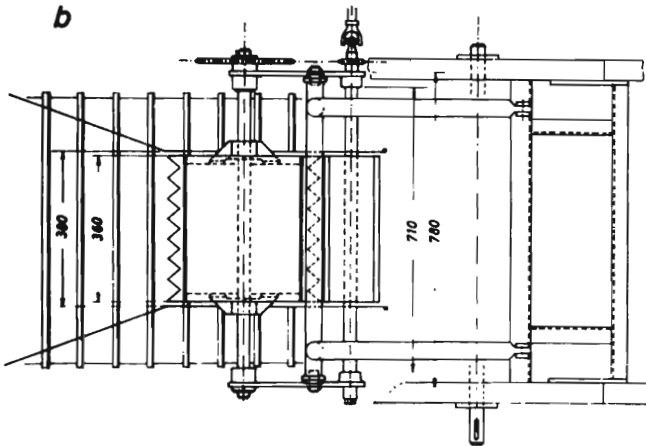


Bild 4 Versuchsaufbau des ges. Prüfstandes. Im Vordergrund die Bandstraße. Rechts die Versuchstrommeln, dahinter der E-Meßschrank. Im Hintergrund der Trommel-Prüfstand mit den getrennten Antrieben(PIV).

Bild 4 zeigt zunächst die allgemeine Versuchsanordnung mit bandförmiger Zuführung für die Kurzversuche unter verschiedensten Belastungen, wobei die Leistungsaufnahme jeweils elektrisch über einen E-Schrank mit Mehrfachleistungsschreibern sowie teilweise durch Oscilloscript gemessen wurde. Infolge des schnellen möglichen Wechsels der Trommel und Variation der Versuchsbedingungen konnten etwa 2 000 Versuche gefahren werden.



a für breite Trommel, Mundstücksbreite $m = 700$ mm
15.2.1959



b für schmale Trommel geändert, Mundstücks-
breite $m = 400$ mm 17.4.1961

Bild 5 zeigt die für die Versuche entstandenen zwei Prüfstände, oben zunächst für breite, unten für schmale Trommeln ($m = 700$ und $m = 400$, $\phi 500$). Auf Prüfstand 1 wurden auch Untersuchungen mit einer Zeitdehnfilm-Kamera gemacht, die sich als sehr zweckdienlich erwiesen und deren Ergebnisse in Kap. 3.2 beschrieben sind. Auf Prüfstand 2 wurden im Laufe der Untersuchungen auch elektronische Messungen durchgeführt, wobei es sich als besonders zweckmäßig erwies, auf ein- und dieselbe Trommel 2 oder 3 verschiedene Wurfmesserformen zu montieren, wodurch besonders feinfühlig Unterschiede im Verhalten der Messer zu Tage gefördert werden konnten.

In Bild 6 sind die einzelnen Bauelemente der Versuchsanlage mit den notwendigen Antrieben schematisch dargestellt.

- a Trommelprüfstand
- b Schaltgetriebe und Motor für die Einzugsorgane
- c PIV Antrieb für die Trommel
- d Drehmomentenmeßeinrichtung
- e Drehzahlmeßeinrichtung
- f Bandstraße
- g Leistungsschreiber
- h Oszilloskript

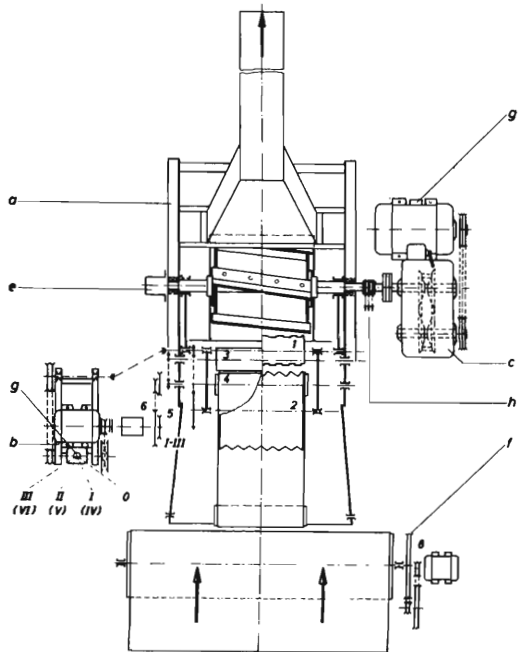


Bild 6: Bauelemente der kompletten Versuchsanlage

Prüfstand-Einzelheiten - Auslegung der verschiedenen Antriebe

- a) Die Bandzuführung, die eine Länge von 24 m hatte, wurde von einem 0,5 kW Motor angetrieben, mit Geschwindigkeiten im Bereich von 0,6, 0,85, 1,15 und 1,4 m/sec. Dadurch konnten die für einen Feldhäcksler in Betracht kommenden Vorfahrtsgeschwindigkeiten gut nachgeahmt werden. Die Dauer der Einzelversuche betrug 20 - 60 sec.
- b) Die Einzugsorgane, wie Förderkette 4, untere Glattwalze 3 und zwei obere Preßwalzen 1 und 2 wurden von einem polumschaltbaren 4 kW-Motor angetrieben. Während der Antrieb der Förderkette und der unteren Glattwalze vom E-Motor direkt über ein PKW-Getriebe, über eine Stufenkeilriemenscheibe 5 und 6 erfolgte, wurde der Antrieb der oberen Walzen über einen eigens angefertigten Keilriemenantrieb mit Variatorscheibe 7 über eine Kardanwelle durchgeführt. Durch Verwendung eines polumschaltbaren Motors (3 Drehzahlen) und dieser Auslegung des Antriebes war es möglich, sechs verschiedene Einzugsgeschwindigkeiten wiederholbar einzustellen. Das Antriebsschema Bild 6 verdeutlicht diese Möglichkeit. Die Leistungsaufnahme des Motors erfolgt über einen 2fach-Leistungsschreiber. Die Schaltung wurde vom E-Meßschrank aus betätigt.
- c) Der Antrieb der Messertrommel erfolgte wie bei der Bandstraße und dem Einzug getrennt über einen hierfür eigens vorgesehenen 15 kW-Drehstrom-Motor. Die Verbindung zwischen Trommelwelle, auf welcher die Drehmomentenmeßnabe angeordnet wurde und dem Antrieb, der aus dem oben angeführten Drehstrommotor und einem PIV-Getriebe besteht, wurde mittels einer Hardyscheibe, später durch eine Zapex-Kupplung übernommen (vergl. Bild 7).

Der Antriebsmotor wurde gemeinsam mit dem PIV-Getriebe, welches einen Drehzahlbereich von 350 - 1950 Umdrehungen ermöglichte, auf einem höhenverstellbaren Rahmen angeordnet.

Von diesem Antriebssatz wurden über eine Wasserwirbelbremse und den E-Meßschrank die erforderlichen Wirkungsgradkurven ermittelt, Bild 8.

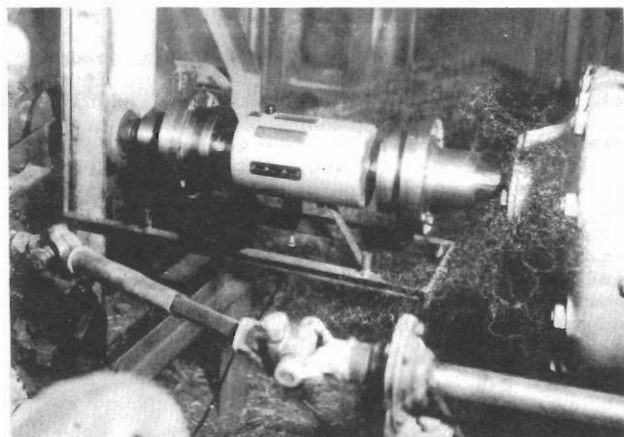


Bild 7 Getrennte Antriebe: vorn für Einzugsorgane
hinten für die Trommel

Zwischen Trommel und PIV-Getriebe ist die Zapex-Kupplung und der Drehmomentengeber angeordnet.

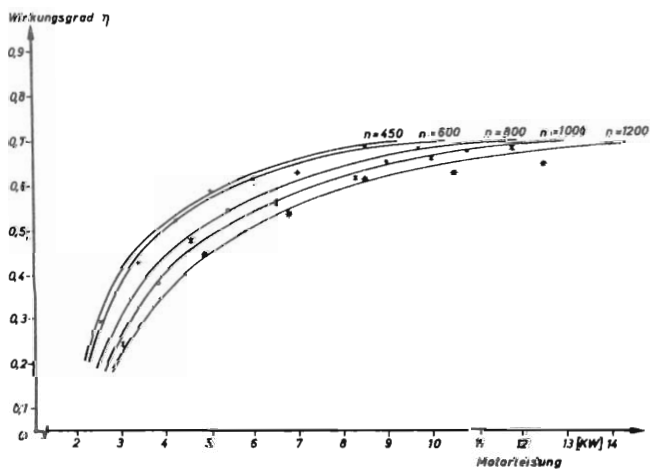


Bild 8 Wirkungsgradkennlinien des PIV-Getriebes für den Trommelantrieb.

Die Elektrische Messeinrichtung

In den vorliegenden Versuchen wurden für Sonderfälle Messungen mit elektronischer Verstärkung, im übrigen aber wie erwähnt einfache elektrische Messungen mit Hilfe eines Mehrfach-Leistungsschreibers durchgeführt. Um Meßfehler auszuschalten oder zumindest konstant zu halten, wurde für die Versuche ein E-Meßschrank gefertigt und mit Meßinstrumenten der Güteklasse I ausgerüstet. Das Schaltbild ist aus Bild 9 zu erkennen. Während der Leistungsschreiber die Leistungsaufnahme der einzelnen Motore registrierte, wurde das Drehmoment und die Drehzahl der Trommel über entsprechende Vorrichtungen von einem Oszilloskript aufgenommen.

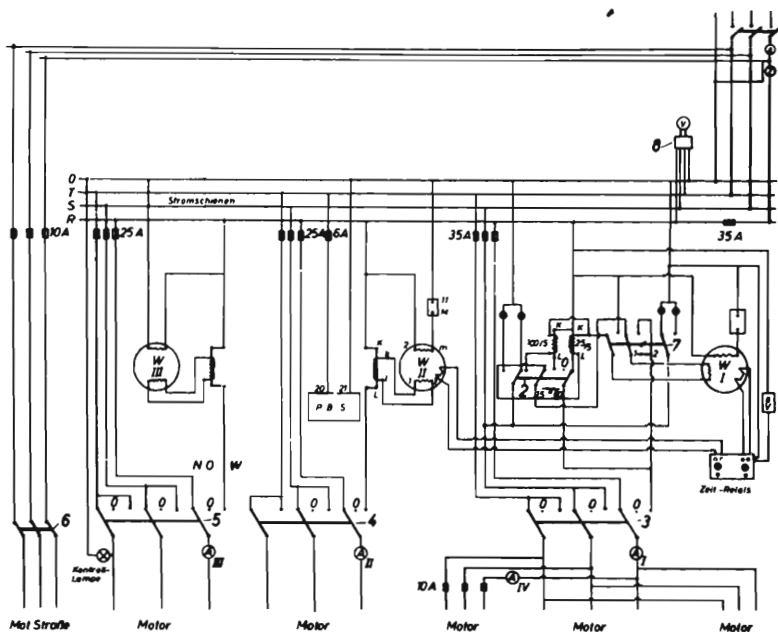


Bild 9 Schaltbild des E-Meßschrankes ausgerüstet mit einem Mehrfach-Leistungsschreiber

Zusammenfassend konnten also durch den Bau der verschiedenen Prüfstände folgende Überlegungen realisiert werden:

- a) Schnelle Auswechselbarkeit der Prüftrommeln gleichen Durchmessers und gleicher Breite zur Gewinnung vergleichbarer Messungen bei möglichst gleichgehaltenen Versuchsgut,
- b) auswechselbare, anstellbare und in der Neigung und Lage verdrehbare Gegenschniden,
- c) Verstellmöglichkeiten am Gehäuse und am Abwurfschacht,
- d) gute Sichtverhältnisse, um den Schnitt- und Wurfvorgang auch visuell und später mit Kameras beobachten zu können,
- e) aus der Forderung d) wurden das Gehäuseoberteil, die Seitenwände und der Auswurfschacht mit Plexiglasaustauschteilen versehen,
- f) die Anordnung eines Schleifapparates wurde am Gehäuserahmen so vorgesehen, um vor jeder Messung annähernd gleich scharfe Messer in der Prüfung zu haben.

Als Einzugsorgane und Preßwalzen wurden Teile aus bekannten Feldhäckslern verwandt.

Die beiden oberen Preßwalzen schwenken nicht um die Trommelachse, sondern aus Sichtgründen um eine etwas zurückliegende Achse. Bei Prüfstand 2 wurde die Trommelachse wieder annähernd als Schwenkpunkt der Preßwalzen verwandt. Der Auswurfschacht wurde konisch ausgebildet und konnte gegenüber dem Trommelgehäuse mit einer verstellbaren Klappe geöffnet und geschlossen werden. Das Ablösen des Häckselgutes vom Trommelgehäuse in den Abwurfschacht konnte mit einer einstellbaren Zunge gesteuert werden.

2.21 Prüfstand für breite Trommeln

2.211 Versuchsreihe I mit 7 Trommeln

Bei der Herstellung von verschiedenen, in der Praxis zum Teil vorhandenen Trommeln wurden vor allem die nachfolgenden zwei Fragen zu beantworten versucht.

1. Welchen Einfluß hat der Schnittwinkel λ auf den Leistungsbedarf?
2. Welche Messeranordnung erzielt den weitesten Wurf bei geringster Leistungsaufnahme?

Um diese zwei Fragen zu klären, wurden zunächst bei allen Trommeln außer der Trommel 7 folgende Faktoren konstant gehalten:

- | | |
|--------------------------------|-----------------|
| 1. der Watenwinkel | β |
| 2. der Freiwinkel | α |
| 3. die Messerstärke | d |
| 4. die Mundstücksbreite | m |
| 5. der Durchmesser der Trommel | D |
| 6. das Gewicht der Trommel | G (annähernd) |

Variiert wurde: 1. die Messeranordnung
2. der Schnittwinkel λ bei drei Bauarten mit $22,5^\circ$ und 45° .

Auf der beschriebenen Versuchsanordnung (Trommel-Prüfstand 1) wurden zunächst die in Bild 10 - 16 dargestellten Versuchstrommeln - "breit" - untersucht.

Die Ergebnisse sind später unter Kap. 3.1 zusammengefaßt.

Versuchsreihe I mit 7 breiten Trommeln (700 mm Breite 500 ϕ)
Variante: Messeranordnung und Schnittwinkel λ

Bild 10 Versuchsordnung 1
Trommel 1 Schnittwinkel
 $\lambda = 22,5^\circ$

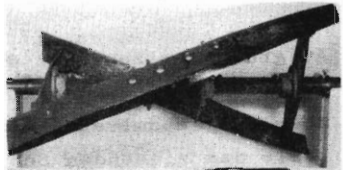


Bild 11 Versuchsordnung 1
Trommel 2 $\lambda = 45^\circ$

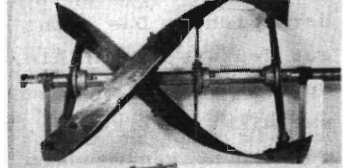


Bild 12 Versuchsordnung 2
Trommel 3 $\lambda = 22,5^\circ$

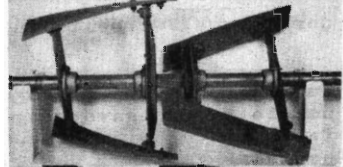


Bild 13 Versuchsordnung 2
Trommel 4 $\lambda = 45^\circ$

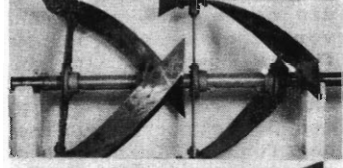


Bild 14 Versuchsordnung 3
Trommel 5 $\lambda = 22,5^\circ$

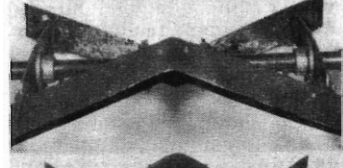


Bild 15 Versuchsordnung 3
Trommel 6 $\lambda = 45^\circ$

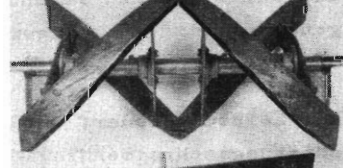
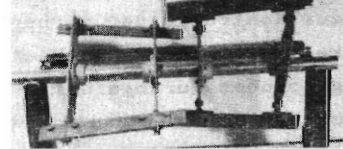


Bild 16 Versuchsordnung 4
Trommel 7 $\lambda = 5^\circ$



2212 Versuchsreihe II breite Trommeln mit Zeitdehn- Filmaufnahmen

Aufgrund der zunächst durchgeführten Versuche an den abgebildeten 7 Trommeln konnte kein klares Bild gewonnen werden über das Gesamtverhalten der Versuchsanordnung, die Vorteile des ziehenden Schnittes, der Messeranordnungen und dergleichen. Das recht uneinheitlich geschnittene Häckselgut deutete darauf hin, daß der Schnittvorgang nicht optimal verlaufen sein mußte. Auch beim Ablösungsvorgang war nicht zu erkennen, ob das Häckselgut sich einwandfrei von den Häckselmessern gelöst hatte oder eventuell in der Trommel wirbelte und wickelte.

Zur Klärung dieser Fragen wurden Filmaufnahmen durchgeführt, um die Bewegungsvorgänge am Bild studieren und gegebenenfalls meßtechnisch auswerten zu können. Filmaufnahmen mit normaler Frequenz von 24 B/s (Bild je Sekunde) bringen nicht die notwendige zeitliche Auflösung der schnellen Bewegungsvorgänge. Deshalb wurden mit Unterstützung des "Institutes für Wissenschaftlichen Film, Göttingen", Zeitdehn-Filmaufnahmen durchgeführt. Bei einer Umfangsgeschwindigkeit der Häckseltrommel an den Messern von etwa 30 m/s wurden für den Schnittvorgang eine Aufnahme Frequenz von 4 000 B/s und für den Transport des Gutes, im Häcksler, eine Frequenz von 2 000 B/s als ausreichend und angemessen erachtet. Die Forschungsfilmaufnahmen sollten bei verschiedenen Häckseltrommeln den Schnittvorgang an Anwelkgut und Stroh, sowie den Transport des Gutes im Häcksler und am Auswurfschacht erfassen.

Bei den einzelnen Versuchen wurden jeweils Häckselproben genommen, die zur allgemeinen Beurteilung herangezogen werden.

Der Leistungsbedarf wurde wie bei der Versuchsreihe I vom Leistungsschreiber registriert. Diese Messung diente nur zur Kontrolle der vorhergehenden Versuche. Die Feuchtigkeitsbestimmung des Häckselgutes wurde bei allen Anwelkgutproben durchgeführt. Der durchschnittliche Wassergehalt betrug 62 %. Registriert wurden ferner die Wurfweite und Luftgeschwindigkeit am Ende des Auswurfkrümmers bei den verschiedenen Trommeln.

Die Kameraeinstellung zum Bildausschnitt wurde genau vermessen. Dies ist bei jeder Neueinstellung erforderlich, um bei der Filmauswertung einen annähernd genauen Geschwindigkeitsverlauf des Gutes bestimmen zu können.

Der Versuchsaufbau der Versuchsreihe II ist auf den Abbildungen 17, 18, 19 festgehalten. Das Innere der mit Plexiglas abgedeckten Trommel wurde mit 8 Spezial-Spiegel-lampen von je 750 Watt ausgeleuchtet, hinzu kommen noch neun 2 kW Stufenlinsenscheinwerfer zur allgemeinen Ausleuchtung des Bildfeldes. Die Beleuchtungsstärke im Vorderlicht am Aufnahmegegenstand betrug 300 000 Lux.

Alle Zeitdehner-Aufnahmen wurden mit dem 16 mm-Fastax Zeitdehner auf Schwarz-Weiß-Film Grevapan 36 gemacht. Die Belichtungszeit betrug bei 4 000 B/s etwa $1/12\ 000$ s, bei 2 000 B/s etwa $1/6\ 000$ s. Auf dem Filmrand wurde eine Zeitmarke von 1 000 Hz aufbelichtet, so daß an jeder Stelle des Filmes die genaue Aufnahmefrequenz abgelesen werden kann. Für die meßtechnische Auswertung waren im Bild Markierungen vorgesehen, aus denen der jeweilige Abbildungsmaßstab zu ermitteln ist.

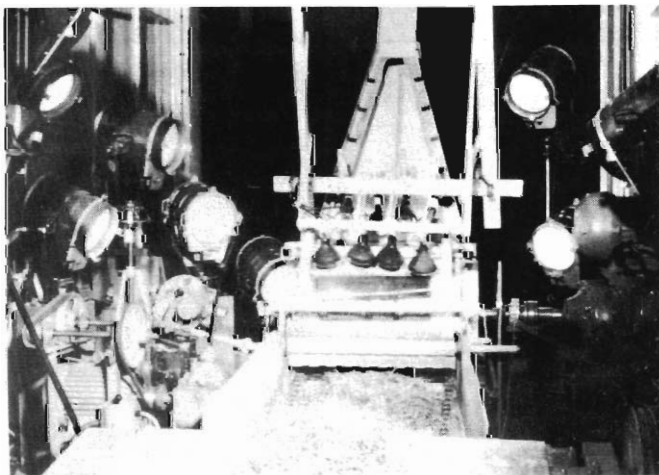


Bild 17 Versuchsanbau der Versuchsreihe II. Mitte: Häcksler
Vordergrund: Bandstraße; links PIV-Antrieb für
Einzug, dahinter: 16 mm Fastax-Zeitdehn-Film-
aufnahmen; rechts: Meßnabe und PIV-Antrieb für
die Trommel.

Die Ergebnisse dieser Versuche mit Zeitdehnkamera, die für verschiedene Erkenntnisse sehr wesentlich waren, sind in Kap. 3.2 1 + 4 festgehalten.

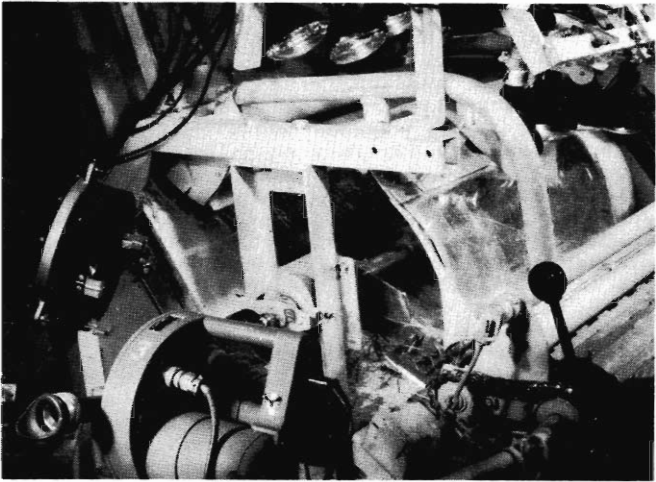


Bild 18 Aufnahmebau; Ausschnitt des Prüfstandes.
Im Vordergrund die Fastax.

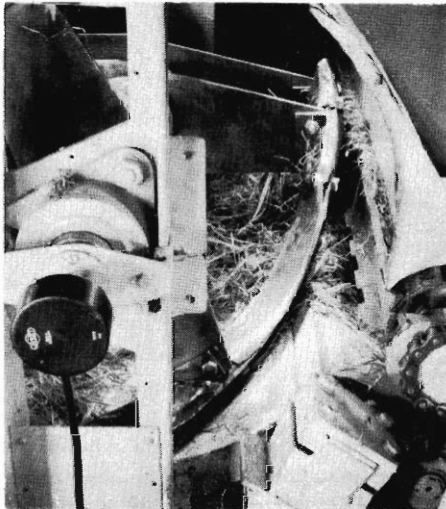


Bild 19 In diesem Aufbau erfaßt die Kamera den Schnitt-
vorgang mit Schneide und Gegenschneide.

2.22 Prüfstand für schmale Trommeln

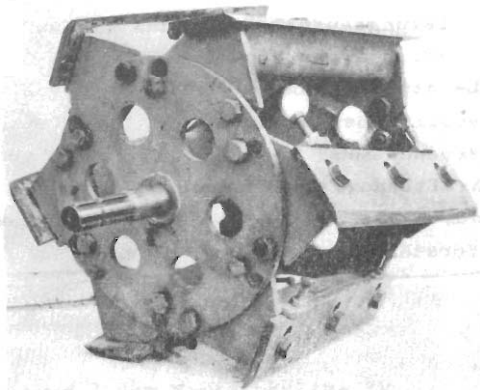
Zur Vertiefung der mit Prüfstand 1 und Zeitdehnfilmaufnahmen durchgeführten Versuche wurde der vorhandene Prüfstand zur Aufnahme von schmalen Trommeln (Mundstücksbreite = 400 mm) bei Beibehaltung der getrennten Antriebe für Trommel und Einzugsorgane umgebaut. Parallel zu diesem Umbau wurde ein Prüfstand 3 mit gleichen Abmessungen gefertigt, mit dem Ziel, diesen später auch im Feldeinsatz zu erproben.

2.221 Versuchsreihe III mit schrägem Auswurf

Kennzeichen der Versuchsreihe III ist der Prüfstand 2 mit der Trommelform 8 (Bild 20) (Mundstücksbreite $m = 400$ mm). Bestückt mit bis zu 6 Messern dient sie den nachstehenden Untersuchungen:

Einfluß der Häcksellänge auf den Leistungsbedarf	3.31
Einfluß des Durchsatzes auf den Leistungsbedarf	3.32
Einfluß des Abstandes "a" zwischen Messer und Gegenschneide auf den Leistungsbedarf	3.33
Einfluß der Häcksellänge auf die Wurfweite	3.34
Einfluß von Messerschärfe und Anschliff auf den Leistungsbedarf	3.35
Einfluß der Stellung der Gegenschneide auf Häcksellänge und Schluckvermögen	3.36

Bild 20 Trommel 8 Gerade
Messer
Schnittwinkel 8°
Watenwinkel $\beta 26^\circ$



Der Schnitt- oder Drallwinkel λ von 8° ließ bei dieser Trommel (8) noch die Verwendung von geraden Messen zu. Diese Festlegung bedingte einen sich verändernden Watenwinkel β . Auf Grund anderer Untersuchungen [1; 14] wurde als Mittelwert für $\beta = 26^\circ$ festgelegt, wobei der Winkel β von links nach rechts von $20^\circ - 32^\circ$ zunahm.

Die Messerhalterung, die sehr stabil ausgeführt wurde, diente auch zur Befestigung von Wurfblechen. Der schräge Auswurf vom Prüfstand I wurde beibehalten.

2.222 Versuchsreihe IV mit senkrechtem Auswurf auch als Querfluß-Trommelhäcksler geeignet für Feldversuche

Die eingebaute Trommel 9 mit gewölbten Messern kann in ca. 15 Minuten gegen die Trommel 8 ausgewechselt werden.

Mit diesen, die Versuchsreihe III ergänzenden Untersuchungen, wurden die nachstehenden Fragen vor allem in Hinblick auf verschiedene Konstruktionsrichtlinien für einen Querfluß-Trommel-Feldhäcksler zu klären versucht:

Einfluß von 3 ausgewählten Messerformen	Kap.341
Elektronischer Vergleich der obigen 3 Messerformen	Kap.342
Leistungsaufnahme für das Werfen	Kap.343
Einfluß einer hinterschlifffenen Gegenschneide auf die	Kap.344
Leistungsaufnahme von außengeschlifffenen und hinter-	
schlifffenen Messern	
Versuchsweise Bestimmung der Polsterstärke und des	Kap.345
Kraftbedarfs zum Durchschlagen des Schnittgutes	
durch ein Messer mit Hilfe der elektronischen	
Verstärkung.	

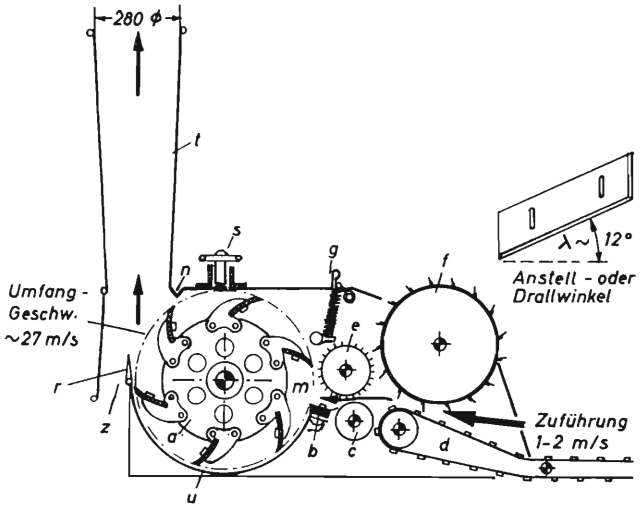


Bild 21 Die Gesamtanordnung des Tromm-Prüfstandes 3 ist konstruktiv wie folgt festgelegt:

Schneidtrommel mit gleichzeitigem Wurf
Senkrechter Auswurf, Mundstücksbreite $m = 400 \text{ mm}$
Trommeldurchmesser $D = 520 \text{ mm}$
Trommeldrehzahl $n = 1000 \text{ U/min}$

Die eingebaute Trommel 9 mit gewölbten Messern kann in wenigen Minuten gegen die Trommel 8 (Bild 20) ausgetauscht werden.

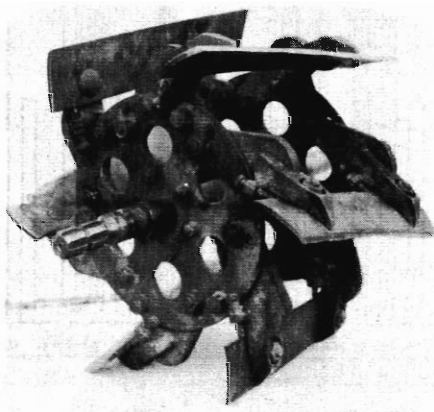


Bild 22 Trommel 9 für Prüfstand 3 der Versuchsreihe IV

3 MESSERGEBNISSE DER VERSUCHSREIHEN

3.1 Versuchsreihe I (2.211)

Die Durchführung mit den 7 Trommeln (Bild 10+16) erfolgte, wie schon eingangs erwähnt, auf Grund der leichten Auswechselbarkeit in rascher Folge.

Nachstehende Erntegüter:

Stroh mit ca.	15 %	H ₂ O-Gehalt
Gras "	90 %	" "
Anwelkgut "	65 %	" "
Grünmais "	82 %	" "
Maisstroh "	10 %	" "

wurden nacheinander mit verschiedenen Schwadgewichten auf die Bandstraße sorgfältig ausgelegt.

Der Einfluß des Leistungsbedarfes pro Durchsatz und die Wurfweite konnte so ermittelt werden.

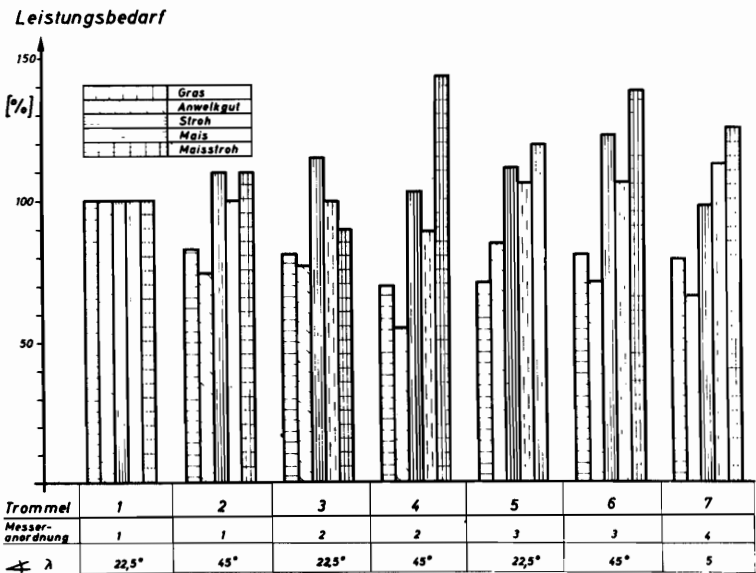


Bild 23 Leistungsbedarf in % der einzelnen Trommeln
 Meßwerte für die Trommel 1 - 100%
 Durchsatz 3,6 t/h konstant

Aus den verschiedenen Versuchsreihen sind in den graphischen Darstellungen (Bild 23 und 24) die gewonnenen vergleichbaren Werte für alle 7 Trommeln in Bezug auf Leistungsbedarf und Wurfweite prozentual aufgetragen, wobei die Werte für die Trommel 1 mit der Messeranordnung 1 und dem Schnittwinkel $\lambda = 22,5^\circ$ mit 100 % ausgenommen wurden.

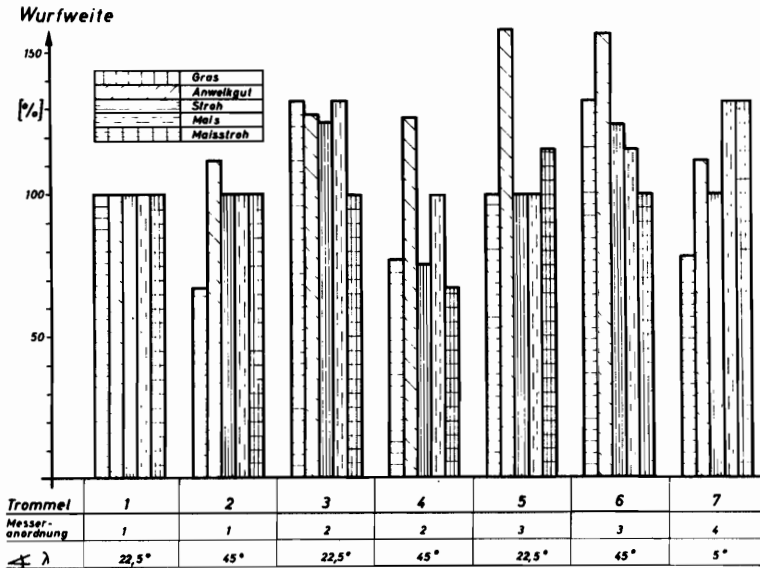


Bild 24 Wurfweite in Abhängigkeit von den 7
 untersuchten Trommeln
 Durchsatz 3,6 t/h konstant

Die Darstellungen in Bild 23 und 24 zeigen, daß die Meßwerte für den Leistungsbedarf und für die erzielte Wurfweite in Bezug auf die fünf verschiedenen Erntegüter bei den untersuchten Trommeln erhebliche Unterschiede aufweisen. Vergleicht man z.B. die Trommel 4 mit den

anderen Trommeln, so ergibt sich folgende Beurteilung:

Der Leistungsbedarf liegt

- a) bei feuchten Gütern wie Gras, Anwelkgut und Silomais um 10 + 40 % niedriger als bei der Trommel 1
- b) bei trockenen Gütern wie Stroh und Maisstroh dagegen um 10 + 40 % höher.

Da vorwiegend feuchte Erntegüter mit dem Häcksler zu bergen sind, wäre mit der Trommel 4, deren Messer einen Schnitt-Drallwinkel von $\lambda = 45^{\circ}$ haben, schon ein beachtlicher Erfolg zu erzielen. Vergleicht man jedoch die erzielten Wurfweiten, die zur Befüllung des Häckselwagens erforderlich sind, so ergibt sich dann eine weitaus ungünstigere Beurteilung.

Ähnliche Ergebnisse ergeben sich beim Vergleich anderer Trommeln.

Zu beachten ist die V-förmige Trommel 6 mit einem Drallwinkel $\lambda = 45^{\circ}$, sie erzielt auf Grund der günstigen Zusammenführung des Häckselgutes die größten Wurfweiten und liegt auch bezüglich der Leistungsaufnahme nicht ungünstig. Die Herstellung der Trommel und die Nachstellung der Messer erfordern dagegen einen höheren Konstruktionsaufwand als z.B. die Trommel 1.

Wenn, wie sich später herausstellte, die Versuchstrommeln auch zu leicht gebaut waren und somit die Werte zu keiner bindenden genauen Aussage herangezogen werden können, so zeigen jedoch die Ergebnisse aus den Versuchen, daß beträchtliche Unterschiede unter den einzelnen Bauarten in Bezug auf Leistungsaufnahme (bis 45 %) und Wurfweite (bis 43 %) vorliegen. Diese Werte decken sich in etwa mit

den in der Praxis gebauten und eingesetzten Trommeln von Fahr, Speiser, Messmer und Alfa, Wien.

Die geforderten exakten Häcksellängen konnten jedoch, außer bei Mais, nicht erreicht werden.

Bei einer weiteren Untersuchungsreihe, bei der der Einfluß des Abstandes der Messertrommel von der Gegenschneide „a“ ermittelt wurde, konnte ebenfalls eine exakte Häcksellänge nicht festgestellt werden.

Von besonderer Bedeutung war allerdings der Einfluß des Abstandes „a“ auf den Leistungsbedarf der Trommel. Die bei einem Durchsatz von 3,6 t/h gefahrenen Versuche mit der "gefürchteten" Anwelksilage ergaben Unterschiede bis zu 250 % (vergl. Diagramm). Da die erste Versuchsreihe mit den sieben Trommelbauarten nur Vermutungen, aber keine eindeutige Aussage mit diesem Versuchsaufbau ermöglichten, wurde die Versuchsreihe abgebrochen, um in einer zweiten Versuchsreihe mit Hilfe einer Zeitdehnkamera eine genauere Aussage über den Schnitt- und Wurfvorgang zu erhalten.

32 Versuchsreihe II (2212) (Meßergebnisse
Zeitdehn-Filmaufnahmen)

Bei dieser Versuchsreihe (vergl. Versuchsplan Bild 25) ging es vor allem darum, visuell festzustellen, welche Einflüsse die Messeranordnungen, der Schnittwinkel λ , der Abstand „ α “ zwischen Messer und Gegenschneide und die eingestellte Schnittlänge

- a) auf den Einzug des Häckselgutes beim Schneiden
zwischen Messer und Gegenschneide Kap. 321
- b) auf den Durchtritt von ungeschnittenem Gut
zwischen den Messern Kap. 322
- c) auf die Auswurfgeschwindigkeiten Kap. 323
- ausüben.

Aufnahmeeinstellung		I (4000 Bilder/s)		II (2000 Bilder/s)			
Trommel vergl. S. 20	Messer- abstand a [mm]	Reihenfolge der Versuche					
		Halbheu		Stroh	Halbheu		Stroh
		kurz	lang	kurz	kurz	lang	kurz
6 Bild 15	1,2	1			19		
1 Bild 10	1,2	2	4	3	12	14	13
	2,7	5/6					
	4,2	7	9	8	17	15	16
7 Bild 16	1,2	10			18		
	4,2	11					
4 Bild 13	1,2				20		21
3 Bild 12	4,2				22		

Bild 25 Versuchsplan für die Zeitdehn-Filmaufnahmen

3.21 Einzug des Häckselgutes beim Schneiden zwischen Messer und Gegenschneide

Bei der Betrachtung der Zeitdehner-Filme zeigt sich deutlich, daß häufig das Gut von der Schneide des Messers, besonders bei größerem Abstand "a" nicht geschnitten, sondern zwischen Messerschneide und Gegenschneide eingezogen wird. Es entsteht dem Bild nach der Eindruck eines Wasserfalles aus Futterhalmen. (Auf dieses Problem wird in den nächsten Kapiteln noch näher eingegangen). Offenbar bleiben auch dabei Halme oftmals am Messer hängen und werden mit herumgenommen. Dieser Einzug der Futterhalme zwischen Messer und Gegenschneide erfolgt zum Teil mit der Umlaufgeschwindigkeit der Messerkante. Weitere Einzelheiten zu diesem Vorgang konnten meßtechnisch nicht ermittelt werden. Bei dem folgenden Prüfstand 3 mit steifer, stabiler schmaler Trommel wurde das Durchschlüpfen von Halmen zwischen Messer und Gegenschneide nicht mehr fortgestellt (S. 44).

3.22 Durchtritt von ungeschnittenem Gut zwischen den Messern

In den aufgenommenen Zeitdehner-Filmen zeigt sich bei der Einstellung der Kamera auf den Schneidvorgang, daß zwischen den Messern ungeschnittenes Heu oder Stroh hindurchtritt. Bei der Auswertung der Filme hat man den Eindruck, als ob von dem vorgeschobenen Gut durch den Sog der Trommel einzelne Halme oder Bündel erfaßt und zwischen den Messern hindurchgezogen werden, ohne daß sie überhaupt ein Messer erfaßt.

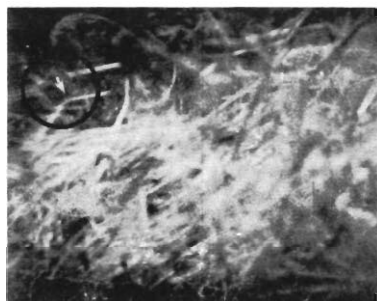
Dieses Gut fliegt frei und ungeschnitten in die Trommel. Es wurde im Film versucht, einzelne Halme zu verfolgen und daran die mutmaßliche Geschwindigkeit auszuwerten. Da keine genauen Anhaltspunkte gegeben sind, in welcher Ebene die beobachteten Halme fliegen, muß auf einen mittleren Abbildungsmaßstab mit Toleranz von vorn und hinten bezogen



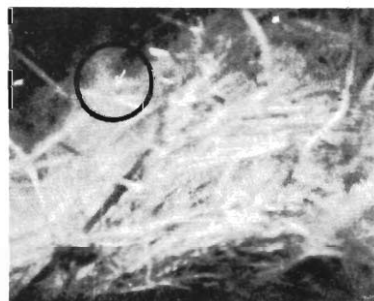
a



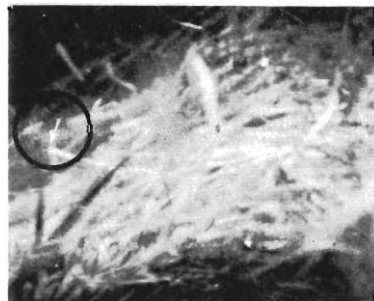
c



b



d



e

Bild 26 Versuch 7 Versuchsreihe II Durchtritt von ungeschnittenem Gut zwischen den Messern

werden. Es können daher die Geschwindigkeiten nur mit einer Genauigkeit von $\pm 5\%$ angegeben werden. Die Auswertung erfolgte bei den Filmversuchen 7, 8, 10 und 11. Zur Verdeutlichung des Problemes sind nachstehend in Bild 26 als Beispiel aus dem Versuch 7 der gekennzeichnete Halm 3 und 4 als Phasenbilder wiedergegeben. Der Meßpunkt des Halmes 3, der mit einer Geschwindigkeit von 19,6 m/s schräg durch die linke Bildhälfte in den Bereich der Trommel fliegt, liegt am Halmknoten selbst. Beim Halm 4, der quer zur Förderrichtung mit einer Geschwindigkeit von 9,3 m/s fliegt, wurde die Spitze als Meßpunkt gewählt. Die großen sich ergebenden Unterschiede in den Geschwindigkeiten von 5 - 34 m/s erklären sich durch verschiedene Umstände. Halmdurchmesser, Halm-längen und Halmformen haben zweifellos durch ihre unterschiedlichen Reibungs- und Luftwiderstände bzw. Angriffsfläche einen größeren Einfluß. Der Halm 3, Versuch 7, fliegt z.B. schräg durch den Raum und der Halm 4, Versuch 7, quer zur Förderrichtung, was einen Unterschied von 10 m/s in diesem Falle ausmacht. Der Halm 3, der geknickt ist, erreicht möglicherweise deswegen nicht die Geschwindigkeit wie andere kürzere und gerade Halme.

3.23 Auswurfgeschwindigkeiten

Zunächst konnte durch die Filmaufnahmen die Auswurfgeschwindigkeit des Häckselgutes bestimmt werden. Die Umfangsgeschwindigkeit der Messerschneidkante war für die in Frage kommenden Film-Versuche 16, 17, 18, 29,4 und 29,8 m pro Sekunde. Die Abwurf- bzw. Auswurfgeschwindigkeit der Halme konnte in dem mit Plexiglas abgedeckten Kanal zur Auswurfdüse hinter der Trommel ermittelt werden. Nach mehrfacher Durchsicht der Filme am Projektions-Auswertgerät gelang es, aus jedem der drei Versuche 10 besonders kenntliche Halme aus dem Transportstrom zu erfassen und meßtechnisch zu verfolgen. Als Beispiel sind solche Halmteilchen mit einem kleinen weißen Pfeil in den folgenden Phasenbildern gekennzeichnet.

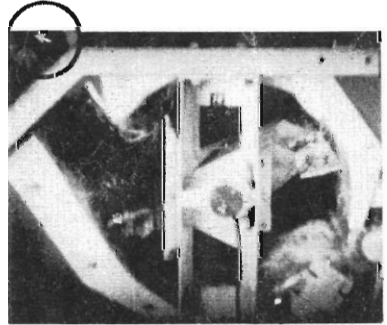
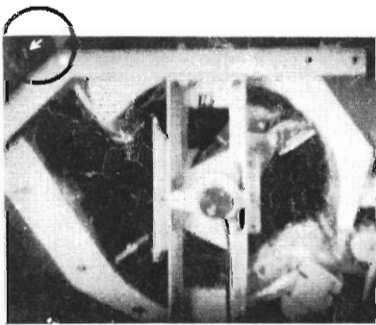
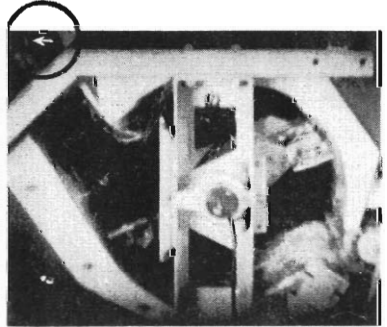
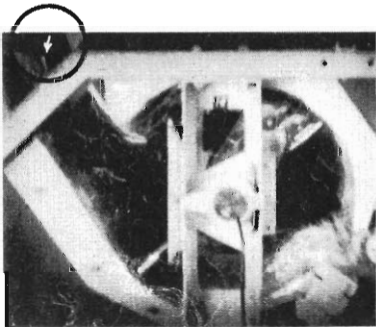
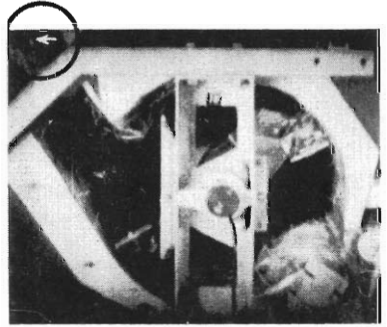
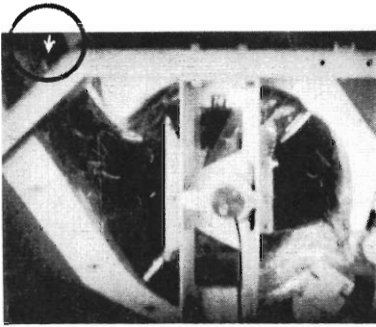


Bild 27 Beobachtung der Häckselgutbewegung im Auswurfkanal
Versuch 18 Halm 9 Trommelbauart 7

Es sei hier bemerkt, daß die als Meßpunkte benutzten Halmteile im Projektions-Auswertgerät besser hervortreten, als in den vorstehend abgebildeten Papierabzügen aus dem Film.

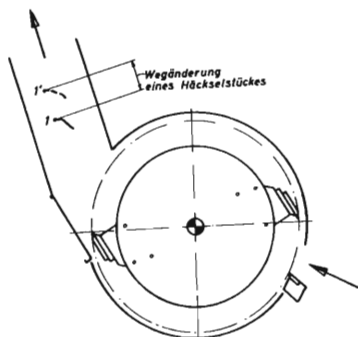
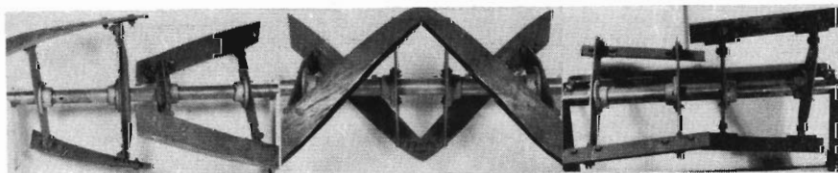


Bild 28 Bestimmung der Halmteilchengeschwindigkeit mittels der Zeitdehn-Filmaufnahmen. 1-1' Wegänderung eines Halmteilchens

Trommel 3

Trommel 6

Trommel 7



Versuch 16

20,0 m/s
 14,4 m/s
 22,5 m/s
 12,0 m/s
 19,0 m/s
 21,0 m/s
 12,9 m/s
 15,3 m/s
 19,7 m/s
 16,9 m/s
 \varnothing 17 m/s

Versuch 17

17,7 m/s
 31,4 m/s
 14,5 m/s
 34,2 m/s
 21,3 m/s
 22,7 m/s
 20,3 m/s
 23,3 m/s
 11,4 m/s
 18,9 m/s
 \varnothing 22 m/s

Versuch 18

10,9 m/s
 14,3 m/s
 11,0 m/s
 6,5 m/s
 8,1 m/s
 10,0 m/s
 9,7 m/s
 7,2 m/s
 20,5 m/s
 11,9 m/s
 \varnothing 11 m/s

Die großen Streubreiten der Teilchengeschwindigkeit bei den einzelnen Messungen für die Trommel 3, 6 und 7 lassen erkennen, daß wir es nicht mit einem gleichmäßigen Abwurf zu tun haben. Die unterschiedlichen Werte sind daraus zu erklären, daß das Gut entlang der Messer im Auswurfkanal in unterschiedlichen Schüben ankommt und teils als Einzelhalm, teils als Halmknäuel oder - Bündel gefördert wird. Weiter lassen sie auf Wandreibungen und nicht einwandfreie Ablösung während des Abwurfes von den Messern schließen. Aus den Aufnahmen ist zu erkennen, daß nur der vordere Bereich gut ausgeleuchtet war und somit auch nur aus diesem Bereich eine Auswertung vorgenommen werden konnte. Unter Berücksichtigung dieser beschränkten Auswertungsmöglichkeit ist aber auch zu erklären, daß durch die Zusammendüsung im ersten und letzten Drittel der Trommelbreite andere und somit ungünstigere Strömungsverhältnisse vorliegen, als in der Mitte der Trommelbreite bzw. des Kanales.

Im Film-Versuch 18 führt die Trommelbauart 7 das Gut selbst nicht zusammen, anders sieht es beim F-Versuch 16 mit der Trommel 3 und 17 mit der Trommel 6 aus, wobei bei der letzten Trommel durch die V-Form das Gut wahrscheinlich schon beim Schneiden und später im Bereich der Bodenwanne mittig zusammengeschleust wird, um dann bündelartig durch den Wurf-Kanal gefördert zu werden. Nur so ist der bemerkenswerte Unterschied der Auswurfgeschwindigkeit von 22 m/s zu 11 m/s zwischen der Trommel 7 und 6 zu erklären. +)

+) Vergleichsversuche an einem Mähtrommelhäcksler mit geraden breiten und schräggestellten und V-förmig angeordneten Schlägern führten zum gleichen Ergebnis. Bei letzterer Anordnung wurde eine Zusammenführung des Gutes von einer Mähbreite von 135 cm auf fast 40 cm im freien Raum erreicht. Als weiterer Vorteil wurde bei dieser Versuchsausführung ein geringerer Verschleiß und weniger Beschädigung an den Schlagmessern festgestellt.

Zusammenfassung der Ergebnisse der Versuchsreihe II

Aus der ganzen Versuchsreihe II ging zunächst hervor, daß die Einzugs- und Vorpreßorgane das Gut vor dem Schnittrahmen nicht vollständig genug festhalten und daß infolge der größeren Zupfwirkung mit diesen breiten Trommeln keine einheitliche exakt geforderte Häcksellänge insbesondere bei Anwelksilage erzielt werden kann. Ferner ergaben die Untersuchungen, daß sich in derartigen Häckslern nur schwer ein gleichmäßiges Gutpolster vor der Trommel erreichen läßt und daß ein Hindurchschlüpfen von ungeschnittenen Halmen zwischen den Messern eintritt.

Die unterschiedlichen Auswurfgeschwindigkeiten des Häckselgutes weisen darauf hin, daß die bei breiten Trommeln unbedingt erforderliche Zusammenschleusung - Wandreibung - eine Verzögerung der Teilchen hervorrufen und folglich einen höheren Energieaufwand für den Wurf erwarten lassen.

3.3 Versuchsreihe III (2.221)

Die aufgrund der vorangegangenen Untersuchungen und des abgewandelten und neu erstellten Prüfstandes 2 durchgeführten Versuche zeigten im Frühjahr 1961 bereits bei den ersten Probelaufen eine Wende und neue Richtung im ganzen Verlauf der Arbeiten. Mit der schmalen Trommelbauart konnten die theoretisch eingestellten Schnittlängen praktisch voll erreicht werden. Der prozentuale Anteil an Überlängen war gering, und die Wurfweite befriedigte durchaus.

3.31 Häcksellängen

Von den drei Möglichkeiten, die es gibt, um die Häcksellänge in einem Feldhäcksler zu ändern und zwar

- a) die Veränderung des Vorschubes
- b) der Trommeldrehzahl und
- c) der Messerzahl

wurde auf den folgenden Prüfstandsversuchen vor allem die erste Möglichkeit angewandt (Bild 29, Tabelle III). Die Trommeldrehzahl wurde konstant auf 1 000 gehalten. Bei den weiteren Versuchen konnte, wie in der Praxis üblich, die Häcksellänge zusätzlich der Veränderung des Vorschubes auch noch die Veränderung der Messerzahl - z.B. statt 6, 3 oder 2 - verwendet werden.

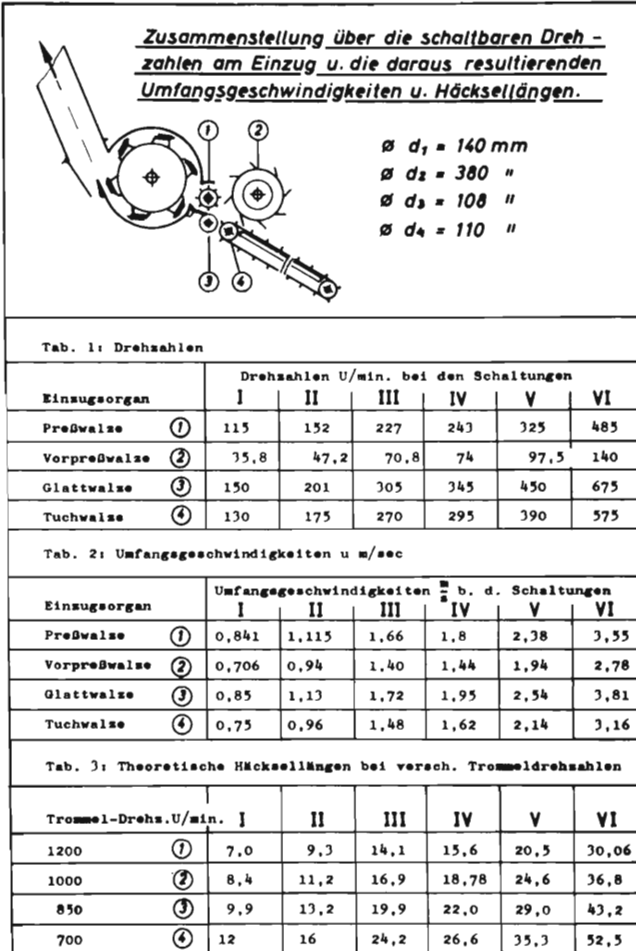


Bild 29 Tabelle III

Zusammenstellung über die schaltbaren Drehzahlen am Einzug und die daraus resultierenden Umfangsgeschwindigkeiten und Häcksellängen

Der Durchsatz Q in t/h wurde bei den einzelnen Getriebeeinstellungen für den Vorschub I+VI konstant gehalten. Die unterschiedliche Höhe und Länge des abzuschneidenden Häckselgutpaketes soll die unten stehende graphische Darstellung im Bild 30 verdeutlichen. Bei dieser sinnbildlichen Darstellung wurde ein homogenes Gut ohne Pressung vorausgesetzt. Unter dieser Voraussetzung ändert sich die Polsterstärke h umgekehrt proportional der Vorschubgeschwindigkeit. Die Beschickung des Zubringerbandes mit Schnittgut erfolgte den verschiedenen Getriebeeinstellungen I+VI entsprechend nach Gewicht, so daß der Durchsatz Q in t/h konstant blieb. Besondere Sorgfalt wurde bei den Versuchen auf den gleichmäßigen Feuchtigkeitsgehalt und die gleichmäßige Verteilung des Gutes verwandt.

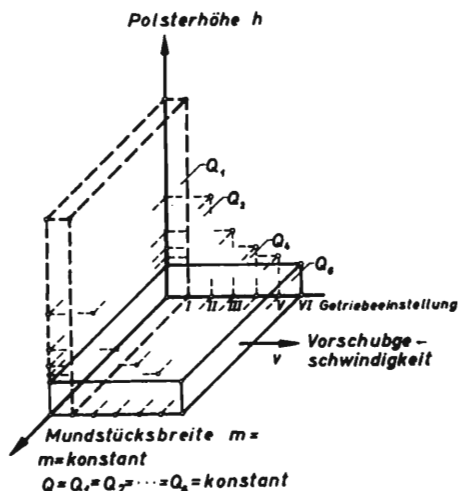


Bild 30 Sinnbildliche Darstellung über den Zusammenhang zwischen Polsterstärke und Vorschub-Geschwindigkeit bei konstantem Durchsatz. $h = f(v)$
 h = Polsterstärke, v = Vorschubgeschwindigkeit
 Mundstücksbreite 400 mm = konstant

Vers. Nr.	Ge- trie- be	Auswahlung der Häckselpollen										Anteil der Häcksellängen in %										l _m mm
		-10	-15	-20	-25	-30	-40	-50	-100	100+	3-11	-10	10-15	15-20	20-25	25-30	30-40	40-50	50-100	100+		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	
Q = 3 t/h Gut: Luzerne H ₂ O Gehalt: 78 %																						
A 01	I	186	59	12		13		3	5		278	66,90	21,22	4,32		4,68		1,08	1,80		14,48	
A 02	II	96	40		25	12		23	9	2	207	46,37	19,32		12,08	5,80		11,11	4,35	0,97	23,16	
A 03	III	48	70	39	33			18	1		209	22,97	33,49	18,66	15,79			8,61	0,48		20,02	
A 04	IV	7	18	75	24	5	8	8	3	1	149	4,70	12,08	50,33	16,11	3,36	5,37	5,37	2,01	0,67	24,90	
A 05	V	8	32	40	30	20	13	10	2	1	156	5,13	20,52	25,64	19,23	12,82	8,33	6,41	1,28	0,64	25,83	
A 06	VI	36	35		56	29	24	6	10	4	200	18,00	17,50		28,00	14,50	12,00	3,00	5,00	2,00	29,08	
Q = 6 t/h																						
A 07	I	150	13	20		4	20			2	209	71,77	6,22	9,57		1,91	9,57			0,96	15,38	
A 08	II	120		30		12			8	2	172	69,77		17,44		6,98			4,65	1,16	18,37	
A 09	III	39	52	59	10	3	4	4	1		172	22,68	30,23	34,30	5,81	1,74	2,33	2,33	0,58		18,31	
A 10	IV	58	120	24	31	13	17	12	3		278	20,86	43,16	8,63	11,15	4,68	6,12	4,32	1,08		20,16	
A 11	V	9	105		55	16	13		48	2	248	3,63	42,34		22,18	6,45	5,24		19,35	0,81	36,45	
A 12	VI	10	10		27	17	17	2	12	3	116	8,62	8,62		23,27	14,66	14,66	17,24	10,34	2,59	39,78	

Bild 31a Tabelle IVa (Q₃ und Q₆) Fortsetzung siehe Bild 31 b

Bestimmung der % Anteile der Häcksellänge in Abhängigkeit von der Schnittlängeneinstellung und des Durchsatzes

Vers. Nr.	Ge- trie- be	Auswahlung der Hackselproben										Anteil der Hacksellängen in %									1 mm
		-10	-15	-20	-25	-30	-40	-50	-100	100	3-11	-10	10-15	15-20	20-25	25-30	30-40	40-50	50-100	100+	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
Q = 9 t/h																					
A 13	I	120	48		12	6	4		11		201	59,70	27,88		5,97	2,99	1,99		5,47		18,21
A 14	II	185	78		20	8	7		8	2	268	69,07	14,18		7,46	2,99	2,61		2,98	0,75	16,57
A 15	III	37	131	66		20		2	14	1	289	12,80	45,73	22,84		6,92		6,92	4,84	0,35	23,37
A 16	IV	10	81		32	16	8	10	8		165	6,06	49,09		19,39	9,70	4,85	6,06	4,85		25,55
A 17	V	10		55	62	53	16	7	10		213	4,70		25,82	29,11	24,88	7,51	3,29	4,69		29,72
A 18	VI																				
Q = 12 t/h																					
A 22	I	74	45	26		10	20	8	3	1	187	39,57	24,06	13,90		5,35	10,70	4,28	1,61	0,53	20,51
A 23	II	138	68	21		31		27	11		296	46,62	22,97	7,10		10,47		9,12	3,72		20,95
A 24	III	28	121	56		48		26	14	5	298	9,40	40,60	18,79		16,11		8,72	4,70	1,68	26,36
A 25	IV	3	24	44	15	5	4	5	5	1	106	2,83	22,64	41,51	14,15	4,72	3,77	4,72	4,72	0,94	26,46
A 26	V	2		16	53	52	24	11	4	1	163	1,23		9,82	32,52	31,90	14,72	6,75	2,45	0,61	32,12
A 27	VI	1	2	7	4	12	21	10	13	2	72	1,39	2,78	9,72	5,56	16,67	29,16	13,89	18,05	2,78	48,33

Bild 31b Tabelle IVb (Q_9 und Q_{12}) Fortsetzung von Bild 31a

Bestimmung der % Anteile der Hacksellänge in Abhängigkeit von der Schnittlängeneinstellung und des Durchsatzes

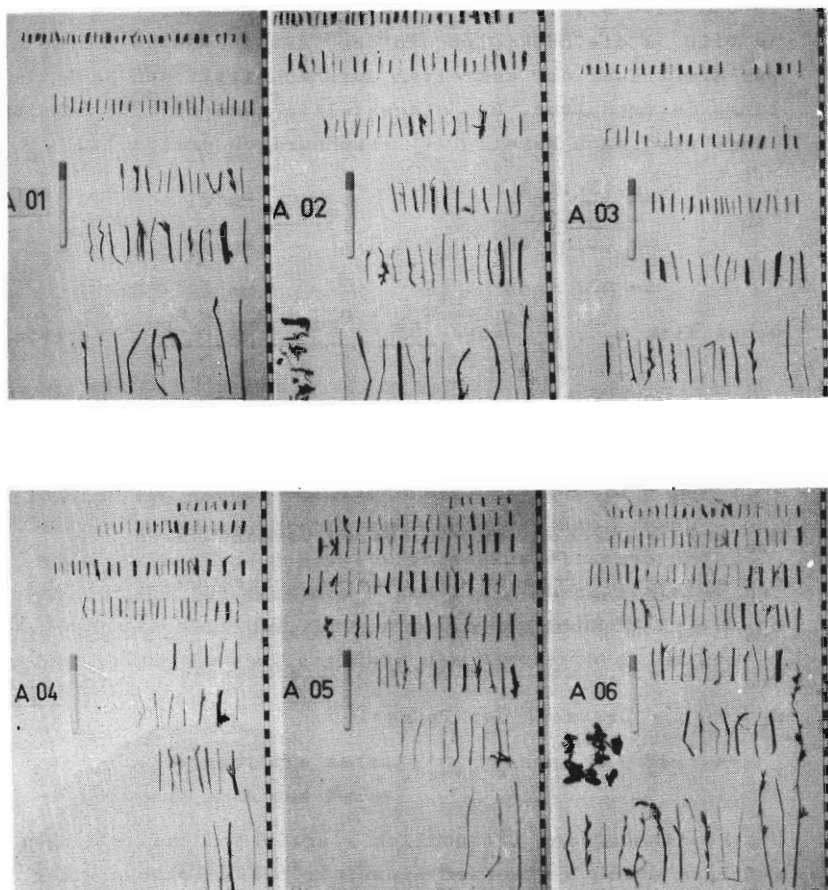


Bild 32 Häckselproben der Versuchsreihe A 01 - 06
Gut: Luzerne; Durchsatz $Q = 3$ t/h konstant
erzielte mittlere Häcksellänge im vergl.
Tabelle IV. Die Maßstabeinteilung beträgt
1 cm.

In dem Bild 31, Tabelle IV, sind die Versuchswerte und in Bild 32 die Häckselproben der Versuchs-Reihe A 1-6 zur Ermittlung der erzielten durchschnittlichen Häcksel-länge festgehalten. Die eingestellte theoretische Schnitt-länge wird nach Perels [34] rechnerisch ermittelt.

$$l_{th} = \frac{n \cdot (d_r \cdot n_r)}{z_m \cdot n_t} \quad (\text{mm})$$

wobei sich $d_r \cdot n_r$ aus $\frac{d_{ro} \cdot n_{ro} + d_{ru} \cdot n_{ru}}{2}$ ergibt

darin bedeuten

l_{th} = Theoretische Schnittlänge

$d_{ro} = d_1$ = Durchmesser der oberen Vorschubwalze

$d_{ru} = d_3$ = Durchmesser der unteren Vorschubwalze

$n_{ro} = n_1$ = Drehzahl der oberen Vorschubwalze

$n_{ru} = n_3$ = Drehzahl der unteren Vorschubwalze

n_t = Drehzahl der Trommel

z_m = Anzahl der Messer

Die Bestimmung der tatsächlich erzielten Häcksellängen erfolgte durch Nachmessen einzelner Häckselstücke einer Probe, die bei jedem Versuch aus dem Häckselwurfstrahl mittels eines Schöpfgerätes entnommen wurde. Diese Probeentnahme wurde direkt hinter dem Auswurfkrümmer, wo eine Entmischung noch nicht eingetreten war, durchgeführt. Die durchschnittliche mittlere Häcksellänge l_m errechnete sich nach folgender Formel:

$$l_m = \frac{z_1 \cdot l_1 + z_2 \cdot l_2 + \dots + z_n \cdot l_n}{z_1 + z_2 + \dots + z_n} \quad (\text{mm})$$

Hierbei ist z_n die Anzahl der Häckselstücke mit der Länge l_n .

Die Bestimmung der Häcksellänge wurde dadurch erleichtert, daß die Halme in Größenklassen eingeordnet wurden.

1 ₁	bis 10 mm	1 ₆	30 - 40 mm
1 ₂	10 - 15 mm	1 ₇	40 - 50 mm
1 ₃	15 - 20 mm	1 ₈	50 - 100 mm
1 ₄	20 - 25 mm	1 ₉	über 100 mm
1 ₅	25 - 30 mm		

Für diese Vergleichsmessungen wurde als Material Luzerne mit einem Feuchtigkeitsgehalt von 78 % gewählt. Die Längenanteile von den einzelnen Proben der 6 theoretischen Schnittlängeneinstellungen und als weitere Variante der 4 gewählten Durchsatzleistungen von 3, 6, 9, 12 t sind in dem Bild 33 in einer graphischen Darstellung über der Häcksellänge aufgetragen.

Die Ordinate gibt die Anteile in Prozent an. Sie errechnet sich nach der Formel

$$\text{Anteil in \%} = \frac{z_1 \cdot l_1}{z \cdot l}$$

Als Parameter sind die Durchsatzleistung und die Schnittlängeneinstellung angegeben.

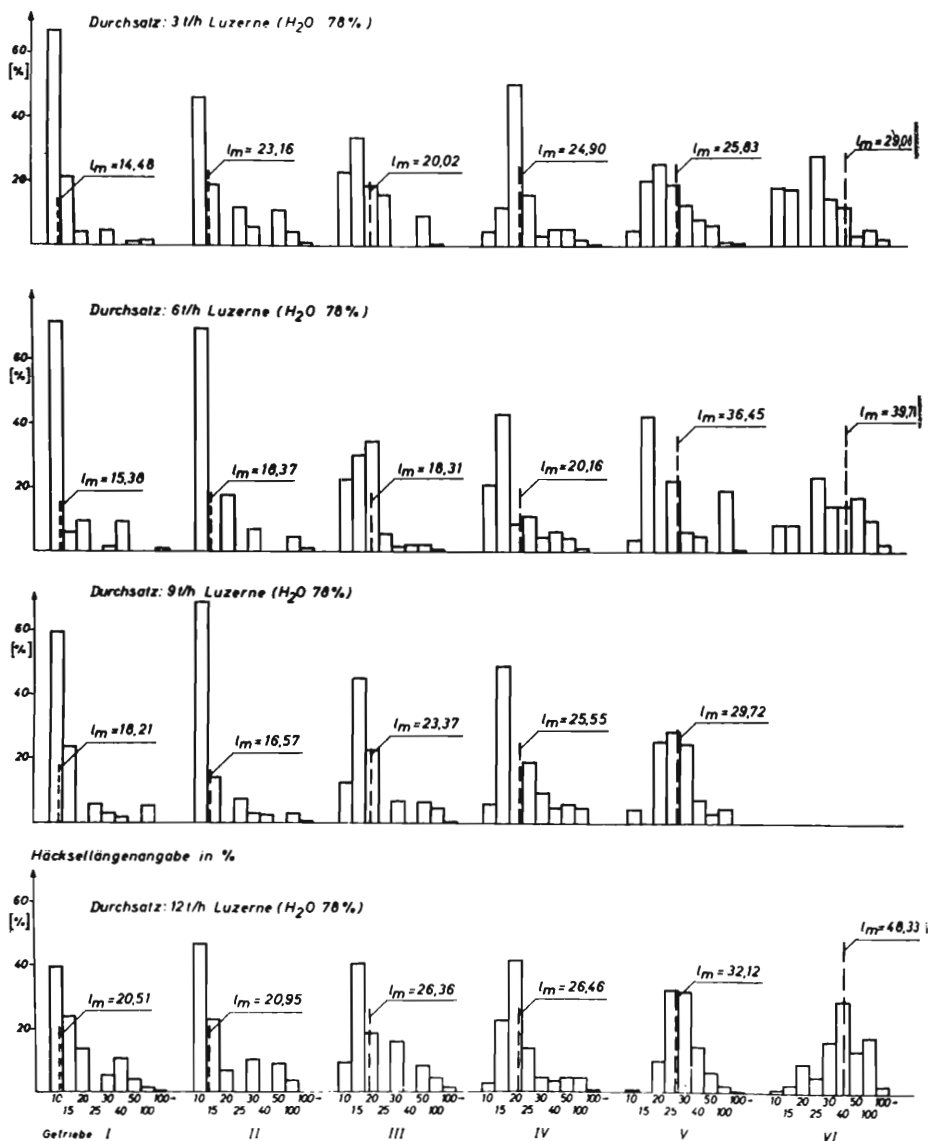


Bild 33 Einfluß der Schnittlängeneinstellung und verschiedener Durchsatzleistungen auf die Verteilung der Häcksellänge von Luzerne (H₂O 78%) Trommel-Feldhäcksler-Prüfstand für schmale Trommeln IIa.

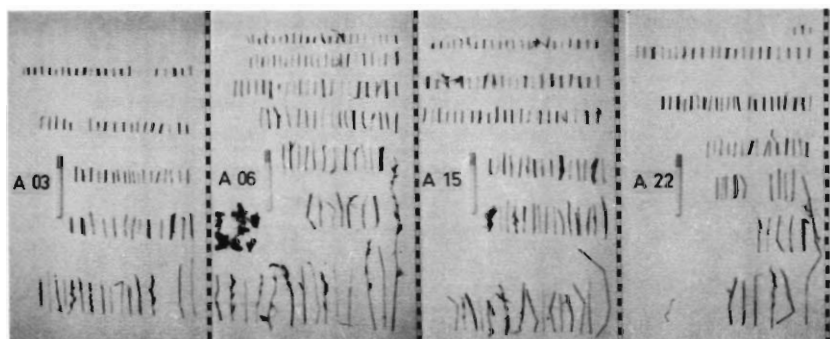


Bild 34 Häckselp Proben der Versuchsreihe A (03,09,15,24)
Gut Luzerne: Getriebeeinstellung III konstant

Durchsatz Q: $Q_{03} = 3 \text{ t/h}$ $Q_9 = 9 \text{ t/h}$

$Q_{09} = 6 \text{ t/h}$ $Q_{24} = 12 \text{ t/h}$

erz. mittl. Häcksellänge im vergl. Tab. IV

Bemerkenswert ist, daß bei zunehmender Schnittpolsterstärke (das entspricht einem höherem Durchsatz) die mittlere Häcksellänge von der Schnittlängeneinstellung in zunehmendem Maße abweicht (Bild 31 und 34). Die Ursache konnte bei diesen Versuchen nicht ermittelt werden. Es ist anzunehmen, daß bei größer werdender Polsterstärke die Zupfwirkung der Häckselmesser zunimmt. Die Zunahme der Häcksellänge bei größerer Polsterstärke kann z.T. auch ihre Ursache in der Art der Führung der oberen Vorpreßwalze haben. Aus Sichtgründen war die Halterung des oberen Preßwalzenrahmens nicht im Drehpunkt der Trommel vorgesehen, sondern siehe Trommelprüfstand 1 und 2, außermittig. Dies bedeutet bei zunehmender Polsterstärke einen um 2 - 3 mm größeren Abstand der oberen Preßwalze zum Trommelradius. Einen weiteren Einfluß auf die mittlere Häcksellänge hat auch die Stellung der Gegenschneide; hierauf wird später in Kap. 336 noch eingegangen.

3.32 Einfluß des Durchsatzes auf den Leistungsbedarf

Der Leistungsbedarf für das Schneiden bei konstantem Durchsatz nimmt zu oder ab mit kürzerer oder längerer Schnittlängen-Einstellung der Einzugsorgane. Die Meßergebnisse von Güth [15] bei Gebläsehäckslern wurden vergleichsweise bei der Trommel bestätigt.

Um die Aussage der zahlreich durchgeführten Versuche mit verschiedenen Materialien und verschiedenen konstant gehaltenen Durchsatzmengen in einem Diagramm herauszustellen, sind die Ergebnisse (Bild 35, Tabelle Va und b) im doppellogarithmischen Maßstab in Bild 36 aufgetragen und zwar in der Ordinate der Leistungsbedarf der Trommel und in der Abszisse die theoretische Schnittlängeneinstellung. Der Leistungsbedarf für die Trommel nimmt, wie zu erwarten war, bei den untersuchten Materialien: Gras, Luzerne und Mais mit abnehmender Schnittlänge linear zu. Der Leistungsbedarf nur für das Schneiden würde, theoretisch im doppelt logarithmischen Maßstab aufgetragen, eine Gerade unter 45° darstellen.

$$L = C \cdot x^{-1}$$

wobei L der Leistungsbedarf
x die theoretische Häcksellänge
und C eine Konstante darstellt.

Getriebeeinstellung $n_{Tr}=1000$			I				II				III			
theoretische Schnittlänge			8,45 mm				11,22 mm				16,9 mm			
Schnittgut	Durchsatz	Wassergehalt	l_m	N_{Tr}	η	$N_{Tr\ off}$	l_m	N_{Tr}	η	$N_{Tr\ off}$	l_m	N_{Tr}	η	$N_{Tr\ off}$
	t/h	H ₂ O in %	mm	Kw		Kw	mm	Kw		Kw	mm	Kw		Kw
Luzerne	3	78	14,48	4,95	0,486	2,41	20,02	4,85	0,478	2,32	23,16	4,8	0,475	2,28
	6		15,38	7,00	0,508	4,12	18,31	6,6	0,57	3,76	18,37	6,45	0,565	3,64
	9		16,57	10,55	0,678	7,15	18,21	9,35	0,657	6,14	23,37	8,80	0,645	5,68
	12							14,75	0,7	10,33		11,35	0,688	7,81
Gras	6	65	20,51	11,85	0,693	8,21	20,95	10,05	0,67	6,73	24,85	9,15	0,652	5,97
	9			16,55	0,7	11,59		16,15	0,7	11,31		12,0	0,695	8,34
	12							17,75	0,7	12,43		17,35	0,7	12,15
Maie	9		9,54	7,95	0,622	4,94	11,28	7,05	0,59	4,16	18,77	6,75	0,578	3,9

Bild 35a Tabelle Va (Getriebebestellung I + III)

Leistungsbedarf der Trommel und erzielte Häcksellänge l in
 Abhängigkeit von Schnittgut, Durchsatz und der theoretischen
 Schnittlängeneinstellung

Fortsetzung Bild 35b

Getriebeeinstellung $n_{Tr}=1000$			IV				V				VI			
theoretische Schnittlänge			18,78 mm				24,6 mm				36,8 mm			
Schnittgut	Durchsatz	Vassergehalt	l	N_{Tr}	η	$N_{Tr\ off}$	l	N_{Tr}	η	$N_{Tr\ off}$	l	N_{Tr}	η	$N_{Tr\ off}$
	t/h	H ₂ O in%	mm	Kv		Kv	mm	Kv		Kv	mm	Kv		Kv
Luzerne	3	78	24,9	4,8	0,475	2,28	25,83	4,5	0,454	2,04	29,07	4,0	0,41	1,64
	6		20,16	6,40	0,563	3,6	36,45	6,00	0,545	3,27	39,78	5,65	0,527	2,98
	9		25,55	8,65	0,64	3,54	29,72	8,20	0,63	3,17		6,90	0,585	4,04
	12		26,46	10,10	0,67	6,77	32,12	10,05	0,669	6,72	48,33	8,5	0,637	5,41
Gras	6	65		8,95	0,648	5,8	26,36	8,75	0,643	5,63	33,3	8,30	0,632	5,25
	9			11,55	0,69	7,97		10,85	0,682	7,4		10,10	0,67	6,77
	12			13,75	0,7	9,63		13,55	0,7	9,49		12,6	0,698	8,79
Maiss	9		22,36	5,85	0,537	3,14	27,38	5,65	0,527	2,98	34,39	5,35	0,51	2,73

Bild 35b Tabelle Va (Getriebeeinstellung IV - VI)

Fortsetzung von Bild 35a. Leistungsbedarf der Trommel und erzielte Häcksellänge l in Abhängigkeit von Schnittgut, Durchsatz und der theoretischen Schnittlänge-einstellung.

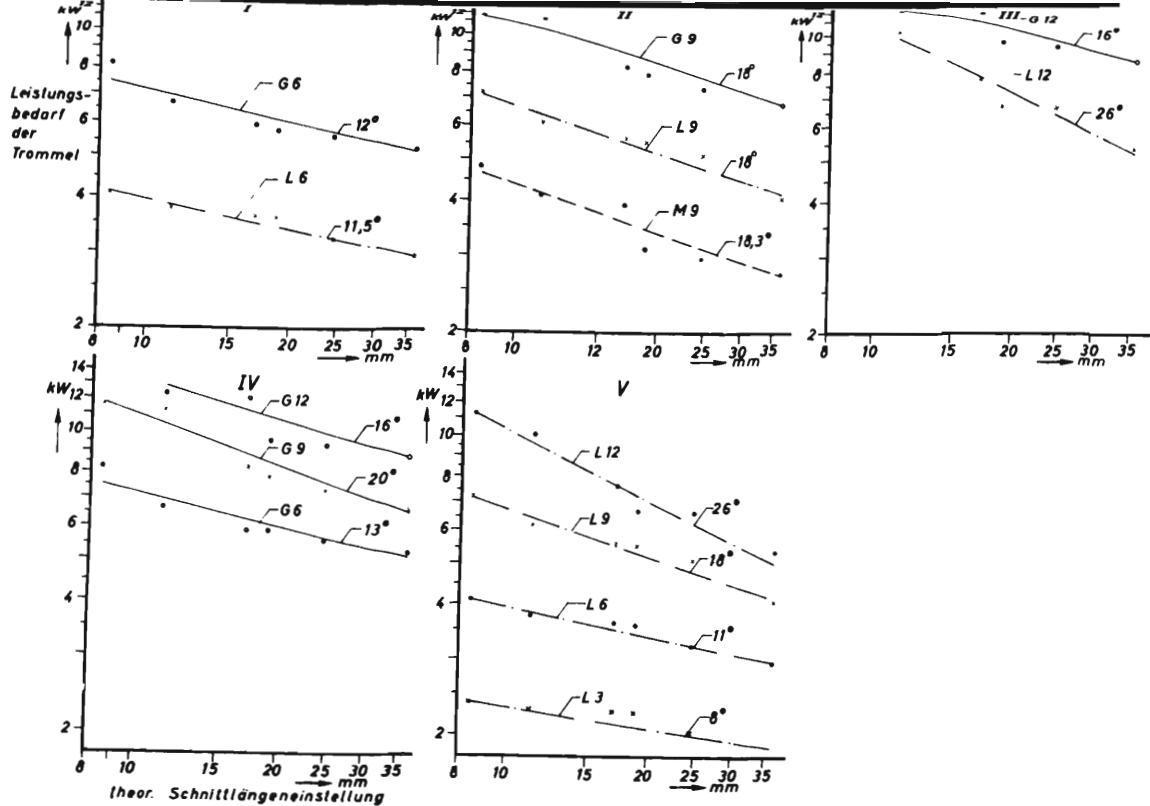


Bild 36 Leistungsbedarf der Trommel bei verschiedenen Schnittgüte, 1, unterschiedlichen Durchsatz in Abhängigkeit von der Schnittlängeinstellung (G=Gras; L=Luzerne; M=Mais) (3, 6, 9, 12 Durchsatz in t/h)
 Die Winkelgerade an den Geraden dienen nur zur technischen Übertragung

Mit der vorliegenden Versuchsanordnung ist nicht beabsichtigt, die Schnittleistung der Häckselmesser selbst festzustellen. Sie diene vielmehr zur Klärung der Fragen: Welchen Einfluß haben die unterschiedlichen Erntegüter bei verschiedenen Schnittlängen-Einstellungen auf den Leistungsbedarf der Trommel und welche Schnittlängeneinstellungen erscheinen ausreichend für die geforderte bzw. erzielte Häcksel-
länge?

In dem Bild 37 ist die Änderung, die die Kurvenschar V aus dem Bild 36 erhält, aufgetragen, wenn man den Leistungsbedarf der Trommel über der erzielten durchschnittlichen Häcksel-
länge und über die jeweiligen theoretisch eingestellten Schnittlängen aufträgt.

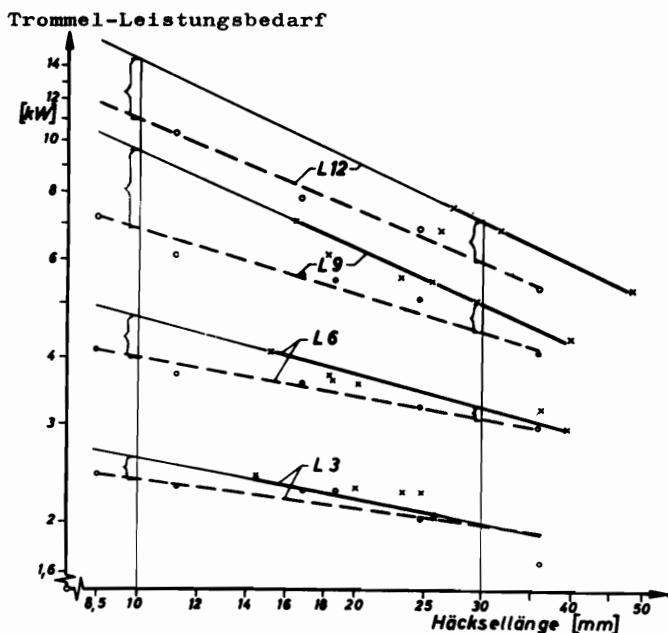


Bild 37 Leistungsbedarf der Trommel bei unterschiedlichem Durchsatz (3-12 t/h Luzerne) in Abhängigkeit

- a) von der Schnittlängeneinstellung und
- _____ b) von der mittleren erzielten Häcksellänge

Die zunehmende Steigung "b" der Geraden bei größerem Durchsatz läßt auf eine zunehmende Preßarbeit schließen, die von der Trommel vor dem eigentlichen Schneiden geleistet werden muß. Aus dieser Kurvenschar ist für die konstruktive Ausbildung des Häckslers abzulesen, daß es sinnvoller erscheint, bei größeren geforderten Schnittleistungen mehr Messer an der Trommel unterzubringen, als die Durchlaßhöhe des Schnittrahmens zu erhöhen [6]. "Bei Anstieg der Gutdicke von 6,35 mm auf 12,7 mm steigt der Energiebedarf um 25 % bei Luzerne."

Von Bedeutung in diesem Zusammenhang ist auch der spezifische Energiebedarf bezogen auf die erzielte Häcksellänge.

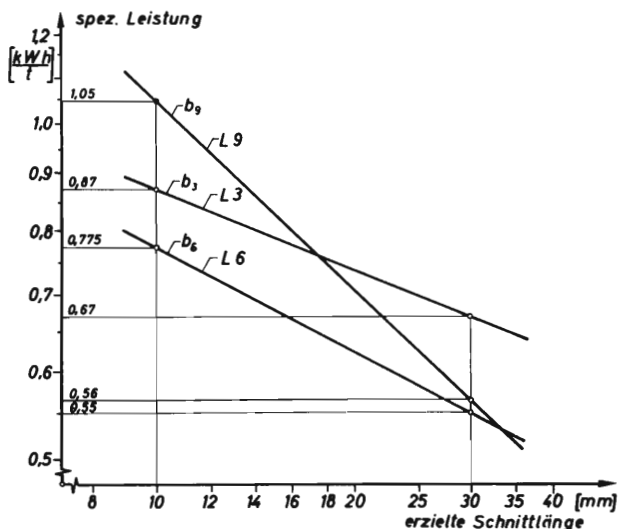


Bild 38 Spezifischer Leistungsbedarf der Trommel bei unterschiedlichem Durchsatz (L=3; 6; 9 t Luzerne) in Abhängigkeit von der erzielten Häcksellänge (Schnittlänge)

Aus den graphischen Darstellungen Bild 38, wo der spezifische Energiebedarf über die erzielte Häcksellänge aufgetragen wurde, wird nachfolgend versucht, eine bloß formale Gesetzmäßigkeit für die Geraden der Durchsätze 3,6 und 9 t/h anzugeben [35] .

$$L = C \cdot x^b$$

C bestimmt den Ordinatenabschnitt

b bestimmt die Steigung der Geraden

b = 1 = Hyperbel im geometrischen Koordinatensystem

Für jede Gerade (Durchsatz 3, 6 und 9 t/h) wird wie folgt b und C bestimmt:

a) Bestimmung von b

$$L = C \cdot x^b$$

$$C = L \cdot x^{-b} = L_1 \cdot x_1^{-b} = L_2 \cdot x_2^{-b}$$

wobei die Indizes 1 und 2 zwei Punkte der Geraden darstellen.

$$L_1/L_2 = (x_1/x_2)^b$$

$$b = \frac{\ln(L_1/L_2)}{\ln(x_1/x_2)}$$

$$b_3 = \frac{\ln(0,87/0,67)}{\ln(10/30)} = \frac{0,262}{-1,111}$$

$$b_3 = -0,236$$

$$b_6 = -0,311$$

$$b_9 = -0,565$$

b) Bestimmung von C

$$C = L_1 \cdot x_1^{-b}$$

$$C_3 = L_1 \cdot x_1^{-b_3}$$

$$C_3 = 0,87 \cdot 10^{-0,236} = 0,87 \cdot 10^{0,236}$$

$$= 0,87 \cdot 1,72 = \underline{1,495}$$

$$C_6 = 0,775 \cdot 10^{0,311} = 0,77 \cdot 2,1$$

$$\underline{C_6 = 1,63} = 1,05 \cdot 3,66$$

$$C_9 = 1,05^{-0,565}$$

$$\underline{C_9 = 3,85}$$

Aus dem Bild 38 ist erkennbar, daß der spezifische Energiebedarf für den Durchsatz von 6 t/h am niedrigsten liegt. Es sei jedoch bemerkt zu diesem Diagramm, daß die Versuchsanordnung keine 100 % Gewähr gibt für die aufgezeichneten Meßpunkte. Beim Vergleich der Darstellungen von Bild 37 und 38 wird deutlich, daß für den Konstrukteur die vorliegenden Gesetzmäßigkeiten konstruktive Hinweise für eine Neuauslegung einer Maschine geben.

3.33 Einfluß des Abstandes "a" zwischen Messerschneide und Gegenschneide auf die Leistungsaufnahme

Bezüglich des Einflusses des Abstandes "a" auf den Leistungsbedarf der Trommel wurde in den Versuchsreihen I (31) und II (323) schon hingewiesen. Dieser Einfluß, der sich bei der Versuchsreihe I (breite und weiche Trommel) besonders deutlich bemerkbar machte (siehe Bild 39, Tabelle VI und Bild 40), wurde bei der Versuchsreihe III mit schmaler und steifer Trommel durch zahlreiche Messungen bestätigt.

Der geringere prozentuale Anstieg wird damit begründet, daß

- a) die schmale Trommel wesentlich steifer gebaut wurde,
- b) das Erntegut in dem schmaleren Schnittkasten mehr zusammengepreßt ist und nur eine geringere Verschiebung der Halme untereinander zuläßt
- c) bei größer werdender Polsterstärke (größerer Durchsatz) der Einfluß b) im positiven Sinne noch stärker hervortritt.

Getriebe-Einstellung				II			II			II			II		
Abstand der Gegenschneide				0,5 mm			2,0 mm			3,5 mm			5,0 mm		
	Wasser- gehalt	Durch- satz		N _{Tr}	η	N _{Tr} eff	N _{Tr}	η	N _{Tr} eff	N _{Tr}	η	N _{Tr} eff	N _{Tr}	η	N _{Tr} eff
Schnitt gut	H ₂ O	t		Kw		Kw	Kw		Kw	Kw		Kw	Kw		Kw
Versuchsreihe mit breiter Trommel (720)															
Gras	65 %	3,6	Sp	11,0	0,685	7,54	24,0	0,7	16,8	25,2	0,7	17,64	32,0	0,7	22,4
			pl	9,6	0,662	6,36	19,2	0,7	12,04	21,2	0,7	14,84	25,6	0,7	17,92
Versuchsreihe mit schmaler Trommel (400)															
Gras	65 %	3,0	Sp				6,45	0,565	3,64	8,0	0,623	4,98	8,4	0,635	5,31
			pl				5,00	0,488	2,44	6,4	0,563	3,6	6,55	0,568	3,83
Gras	65 %	6,0	Sp	11,35	0,688	7,81	11,6	0,69	8,0	14,9	0,7	10,43	19,75	0,7	13,83
			pl	8,65	0,64	5,54	9,8	0,665	6,52	11,8	0,692	7,17	13,15	0,7	9,21
Gras	65 %	9,0	Sp	18,15	0,7	12,71	19,15	0,7	13,41	19,15	0,7	13,41			
			pl	13,35	0,7	9,35	14,75	0,7	10,33	15,55	0,7	10,89	17,15	0,7	12,00

Bild 39 Tabelle VI Leistungsbedarf in Abhängigkeit von Abstand "a" zwischen Trommel und Gegenschneide bei verschiedenen Durchsätzen

Der Leistungsbedarf der Trommel nimmt augenscheinlich mit größer werdendem Abstand "a" linear zu. Die durchschnittlichen Spitzenwerte im Diagramm des Leistungsschreibers zeigen diese Tendenz.

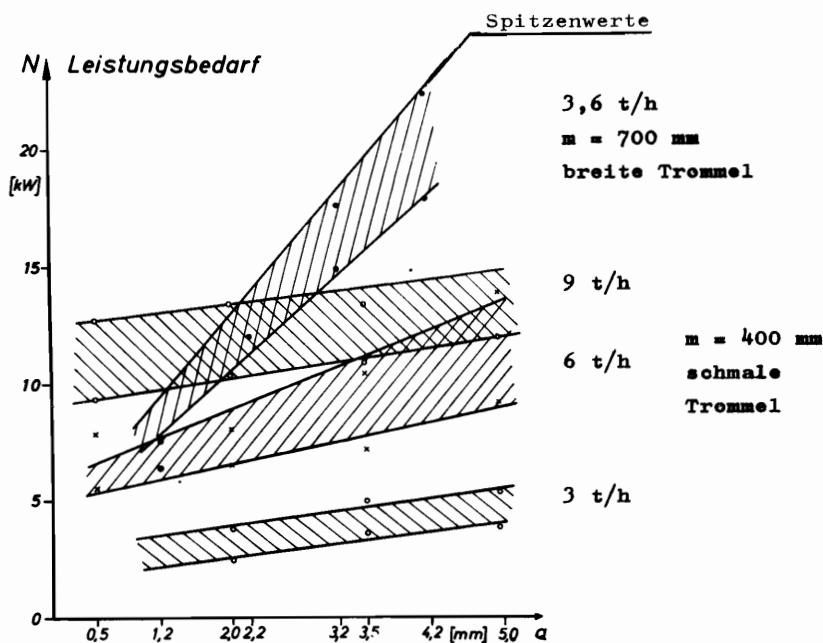


Bild 40 Leistungsbedarf in Abhängigkeit vom Abstand "a" zwischen Trommel und Gegenschneide bei verschiedenen Durchsätzen

Zur Untersuchung der Einflüsse von Messerschärfe, Messerschleif und Messerausführung war ein weiterer Prüfstand und somit eine weitere Versuchsreihe IV erforderlich.

334 Einfluß der Häcksellänge auf die Wurfweite

Dieser Versuch diente u.a. zur Ermittlung der Umfangsgeschwindigkeit, die notwendig war, um die erforderliche Wurfweite zu erzielen. Gleichzeitig sollte er zeigen, in welchen Grenzen man bei genügender Wurfweite die Trommeldrehzahl noch verändern kann, um ggf. eine einfache zweite Möglichkeit der Schnittlängenverstellung zu erhalten, die bei der Bergung von Belüftungsheu von Bedeutung sein kann.

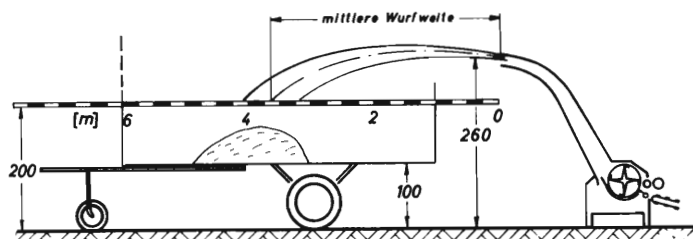


Bild 41 Versuchsanordnung zur Ermittlung der Wurfweite

Gut	Luzerne		Gras	
	II	VI	II	VI
Getriebe				
Trommel n [U/min]	Wurfweite			
	[m]	[m]	[m]	[m]
750	5,0	5,5	5,0	5,0
850	6,0	6,25	6,8	5,5
1000	6,2	8,0	7,5	7,2
1200	7,0	8,8	8,0	9,2

Bild 42 Tabelle VII
Meßergebnisse; Wurfweite in Abhängigkeit
von Gut, Drehzahl und Schnittlängeneinstellung

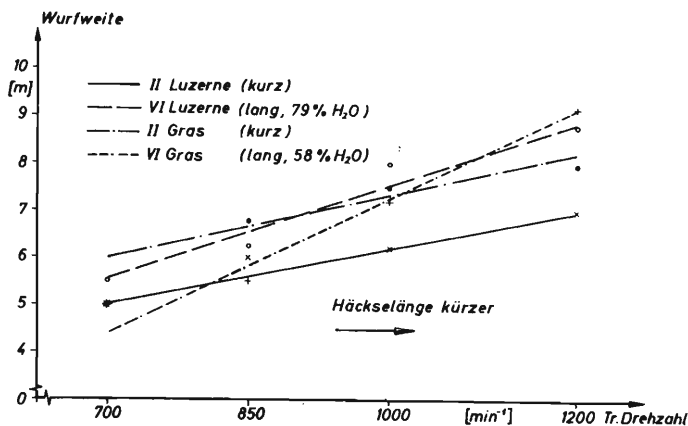


Bild 43 Wurfwerte in Abhängigkeit von der Drehzahl, der theoretischen Häckselänge und des Erntegutes

Die Ergebnisse des Versuches, vergl. Bild 43, gaben keine eindeutige Aussage. Sie lassen jedoch erkennen, daß außer der Drehzahl der Feuchtigkeitsgehalt des Erntegutes und die erzielte Häckselänge offensichtlich einen Einfluß auf die Wurfwerte ausüben. Ein Drehzahlabfall um 10 %, wenn die Betriebsdrehzahl 1 000 U/min beträgt, wirkt sich auf die erforderliche Wurfwerte von 5.0 m noch nicht aus. Bei höheren Durchsätzen ab etwa 15 t/h wurden allerdings um etwa 10 % geringere Wurfwerte bei Feldversuchen beobachtet.

335 Einfluß von Messerschärfe und Anschliff auf den Leistungsbedarf (elektronischer Vergleich)

Das Bild 44 zeigt vereinfacht die Messerkanten der hier untersuchten Trommel 8. Bezüglich der Gegenschneide ist zunächst allgemein zu sagen, daß diese in der Versuchsanordnung (nach Bild 44) um 3 mm zurückgeschliffen war, weil das Trommelgehäuse im allgemeinen mit nur 3 mm Spiel um die Trommel verlegt werden darf (die diesbezüglichen früheren Feststellungen [39] haben sich auch in unseren Versuchen bestätigt). Springt also die Gegenschneide vor, so berührt sie im vorderen Punkt die Messerkante.

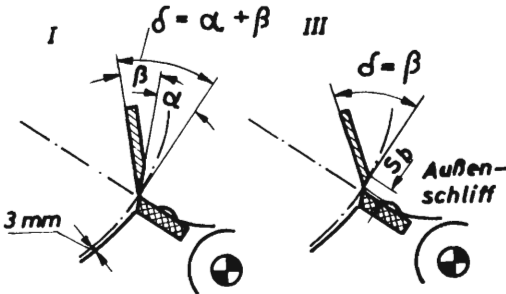


Bild 44 Messerwinkel bei der Trommel

Ist letztere wie in Bild 44 (I) bis auf Null hinterschleifen, so muß sich nach verbreiteter Ansicht der beste Schnitt ergeben, denn Messerkante und Gegenschneide berühren sich nur in einem Punkt bzw. über das Messer hinweg auf einer Linie und treten dann wieder zurück. Bei einem außengeschliffenen Messer (Bild 44 - III) über die volle Messerdicke von 10 mm ist die Berührung länger (15 mm). Es ist zwar noch eine Punkt- oder Linienberührung vorhanden, da die Gegenschneide zurückgeschliffen ist, aber immerhin könnte ein Klemmen durch nachschiebendes Gut zwischen Anschliffbreite (S_b) und Gegenschneide eher auftreten.

Bei der eingangs erwähnten Bedeutung außengeschliffener Messer war es richtig, zu diesen Zusammenhängen durch Versuche Hinweise zu geben. Feldversuche und Bandstraßenversuche bringen hier keinesfalls Aussagen.

Durch die Montage von verschiedenen Messerformen auf ein- und derselben Trommel und unter Zuhilfenahme der elektronischen Meßverfahren und einer Laufbildkamera (Filmgeschwindigkeit 0,5 - 1,5 m/s) erhielten wir vertiefte Einblicke.

Vergleich von scharfen und stumpfen Messern:

So wurde zunächst der Einfluß der Messerschärfe auf diese Weise untersucht. Bild 45 zeigt drei Messerformen auf ein- und derselben Trommel montiert, und zwar zunächst zwei scharf geschliffene und ein stumpfes; dazu das entsprechende Oszillogramm und die Auswertung - Bild 46 - .

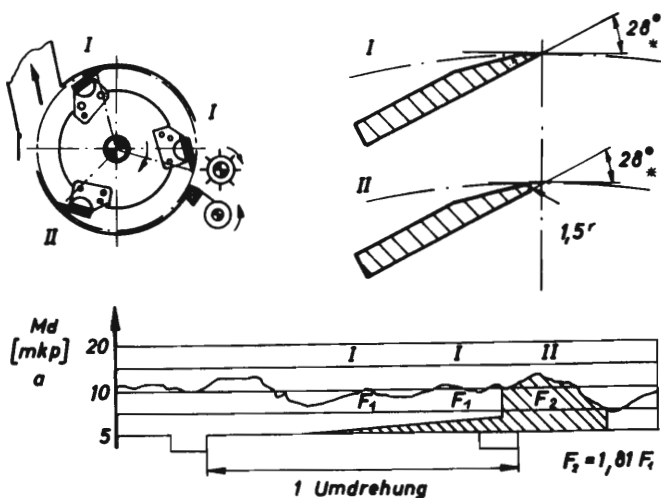
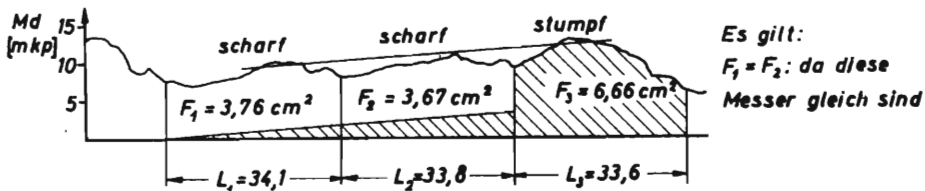


Bild 45 Einfluß der Messerschärfe auf Drehmoment, 3 Messer (2 scharfe (I), 1 stumpfes (II), $r = 1,5$ mm) auf einer Trommel



Daraus ergibt sich durch Planimetrieren ein Mittelwert

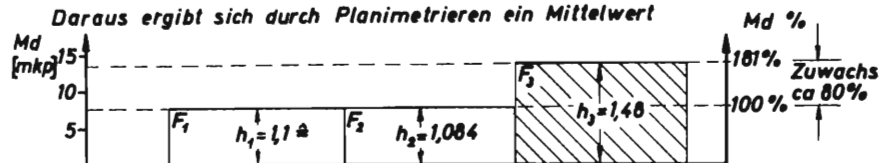


Bild 46 Einfluß von Messerschärfe und Anschliff unten: Auswertung

Das Drehmoment M_d der Messer I_1 , I_2 (F_1 u. F_2) ist annähernd konstant, während das Drehmoment des Messers II (F_3 stumpf) einen Zuwachs um ca. 80 % aufweist. Die Rückwirkung von Messerform II (siehe schraffierte Flächen) auf die beiden Messer der Messerform I wurde auf Grund der zahlreichen Vergleichsversuche bei der Auswertung berücksichtigt).

Die Messung wurde im Trommelprüfstand an einem Heuschwad von 3 - 6 t/h Durchsatz gemacht, (10 % H_2O -Gehalt). Die Näherungsmethode berücksichtigt den Einfluß des stumpfen Messers auf die beiden scharfen Messer.

Wie aus Diagramm Bild 46 hervorgeht, beträgt die zu leistende Arbeit beim stumpfen Messer gegenüber dem scharfen Messer bei diesem Versuch das 1.8fache.

Anschliff-Breite S_b :

Bild 47 zeigt zwei Messerformen ebenfalls auf ein- und derselben Trommel montiert und zwar hinterschliffen auf eine Schliffbreite von 3 mm (IV) und außengeschliffen mit einer Schliffbreite von 15 mm (III).

Während im Bild 45 und in der Auswertung Bild 46, bei der Verwendung eines stumpfen Messers im Vergleich zu einem scharfgeschliffenem Messer eine außerordentliche Beanspruchungsspitze auftritt, unterscheiden sich die zwei Messerformen IV und III kaum.

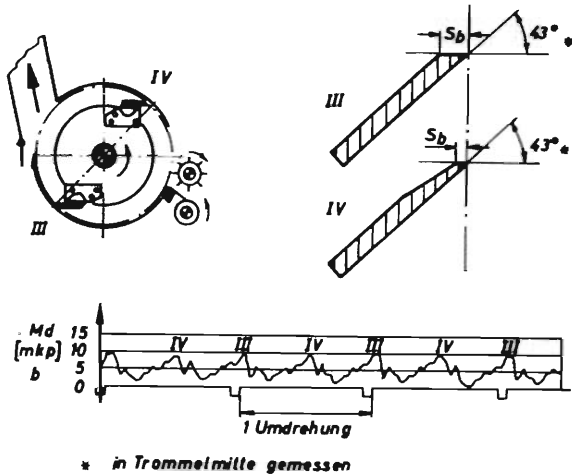


Bild 47 Einfluß der Anschliffbreite (S_b) auf das Drehmoment, 2 Messer auf einer Trommel

Daraus wäre zu folgern, daß (bei einer um 3 mm zurückgeschliffenen Gegenschneide) ein außengeschliffenes Messer nicht schwerer gängig ist, als ein bis auf etwa 3 mm Schliffbreite S_b (IV) hinterschliffenes oder gar annähernd auf Null hinterschliffenes Messer (I).

Vergleich von Außenschliff und Innenschliff:

In einem weiteren Versuch, Bild 48, wurden neben der Messerform III und IV gemeinsam auch noch die Messerform V auf einer Trommel untersucht. Die Messerform V ist innen geschliffen. Der Versuch sollte zeigen, ob Unterschiede in der Leistungsaufnahme bei außen- und innengeschliffenen Messern vorhanden sind. Der Versuch wurde mit einem Durchsatz von 3 t/h und einer Drehzahl von $n_t = 1000$ gefahren. Die mittlere Hacksellänge l_m betrug 30mm.

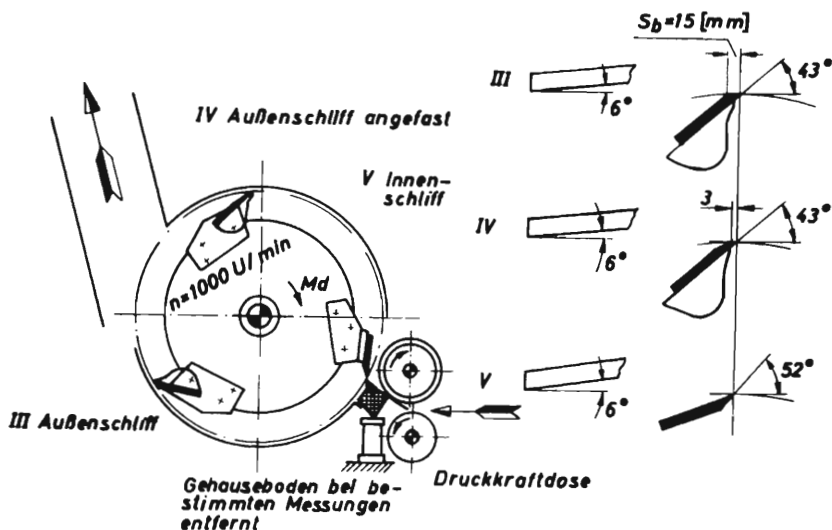


Bild 48 Messerausführungen und Versuchsanstellung zur Ermittlung des Einflusses der Schliffart.

Auswertung:

Das Diagramm 1 auf Bild 49 zeigt den Kraftverlauf an der Gegenschneide, gemessen mit einer Druckkraftmeßdose Bild 60. Im Diagramm 2, Bild 49, ist das Drehmoment der Trommel wiedergegeben. Vergrößert man die Amplituden während der Messung elektrisch heraus, dann bekommt man das aufgezeichnete Diagramm 3. Diagramm 4 zeigt eine Messung, bei welcher der Gehäuseboden entfernt war, d.h. es wurde so annähernd nur die Schnittphase aufgezeichnet. Das Diagramm ist an einer besonders dichten Stelle im Heuschwad (Q ca. 6 t/h) entstanden, es kann daher nicht zum Vergleich zum Diagramm 2 herangezogen werden. Es dient zur Charakterisierung des Schnittvorganges.

Nur im stark vergrößerten Diagramm 3 sind kleine Unterschiede zwischen den Messerformen III, IV und V zu erkennen.

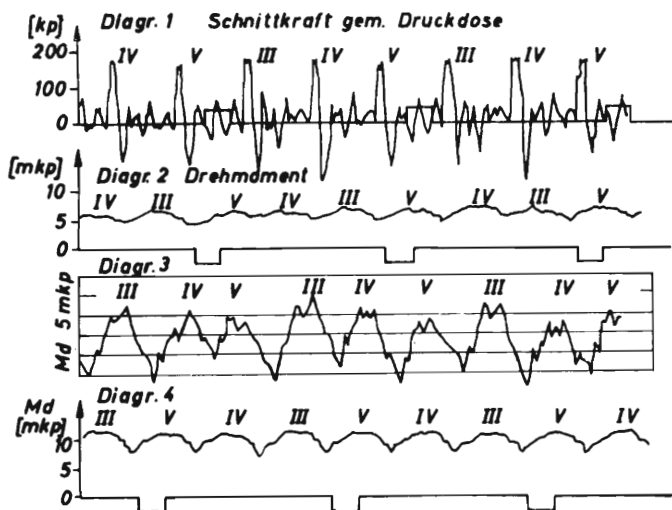


Bild 49 Einfluß der Schliffart (außen und innen) auf die Leistungsaufnahme (Drehmoment) bzw. die Schnittkraft

Zusammenfassend ergab dieser Unterabschnitt (3.35) der Versuchsreihe II:

1. Die Verwendung von stumpfen Messern (II) oder ein zu großer Abstand "a" von Gegenschneide und Messer (vergl. Kap. 3.33) bewirkt in der Regel einen durchschnittlichen Mehrbedarf an Leistungsaufnahme von 80 + 100 %, bei großem Durchsatz sogar von 250 %.
2. Die kaum meßbaren Unterschiede zwischen den unterschiedlich angeschliffenen Schliffbreiten von 15 + 1 mm (III, IV und I) und dem Innenschliff (V), sind so gering, daß sie vernachlässigt werden können.

336 Einfluß der Stellung der Gegenschneide auf die Annahmefreudigkeit des Gutes und die erzielbaren Häcksellängen

Um die Fragen hinsichtlich der Stellung der Gegenschneide zu klären, wurde in der Versuchsreihe III eine Winkelverstellung der Gegenschneide (nach Bild 50) vorgesehen und eine Reihe von Versuchen damit durchgeführt.

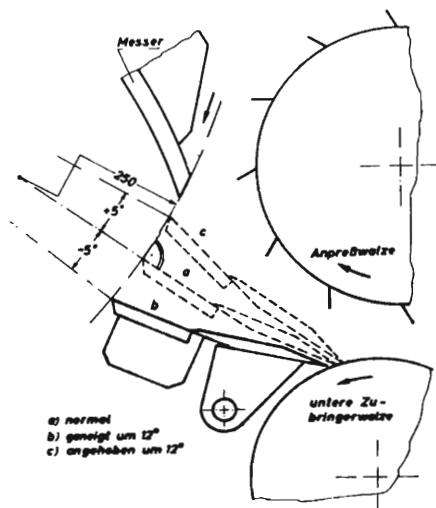


Bild 50 Verschiedene Anstellungen der Gegenschneide zur Ermittlung ihres Einflusses auf die Häcksellänge und die Annahmefreudigkeit

Zur Beurteilung der drei gewählten Stellungen muß man auch die Rückwirkungen auf die erzielten Häcksellängen bei entsprechenden Durchsätzen mit einbeziehen. Zweifellos sind Stauungen, die bei angestellter Gegenschneide auftreten, im Mundstück unerwünscht, weil sie die Funktionssicherheit der Maschine gefährden, auch wenn eine kürzere und gleichmäßigere Häcksellänge erzielt wird. Die Stauungen treten augenscheinlich nicht so sehr bei den stengeligen Gütern wie Mais und Luzerne auf, wie bei den weichen Gräsern.

Eine Verstellung mit der Schnittrichtung (b) ergibt eine wesentlich bessere Annahme, erhöht jedoch die Häcksellänge (vergl. Bild 51). Das Gegenteil tritt ein, wenn die Gegenschneide entgegen der Schnittrichtung verstellt wird (c). Dann wird die Annahmefreudigkeit der Trommel geringer, die Einhaltung einer exakten Häcksellänge aber besser (vergl. Bild 51). Auch amerikanische Untersuchungen (6 und 7) ergaben diesen Zusammenhang. Hieraus folgt, daß es möglicherweise zweckmäßig sein kann, die Gegenschneide verstellbar anzuordnen oder zumindest durch verschiedene Unterlagen die Lager verändern zu können, wobei kleine Winkelveränderungen von nur $3 - 5^{\circ}$ gegen die Schnittrichtung eine wesentlich exaktere Häcksellänge und mit der Schnittrichtung eine bessere Annahme erzielen.



Bild 51 Einfluß der Stellung der Gegenschneide auf die Häcksellänge. Häckselprobe in der Mitte a) b) und c) geneigte Stellung um ca. 12°

3.4 Versuchsreihe IV (2.222 auf Prüfstand 3)

Diese Versuchsreihe sollte verschiedene speziell interessierende Fragen vor allem in konstruktiver Richtung klären.

3.41 Einfluß von 3 ausgewählten Messerformen

Nicht nur der Schnitt und die Vorgänge um denselben, sondern auch die Bauform der Wurfmesser ist im Zusammenhang mit den Versuchen (Kap. 3.35) von grundsätzlicher Bedeutung.

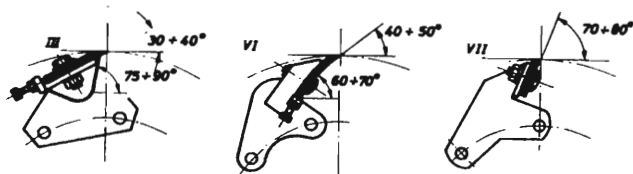


Bild 52 3 ausgewählte Wurfmesserformen
III gerades Messer mit Wurfnase
VI gewölbtes Messer
VII steil gestelltes Messer (gerade)

Die in Bild 52 dargestellten Messerformen III, VI, VII wurden genauer, teils auch unter Zuhilfenahme von Dehnmeßstreifen untersucht. Alle Messer sind außen schleifbar.

Vergleicht man die Formen zunächst ansichtsmäßig, so stellt die Form III ein gerades, leicht herstellbares Messer dar, welches mit einer sogenannten Wurfnase versehen ist. (Siehe Seite 90, Bild 59). Durch diese Kombination soll erzielt werden:

- ein günstiger Schnitt mit einem verhältnismäßig geringen Anstellwinkel ($\approx 30^\circ$) und
- mit der Wurfnase, um auch einen guten Wurfeffekt zu erreichen.

Der Anstellwinkel λ für die Wurfnase liegt zwischen $75 - 90^\circ$. Die Wurfnasen selbst können innen leicht gewölbt sein und als stromlinienförmig bezeichnet werden. Sie bilden mit der Messerhalterung gleichzeitig eine sehr steife Schweißkonstruktion gegen die Flieh- und Schneidkräfte, die auf die Trommel wirken.

Bei der Form III - besonders wenn die Messer nur auf 30° angestellt sind - verschließen die schnell umlaufenden Messer, wenn sechs auf die Trommel montiert sind, zweifellos die Eintrittsöffnung bis zu einem gewissen Grad, was bei der Form VI nicht beobachtet werden konnte. Die Form III wäre zumindest auf einen größeren Anstellwinkel anzustellen, um mindestens auch bei kleineren Trommeln mit sechs Messern eine gute Annahmefreudigkeit zu gewährleisten.

Die Messerform VI zeigt eine leichte Wölbung mit einem Anstellwinkel λ von außen 42° und innen bis auf 60° ansteigend (vergl. Form b, Bild 2). Die Wölbung verbessert

- a) die Wurfeigenschaft gegenüber einem mit gleichem Anstellwinkel ausgeführten geraden Messer und
- b) die Steifigkeit des Messers durch Erhöhung des Widerstandsmomentes.

Die Form VI kann bei entsprechenden Vorrichtungen und Gesenken durchaus ebenfalls wirtschaftlich hergestellt werden - wie die Form III.

Die beiden hier besonders herausgestellten Trommeln 8 und 9 sind in Bild 20 und 22 abgebildet. Sie dürften Bauformen darstellen, die den eingangs gestellten vielfachen Forderungen bereits weitgehend entsprechen, obwohl Verbesserungen in Einzelheiten zweifellos noch möglich erscheinen.

Die Form VII, bei der die geraden Messer nur unter einem geringen Drallwinkel λ bis zu 5° mehr als Schlagleisten ausgebildet sind, ist am einfachsten. Sie ergibt durch den fast senkrechten Anstellwinkel λ ($75\dots 90^\circ$) einen guten Ablöse- und Wurfeffekt, der durch entsprechend höhere Luftleistung noch verstärkt wird. Die Bauart ist jedoch nur für geringe Schneidleistungen geeignet, da schon mit zunehmendem Schnittpolster ab 3 cm Dicke starke Kraftspitzen, die sowohl elektrisch als auch elektronisch gemessen werden konnten, einen unruhigen Lauf der Trommel und ein starkes Vibrieren des Häckslers hervorrufen.

3.42 Vergleich von drei Messerformen (III, VI und VII) auf einer Trommel.

Es wurden zunächst die Messerformen III und VI auf einer Trommel und dann die Messerformen VI und VII ebenfalls auf einer Trommel montiert untersucht. Die Anordnung und der Drehmomentenverlauf geht aus dem Bild 53 hervor.

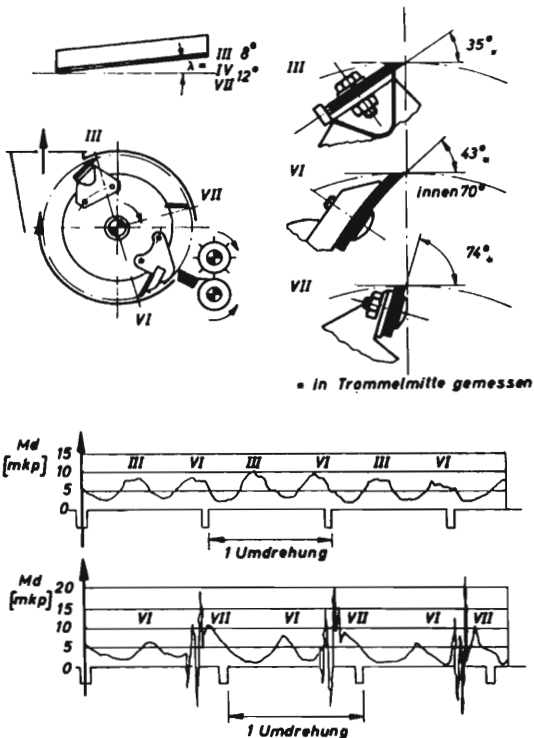


Bild 53 Vergleich von drei Messerformen
III gerades Messer mit großer Schlibfbreite
und Wurf Nase
VI gewölbtes Messer
VII gerades Messer steil gestellt.

Während zwischen den Messerformen III und VI keine wesentlichen Unterschiede auf dem Diagramm erkennbar sind, zeigt doch das entsprechende Diagramm für den Vergleichsversuch von Messerform VI und VII erhebliche Abweichungen.

Die Auswertung dieses Vergleichsversuches zwischen den Messerformen VI und VII ist nachstehend festgehalten. Die Bilder 54 und 55, in denen die Original-Meßstreifen mit der notwendigen Beschriftung versehen sind, lassen gleichzeitig die Auswertmethode erkennen. Der verwendete Drehzahlgeber ermöglichte eine zusätzliche 1/10 Unterteilung einer Umdrehung; die für die Auswertung erforderlich wurde.

1. Maßstab-Meßschrieb vergl. Bild 54 - 32/1

1 Umdrehung = 31 mm Wegmarkenabstand

0,9 mm = 5 mkp

2. Versuch 32: vergl. Bild 54 - 32/2 Q = 15 t Mais

1 Umdrehung = 47 mm Wegmarkenabstand

Maßstab M = $\frac{47}{31} = 1,515$

Somit	5 mkp	1,363 mm
	1 mkp	0,273 mm
	25 mkp	6,82 mm

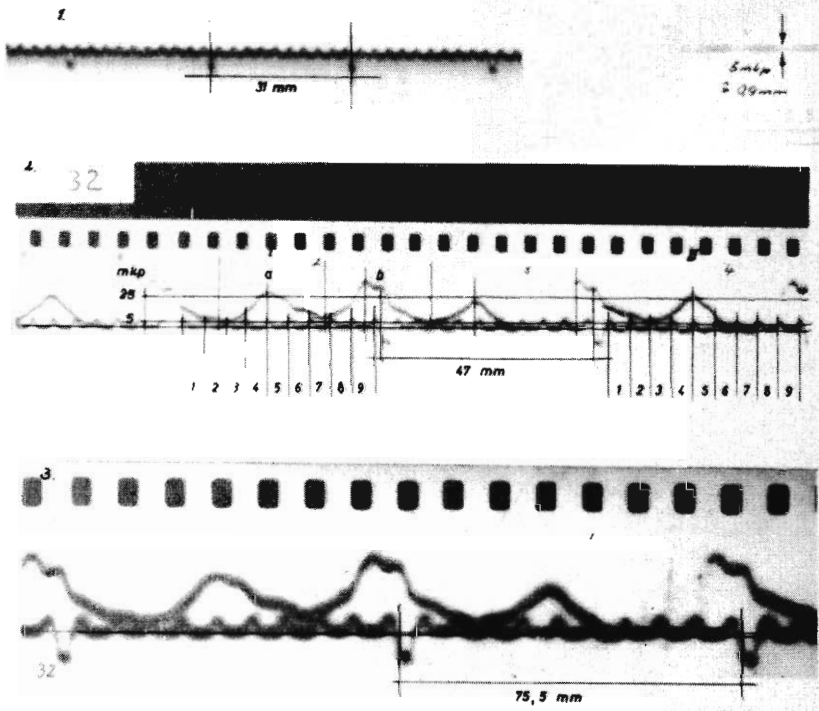


Bild 54 Auswertung der Vergleichsversuche zwischen den Messerformen a = VI und b = VII;

- Filmstreifen 32-1 Eichkurve
- Filmstreifen 32-2 Diagramm Durchsatz
Q 15 t/h Mais
- Filmstreifen 32-3 Diagramm wie 2,
jedoch vergrößert

Betrachtung der Ungleichförmigkeit während einer Umdrehung an zwei Meßstellen (I und II): Vergleichs Diagramm, Bild 54

lfd. Phasen-Nr	Meßstelle	
	I	II
	mm	mm ^x
1	4,9	4,8
2	4,8	4,5
3	4,4	4,5
4	4,6	4,7
5	4,6	4,9
6	4,7	4,8
7	4,6	4,6
8	4,7	4,5
9	5,0	4,8

^x Strecke für 1/10 Trommelumdrehung

End-Phase

Hauptphase nach dem Schnitt, d.h. im Zeitpunkt der größten Verzögerung,

bei 3 - 4 Messer VI
und 8 - 9 Messer VII

Die Drehzahl n beträgt 1 000 U/min. Daraus errechnet sich die Zeit für

$$t_1 = 0,06 \text{ s} \quad \text{für eine Umdrehung}$$

$$t_{10} = 0,006 \text{ s} \quad \text{für 1/10 Umdrehung}$$

Verzögerung während des Schnittes:

Messer VI (entspr. im Diagramm a)

Meßstelle	Phase (Abschnitt)		Verzögerung der Drehzahl n = 1 000 in %
	3	4	
I	4,4	4,6	4,5
II	4,5	4,7	4,5

Messer VII (entspr. im Diagramm b)

Meßstelle	Phase (Abschnitt)		Verzögerung der Drehzahl n = 1 000 in %
	8	9	
I	4,7	5,0	6,5
II	4,5	4,8	6,5

Bemerkung: Bei der Ausmessung der Zeitmarkenabstände besteht eine subjektive Fehlermöglichkeit. Nach dieser Betrachtung hat die Messerform VII gegenüber VI eine um 2 % höhere Verzögerung.

Auswertung der Spitzenbelastungen durch Betrachtung von 4 Umdrehungen (vergl. Bild 54 - 32/2):

Die Meßwerte von Messerform VI wurden gleich 100 % gesetzt, um die Mehrbeanspruchung infolge der Messerform VII gegenüber VI erkenntlich zu machen.

Messerform	laufende Umdrehung				Dimension
	1.	2.	3.	4.	
VI	6,3	7,6	6,0	7,4	mm ^x
	23,1	27,8	22,0	27,1	mkp
	100	100	100	100	%
VII	10,2	10,0	10,2	10,2	mm
	37,3	36,6	37,3	37,3	mkp
	161	131,5	170	137	%

^x Schriebhöhe des Lichtstrahles der Kamera

Die Differenz beträgt bei den 4 untersuchten Umdrehungen 30 + 70 %. Die Betrachtung vieler Umdrehungen auf dem gleichen Meßstreifen erhärtete diese Auswertung.

Ermittlung des mittleren aufgewendeten Drehmomentes Bild 54 - 32/2:

Messer	Fläche	Länge der planim. Fläche L_o	Ampl. H	Dreh- moment	Leistg. Vergl.	
	F mm				mm	mm
VI	95	23,5	4,04	14,8	20,6	100
VII	120	23,5	5,01	18,65	25,6	126

Auch aus dem mittleren Drehmoment ist ein deutliches Anwachsen (26 %) der Leistungsaufnahme infolge des Messers VII gegeben.

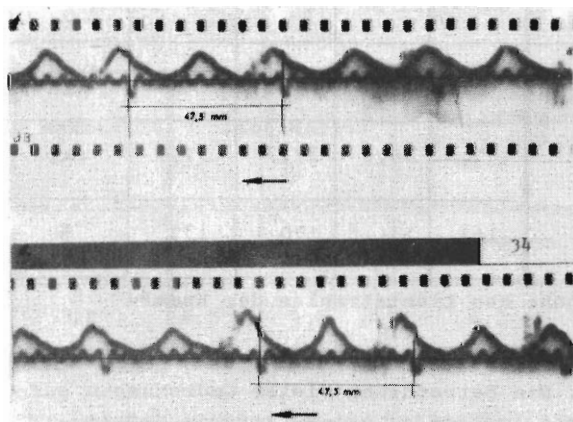


Bild 55 Diagramm aufgenommen bei Spitzenbelastungen. Die Messerform VII ruft Schwierigkeiten hervor.
 33 - 4 Q 35 t/h Gras
 34 - 5 Q 15 t/h Mais

Die analoge Auswertung von Versuch 32 (siehe Bild 54 - 32/3) ergab einen Leistungszuwachs infolge Messerform VII von 33 %.

Aus den vorangegangenen Auswertungen (Kap. 342) geht eindeutig hervor, daß die Messerform VII gegenüber der Messerform VI und damit auch gegenüber der Messerform III insbesondere bei höheren Durchsätzen eine höhere Leistungsaufnahme hervorruft. Dieses Anwachsen der Leistungsaufnahme läßt sich durch die Schlagwirkung des Messers erklären. Diese Schlagwirkung wirkt sich, wie auf Meßstreifen Bild 55 - 33/4 und 34/5 erkennbar ist, als Schwingung höher Frequenz bei hoher Amplitude aus. Diese Schwingungen traten bei den Versuchen ganz eindeutig nur bei der Messerform VII auf. Besonders starke Schlagwirkungen sind beim Silomais festzustellen.

3.43 Die Leistungsaufnahme für das Werfen

Im Hinblick auf die früher verwendeten Gebläse hinter den Schneidtrommeln, die etwa die gleich hohe Leistungsaufnahme wie die Trommeln hatten, ist es interessant festzustellen, wie hoch nun die Leistungsaufnahme für das Werfen bei solchen Trommeln ist. In angenäherter Form wurde dies bei den Versuchen zunächst dadurch ermöglicht, daß man den Gehäuseboden abnahm und dann einmal nur die Leistungsaufnahme für das Häckseln maß und unter häufiger Wiederholung entweder nur schnitt oder schnitt und warf. Es zeigte sich, daß, gleichgültig ob nur geschnitten oder am Gehäuseboden entlang gefördert und geworfen wurde, die Leistungsaufnahme verhältnismäßig gleich hoch war, so daß man zu dem Schluß kommen kann, daß das Werfen - wenn das Material erst einmal vorgepreßt, durchschlagen und beschleunigt ist - verhältnismäßig energiearm erfolgt. Allerdings muß gesagt werden, daß solche Wurf trommeln durch die stärkere Messer anstellung schon im Leerlauf eine größere Leistungsaufnahme haben. Bei schmalen Trommeln ist diese aber gering und steht jedenfalls in keinem Vergleich zu der Leistungsaufnahme von nachgeordneten Gebläsen, die bekanntlich etwa die Hälfte der Leistungsaufnahme des ganzen Feldhäckslers ausmachen.

Um die Frage nach dem Leistungsbedarf für das Werfen noch näher zu ermitteln, werden zur Zeit Versuche durchgeführt, wie sich die sogenannte Schlepplleistung am Gehäuseboden entlang für die einzelnen Wurfmesserformen verhält. Hängt man den Gehäuseboden federnd und schwingend um die Trommelmitte auf, so kann man den von den verschiedenen Messerformen erzeugten Kraftwechsel elektronisch messen und den Einfluß der einzelnen Messerformen (z.B. Wurfnasen) und des Anstellwinkels noch genauer bestimmen. Dabei ist

anzunehmen, daß ein Messer mit geringem Anstellwinkel eine kleinere Schleppleistung aufweist, wobei allerdings in Bezug auf den Wurfeffekt immer der notwendige Kompromiß geschlossen werden muß.

Aber auch in dieser Richtung scheinen die Messerformen (VI und III) schon an einen guten Durchschnittswert heranzukommen.

3.44 Einfluß des Freiwinkels beim Hackbock (Gegenschneide) auf die Leistungsaufnahme von geschliffenen und hintergeschliffenen Messern

In Kapitel 3.33 wurde der Einfluß des Abstandes "a" zwischen Messer und Gegenschneide und im Kapitel 3.35 der Einfluß der Messerschärfe und der Anschliffform auf den Leistungsbedarf behandelt. Vergleichsweise sollen diese Versuche dazu dienen, zu klären, wie weit ein Freiwinkel bei der Gegenschneide (Hackbock) in Zusammenarbeit mit hintergeschliffenen und nicht hinterschliffenen außengeschliffenen Messern auf den Leistungsbedarf einen Einfluß ausübt.

Die Versuchsanordnung und die Einflußgrößen sind in Bild 56 - 60 dargestellt.

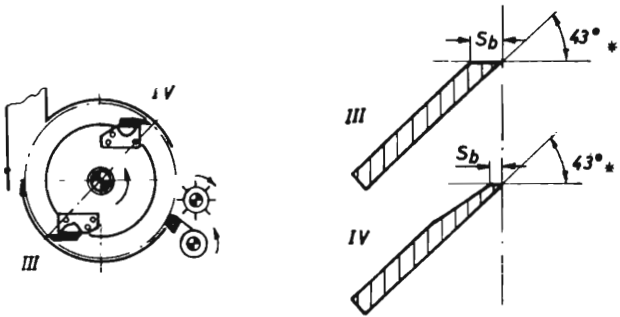


Bild 56 Versuchsanordnung Kap. 3,44 Messerform III und IV auf einer Trommel

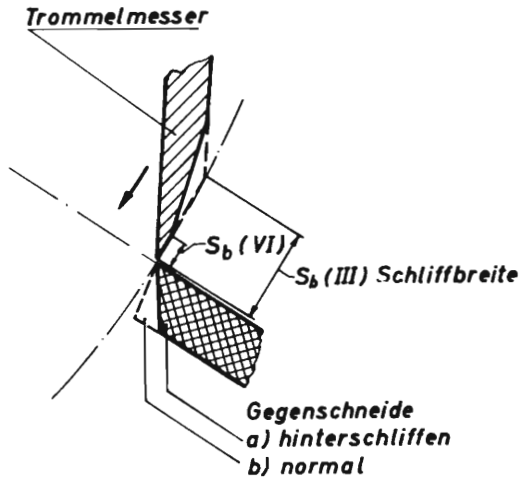
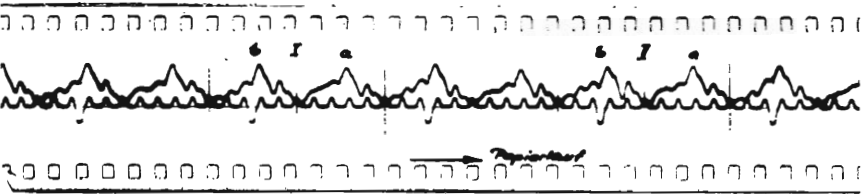
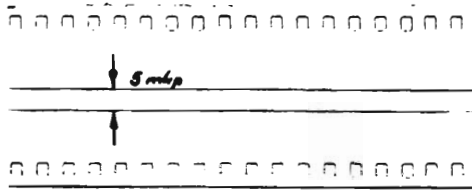
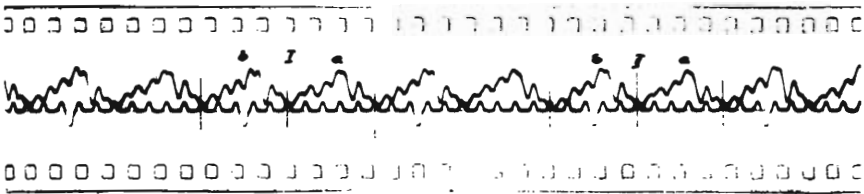


Bild 57 Veränderung der Gegenschneide

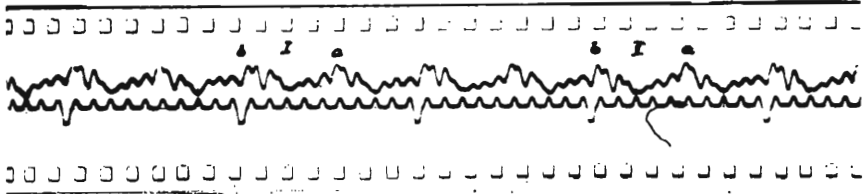
Eichung 40



Versuch Nr. 41



Versuch Nr. 43



Versuch Nr. 44

Bild 58 Original-Meßstreifen der Versuchsreihe
Kap. 344 a = Messerform IV
b = Messerform III

Aus der Tabelle VIII Bild 60 und dem Meßstreifen Bild 58 ist ersichtlich, daß die Messungen für die beiden Messer keine Leistungsunterschiede ergaben; weder bei einer Gegenschneide ohne, noch bei einer Gegenschneide mit Freiwinkel. (Zumindest keine selbst unter Zuhilfenahme der elektronischen Verstärkung meßbaren Leistungsunterschiede).

Gegenschneide und Messer waren gut geschliffen, der Abstand "a" der Messer von der Gegenschneide betrug im Mittel 0,4 mm. Bei der Betrachtung der Meßstreifen fallen die charakteristischen Kurvenverläufe für die einzelnen Materialien auf. Es besteht jedoch kein Zusammenhang zwischen der Größe des Drehmoments und dem Durchsatz t/h .

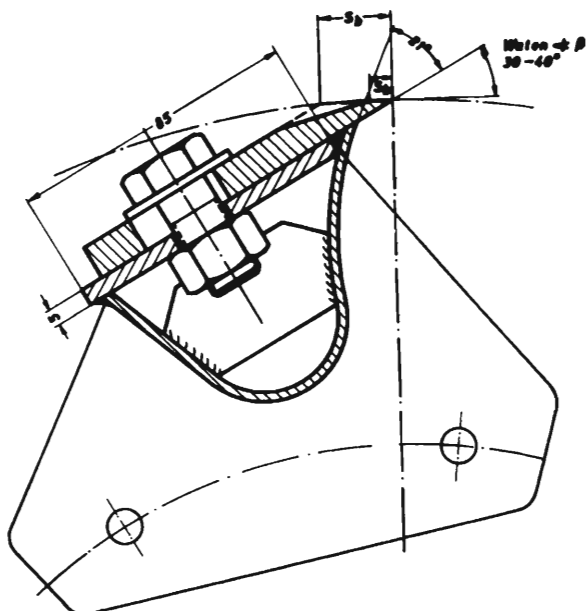

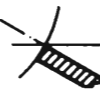








Bild 59 Messerhalterung für den Versuch 3.44
Messerform III und IV hinterschliffen sind
auf einer Trommel angeordnet

Lfd. Nr.	Vers. Nr.	Material	Messerform IV = a III = b	Gegen- Schneide	mittlere planim. Fläche (I+II)/2 mm ²	Eichung		Drehmoment		Drehzahl U/min	Leistung PS	Einfluß der Messerform			
						mm	mkp	mm	mkp						
1	41	Mais	IV 		60	E 40	4 mm	3,75	4,67	1000	6,52	keinen			
			III 		60			5 mkp	3,75		4,67		6,52		
2	43	Heu	IV			87,5	E 40		5,47	6,83	1000	9,55	keinen		
			III			87,5			5,47	6,83		9,55			
3	44	Grüngut	IV				57,5	E 40		3,59	4,48	1000	6,26	keinen	
			III				57,5			3,59	4,48		6,26		
4	46	Grüngut	IV					70	E 46	4,5 mm	4,37	4,85	1000	6,77	keinen
			III					70			5 mkp	4,37		4,85	
5	47	Mais	IV					40	E 46		2,5	2,78	1000	3,88	keinen
			III					40			2,5	2,78		3,88	
6	48	Heu	IV					80	E 46		5,0	5,55	1000	7,75	keinen
			III					80			5,0	5,55		7,75	

Bemerkungen: Versuche 41, 43, 44 5 t/h
 Versuche 46 - 48 6 t/h

keine Beziehung zu ebigen Leistungsbedarf

Feuchtigkeitswerte: Heu 10 % H₂O

Mais 19 % H₂O

Grüngut 56,5 % H₂O

$$N \text{ (PS)} = \frac{M \text{ (mkp)} \cdot n \text{ (U/min)}}{716,2}$$

Bild 60 Tabelle VIII Ergebnisse der Versuchsreihe 3.44. Einfluß der Gegen-
 schneide auf den Leistungsbedarf der Messerform III und IV

3.45 Bestimmung der Polsterstärke und des Kraftbedarfes zum Durchschlagen des Schnittgutes von einem Messer

Die Meßergebnisse, die mit einer Spezialkamera auf Filmstreifen festgehalten wurden, gaben Anlaß, sie auch zur Bestimmung der Polsterstärke heranzuziehen.

Im Kap. 3.35 sind die drei grundsätzlich verschiedenen Meßmethoden angewandt.

1. Messung des gesamten Drehmomentes in Bezug auf den Drehwinkel durch Drehzahlmarke.



Bild 61 Beschreibung der Drehzahlbestimmung bei Verstärkung der Amplituden. Lücke zum Diagrammschrieb zeigt den Drehwinkel an.

2. Messungen der Amplituden des Drehmomentes durch Verstärkung der veränderlichen Bestandteile und Unterdrückung des Niveaus. Der Drehwinkel, d.h. die Messeranordnung, wird hierbei durch die Lücken im Meß-Schrieb gekennzeichnet.
3. Messungen der Schnittkraft senkrecht auf die Gegen-schneide durch Unterstellen einer Druckdose (vergl. Bild 62).

Die letzte Meßmethode gibt nur Auskunft über auftretende Kräfte. In diesem Fall wird der Versuch gemacht, sie auch zur Ermittlung der tatsächlichen Schnittdauer, der Schnittleistung bzw. Schnittarbeit und zur Bestimmung der Polster-

stärke heranzuziehen. Ohne Zweifel kann die Polsterstärke durch einen einfachen Schreiber, der am Rahmen der oberen Anpreßwalzen anzuordnen ist, gemessen werden. Es ist jedoch zu vermuten, daß ein Unterschied zwischen der gemessenen Polsterstärke zwischen oberer und unterer Preßwalze und der Polsterstärke zwischen Berührung der Messerkante mit dem evtl. aufstehendem Polster und der Gegenschneide besteht. Insofern wäre die nachstehend beschriebene Methode für spätere Untersuchungen von Bedeutung.

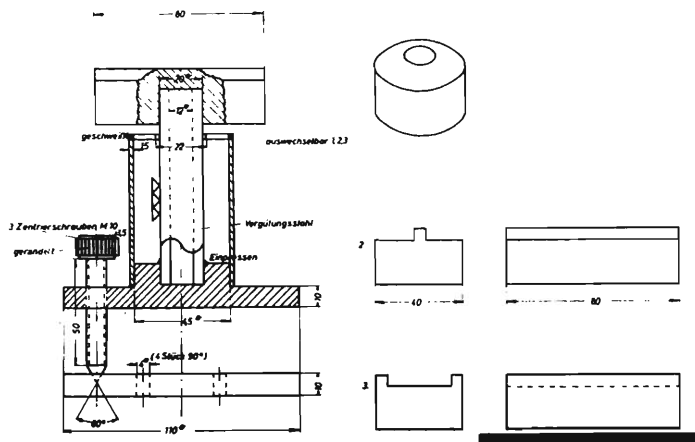


Bild 62 Druckdose zur Messung der Schnittkraft

a) Berechnung der Polsterstärke

Schnittzeit: Aus dem Diagramm (Versuch 16) entnommen

$$t_s = 0,0024 \text{ (s)}$$

Durchsatz $Q = 2,8 \text{ (t/h)}$ Schnittgut: Heu

Trommelradius: $r_T = 250 \text{ mm}$

$$U = d \cdot \pi$$

$$= 500 \cdot 3,14 = 1570 \text{ (mm)}$$

Die Polsterstärke x oder der Schnittweg errechnet sich aus der Formel

$$x = \frac{U_T \cdot S_W}{U_M} \quad (\text{cm})$$

U_T = Trommelumfang

U_M = Strecke für eine Umdrehung auf dem Meßdiagramm

S_W = Schnittweg in cm für ein Messer

Im Meßstreifen Bild 63

U_M = eine Trommelumdrehung = 62 mm

$S_W \hat{=} \text{Schnittzeit} \hat{=} \text{Schnittweg} = 2,5 \text{ mm}$

$$x = \frac{1570}{62} \cdot 2,5 = 63,3 \text{ mm}$$

$$\underline{x = 6,33 \text{ (cm)}}$$

Berechnung der Schnittleistung aus der Schnittzeit

Unter der Annahme, daß die senkrecht wirkende Kraft K_S der Druckdose etwa der wirklichen Schnittkraft entspricht, errechnet sich die Schnittleistung N_S wie folgt:

$$\text{Schnittleistung } N_S = \frac{A_u}{t \cdot 75} \quad (\text{PS})$$

A_u = Arbeit einer Umdrehung

t = die Zeit für eine Umdrehung

$$A_u = z \cdot A_m$$

A_m = die Schnittarbeit eines Messers

z = die Anzahl der Messer

$$\begin{aligned} A_m &= x \cdot K_S \\ x &= 6,33 \text{ (cm)} \\ K_S &= 182 \text{ (kp) Schnittkraft aus dem} \\ &\quad \text{Meßstreifen ermittelt} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Eine } A_m &= 6,33 \cdot 10^{-2} \cdot 182 \\ &= 0,0633 \cdot 182 \\ &= 11,5 \text{ (mkp)} \end{aligned}$$

daraus folgt die Arbeit für eine Umdrehung bei einer Messerzahl $Z + 3$

$$\begin{aligned} A_u &= 3 \cdot 11,5 \\ &= 34,5 \text{ (mkp)} \end{aligned}$$

und die Schnittleistung für eine Umdrehung errechnet sich

$$\begin{aligned} N_S &= \frac{A_u}{t} = \frac{34,5}{0,06} = 575 \left(\frac{\text{Kpm}}{\text{S}} \right) \\ N_S &= \frac{575}{75} = \end{aligned}$$

$$\underline{N_S = 7,66 \text{ (PS)}}$$

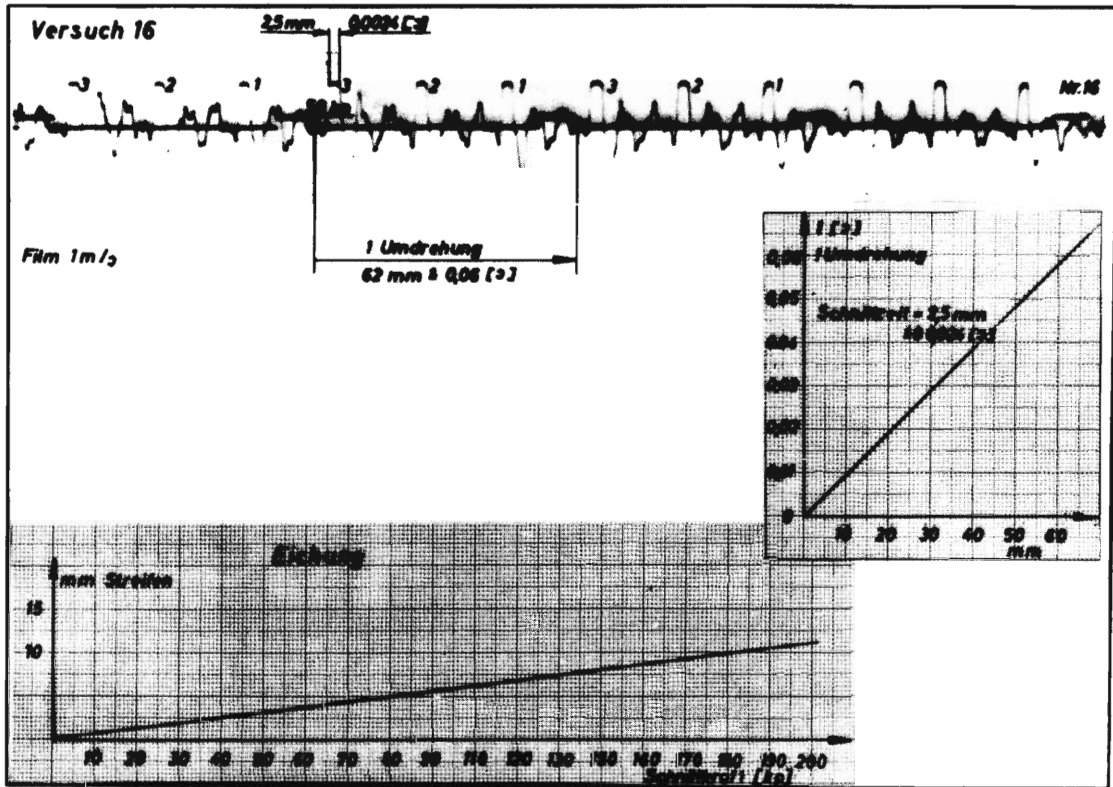


Bild 63 Meßstreifen zur Ermittlung der Schnittkraft. Druckdose als Geber. Eichkurve und Bestimmung der Schnittzeit.

4. KONSTRUKTIVE ÜBERLEGUNGEN UND AUFSTELLUNG
EINIGER KONSTRUKTIONSRICHTLINIEN

Durch die obigen Untersuchungen über Schneid- und Wurf-
vorgänge in Trommel-Feldhäckslern sind Erkenntnisse
gewonnen worden, welche den allgemeinen Aufbau von
Trommel-Feldhäckslern stark beeinflussen können.

4.1 Die konstruktive Situation bei Trommel-Feldhäckslern

Noch vor wenigen Jahren war man vielfach der Ansicht,
daß die Trommeln breit sein müßten, damit man das
Häckselgut in Schwadbreite (etwa 1 m) und dünnem Strom

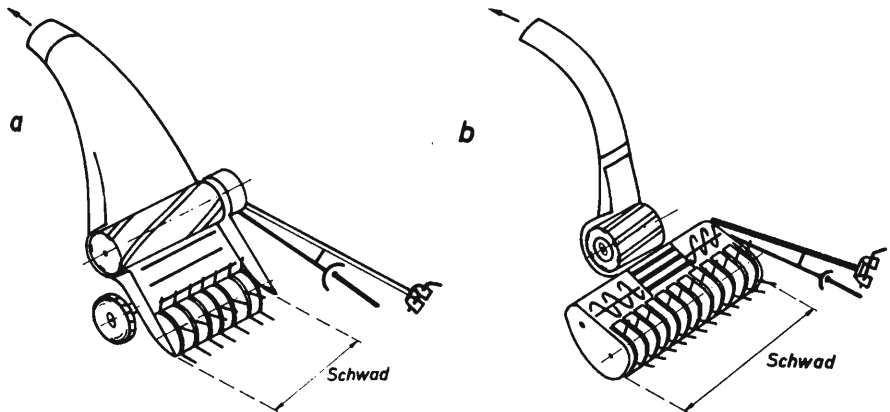


Bild 64 Bauarten von Trommel-Feldhäckslern
a) breite Trommel; b) schmale Trommel;

der Trommel zuführen könne (Bild 64). Man wollte hierdurch im Gegensatz zum Scheibenrad-Feldhäcksler, der aus baulichen Gründen nur ein schmales Mundstück von etwa 40 cm Breite aufweisen kann, Antriebs-PS sparen und bauliche Erleichterungen gewinnen. Eine Reihe von in- und ausländischen Trommel-Feldhäcksler-Bauarten waren von dieser Überlegung beeinflusst [9] . Auch der erste Teil der vorliegenden Untersuchungen bezog sich, wie berichtet, auf derartige breite Trommeln. Dabei wurde immer klarer, daß man mit der breiten Bauweise jedoch eine Reihe von Nachteilen in Kauf nehmen muß:

1. Breite Häckseltrommeln können nur mit beträchtlichem Aufwand so stabil gebaut werden, daß auch bei großen Belastungen der nur sehr kleine Spalt zwischen Häckselmesser und Gegenschneide (etwa 0,2 mm) nicht auseinandergepreßt wird. Vor allem in der Mitte haben solche Trommeln die natürliche Neigung durchzufedern, was für sauberen Schnitt und leichten Gang, wie viele Versuche von anderer Seite und die eigenen Messungen zeigten, äußerst nachteilig ist.
2. Durch die Fliehkraft haben solche Trommeln die Neigung, sich zu "dehnen" (bis 1 mm). Sie schlagen bei Erreichung der Arbeitsdrehzahl von 1 000 bis 1 400 U/min an die Gegenschneide an. Diese muß deshalb schon vorher einen größeren Spalt freigeben, was ebenfalls einen leichtgängigen und sauberen Schnitt verhindert.
3. Hinter breiten Trommeln müssen stark sich verjüngende Auswurfdüsen vorgesehen werden, die das Häckselgut von etwa 1 m auf 300 mm zusammenschleusen. Hierdurch entsteht in der Düse vermehrte Randreibung und Zurückfallen des Gutes.

4. Häckseltrommeln, mit dünnem Schleier beschickt, schneiden nicht so exakt, weil sich das Material gegenseitig nicht halten kann, sie "zerfasern" das Häckselgut mehr. Es wurde allmählich zur Erkenntnis, daß ein glatter Schnitt nur dann sicher erreicht wird, wenn - wie beim Scheibenrad-Feldhäcksler - das Gut durch ein Mundstück "preßstrangartig" dem Häckselmesser zugeführt wird.

Die ~~genannten~~ vier Nachteile treten nicht auf, wenn man die Trommeln schmal baut. Schmal heißt in diesem Zusammenhang, eine Breite zu wählen, die kleiner als der Durchmesser ist (z.B.: Breite 400 mm - Durchmesser 500 mm; Breite 600 mm - Durchmesser 750 mm). Dadurch kann man mit ungleich kleinerem Materialaufwand eine außerordentliche Steifigkeit erzielen. Man hat geringere Randreibung auf dem Weg des Materials durch die Düse. Man muß allerdings vor der Häckseltrommel Vorrichtungen (siehe Bild 64) schaffen, die das in Schwadbreite ankommende Material auf die Mundstücksbreite zusammendrängen. Man kann hierzu jedoch ähnliche Zuführvorrichtungen, wie sie bei Scheibenrad-Feldhäckslern üblich geworden sind, verwenden.

4.2 Größenvergleich zwischen Scheibenrad und Trommel bei gleicher Mundstückbreite, sowie konstruktive Ähnlichkeiten und Abweichungen bei Scheibenrad- und Trommel-Feldhäcksler

Ähnlichkeiten zwischen Scheibenrad- und Trommel-Feldhäckslern bestehen unter den eingangs genannten Voraussetzungen des Schneidens und Werfens vor allem darin, daß beide mit einem einzigen rotierenden Maschinenelement, der Scheibe bzw. der Trommel, schneiden und werfen sollen. Beide haben einen zugeführten Preßstrang von 400 mm Breite zu durchschlagen, sauber und in einstellbaren Längen zu schneiden und zur Wagenbefüllung über die schon oben angegebene Höhe und Weite (3,5 m hoch, 6 m weit) zu werfen. Scheibenrad-Feldhäcksler weisen hierzu abweichend vom Trommel-Feldhäcksler zwei getrennte Werkzeuge (Messer- und Wurfschaufeln) auf. Auch bei der Trommel ist es denkbar [42], getrennte Schneid- und Wurfwerkzeuge anzuordnen. Neuerdings werden Wurfschaufeln und Messer jedoch fast durchweg in einem Bauelement zusammengezogen, so daß für Trommel-Feldhäcksler die Aufgabe darauf hinausläuft, für beide Funktionen (Schneiden und Werfen) ein Optimum zu erreichen.

Bild 65 und 66 zeigen einen Anordnungs- und Größenvergleich zwischen Scheibenrad und Trommel, wobei gleiche Mundstückbreite (= Schnittrahmenbreite) von 400 mm angenommen ist, woraus folgende bemerkenswerte Hinweise abzuleiten sind:

Die Messergeschwindigkeit vor dem Mundstück beim Scheibenrad - die heute üblichen geraden Messer vorausgesetzt - ist sehr unterschiedlich und reicht von 15 m/s innen bis 45 m/s außen.

Bei der Trommel ist sie konstant und im vorliegenden Fall (Durchmesser 520, Drehzahl 1000) 27 m/s. Die überall gleiche Schnittgeschwindigkeit der Trommel kann für die Häckselgüte günstig sein.

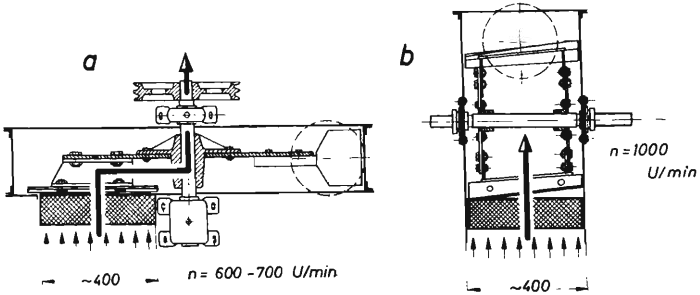


Bild 65 Vergleich des Kraftflusses beim Scheibenradhäckler und Trommel-Feldhäckler bei gleicher Mundstückbreite
a) Trommel-Feldhäckler b) Scheibenradhäckler

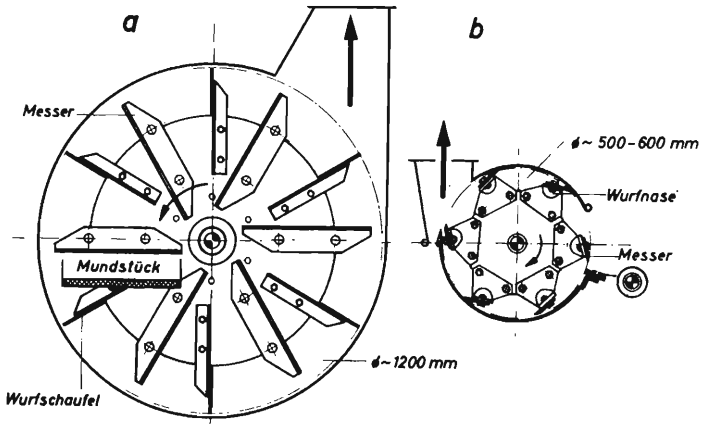


Bild 66 Größenvergleich zwischen Scheibenrad und Trommel bei gleicher Mundstückbreite
a) Scheibenrad b) Trommel

Anders ist es beim Werfen. Die Wurfschaufeln der Scheibenräder laufen im allgemeinen mit rund 45 m/s am Umfang gegenüber nur 27 m/s bei der Trommel, so daß man folgern könnte, daß der Scheibenrad-Feldhäcksler in Bezug auf das Werfen - also die sichere Wagenbefüllung - im Vorteil ist. Praktische Versuche am Feld mit der erwähnten Bauart haben jedoch erwiesen, daß diese Befürchtung bei richtiger Ausbildung gegenstandslos ist und auch eine kleine Trommel der genannten Mindestabmessungen und Drehzahl durchaus bei allen Gütern die zu stellenden Wurfbedingungen erfüllt.

Aus Bild 65 geht vor allem weiter hervor, um wieviel kleiner sich eine schmale Trommel gegenüber dem Scheibenrad dimensionieren läßt und zwar mit der Hälfte des Aufwandes. Das hat folgende Gründe: In dem Bild 65 (a+b) ist der Kräfteverlauf bei Scheibe und Trommel dargestellt, wobei das Häckselgut beim Schneiden die Scheibe "über Eck" zu drücken versucht und die Scheibenwelle zusätzlich auf Biegung beansprucht ist, so daß Scheibe und Welle - wie praktisch und überall anzutreffen - außerordentlich kräftig und schwer gebaut werden müssen. Bei der Trommelbauart treten dagegen (nach Bild 66b) mehr Zugbeanspruchungen im Trommelgehäuse auf, die mit wesentlich geringerem Materialaufwand beherrscht werden können. Wägungen ergeben für die normale sechsmesserige Scheibe 120 kg, für eine sechsmesserige Trommel obiger Abmessungen 62 kg.

Es sind aber auch noch weitere Vergleiche zwischen Scheibe und Trommel bemerkenswert. Nimmt man eine heute übliche Scheibe mit sechs Messern und 600 U/min, so wird der Preßstrang 60mal je Sekunde durchschlagen. Eine Trommel mit sechs Messern und 1 000 U/min hat dagegen bereits eine Schnittzahl von 100 Schnitten je Sekunde. Der Trommelhäcksler würde also entweder rund zweimal kürzer häckseln oder die Strangdicke könnte etwa halb so dick sein.

Aus dem Vorhergehenden ist das Aufkommen vielmesseriger Schneidtrommeln mit hoher Drehzahl in den USA zu verstehen [41]. Mit einer zehnmesserigen Trommel und 1200 U/min wird die Schnitzzahl bereits 200, die Strangdicke kann also 3mal dünner werden, was für große Durchsatzleistungen von 20 bis 80 t/h und kurzen Schnitt (den sogenannten "Mikro-Schnitt") große Bedeutung hat.

Von der Konstruktion her ist also die Trommel nicht nur für den Bau besonders handlicher und kleiner Häcksler, sondern auch gerade für Groß-Häcksler mit Spitzenleistungen ein durchaus beachtliches Bauelement. Leichtere Bauart und die Hoffnung auf gesenkte Leistungsaufnahme stehen dabei im Vordergrund, wobei ein anerkannter Vorteil der Trommel das leichte Scharfhalten der Messer ohne Ausbau noch besonders zu erwähnen ist. Einmal ergibt sich durch ein solches "Überziehen" der Trommel mit einem eingebauten Schleifstein (Außenschliff) eine wesentlich erleichterte Handhabung, denn das Ein- und Ausbauen und Schleifen der schweren Messer (drei Stunden) bei der Scheibe nach jeweils sechs- bis zwölfstündigem Einsatz ist kaum zumutbar. Zum anderen wird aber (weil, wie immer wieder festgestellt werden konnte), das Fahren mit stumpfen Messern der Hauptgrund für Schwergängigkeit in der Praxis ist) ein leicht scharf zu haltender Häcksler in der Anwendung auch kraftsparender sein. Aus den obigen Gründen wurden bei den Prüfstand-Untersuchungen nur außenschleifbare Trommeln in Betracht gezogen und besonderes Augenmerk darauf gerichtet, ob sich dadurch etwa (was, wie die beschriebenen Versuche zeigen, nicht der Fall ist) ein höherer Leistungsbedarf ergibt.

4.3 Einige grundsätzliche Überlegungen über das Schneiden und Werfen bei Scheibenrad- und Trommel-Feldhäckslern

Die von Schneid-Wurfmessern zu erfüllenden Forderungen sind vielgestaltig und gehen unter anderem aus den Bildern 2, 45, 46, 54 und 55 hervor.

Schneid- und Wurftrömmeln sollen:

1. äußerst robust gegen Fremdkörper und verbiegeungssteif gegen Schnitt- und Fliehkräfte sein,
2. herstellungsmäßig einfach sein,
3. die Messer sollen leicht auswechselbar sein,
4. den Preßstrang an der Gegenschneide sauber und möglichst leichtgängig durchschlagen,
5. an der Gehäusewand entlang mit möglichst wenig Energieaufwand (sog. Schleppleistung) fördern,
6. an der Richtklappe sauber ablösen,
7. an der Gehäusenase nicht wickeln,
8. das Material so stark beschleunigen, daß ein Wagen unter allen Verhältnissen befüllt wird.

Natürlich sind bei so vielen Forderungen immer wieder neue Lösungen versucht worden. Die Bilder 2, 3, 67 und 52 zeigen einige der wichtigsten Bauarten. Die Ausbildung der Messerkante für einen exakten Schnitt und gute Leistungsfähigkeit des Häckslers hat für Scheibenrad wie für Trommel Parallelen. Verschiedene im Scheibenrad-Feldhäckslerbau übliche Anordnungen sind zunächst auf Bild 67 rechts dargestellt. Bild 67 Fig. 2b zeigt die konventionelle europäische Scheibenradbauart, die die Messerkante vielfach parallel am Mundstück entlang führte, wobei das Messer teilweise noch - um einen ziehenden Schnitt zu erreichen - spiralförmig ausgeführt war.

Modernere Häcksler mit geraden Messern weisen dann bekanntlich eine gewisse Schräglage des Messers zur Bewegungs-

richtung auf, wobei der Freiwinkel α beim sogenannten Harvestoreschnitt (Fig 2b) 3 bis 5° , bei den Vorschlägen nach BERGE [1] $\alpha = \delta = \beta$ bis zu 25° beträgt, (Fig.4b). Diese Anstellung des Messers von 25° ist nötig, um sowohl kurzes Häcksel als auch die größeren Schnittlängen bei Belüftungsheu einwandfrei verarbeiten zu können [1] . Bild 67 (Fig. 4b) zeigt, daß auch das Schleifen von Scheibenrad-Feldhäckslern möglich ist und an neueren Modellen [12] auch wieder durchgeführt wird, wobei man jedoch - wie beim Trommel-Feldhäcksler - eine gewisse Flächenberührung während des Schnittes in Kauf nehmen muß. Es wird noch zu klären sein, ob dies nachteilig ist.

Die Schleifbedingungen bei der Scheibe liegen weitaus ungünstiger als bei der Trommel, da die Schleifgeschwindigkeit von außen nach innen abnimmt (ungleichmäßiger Abschleiß!).

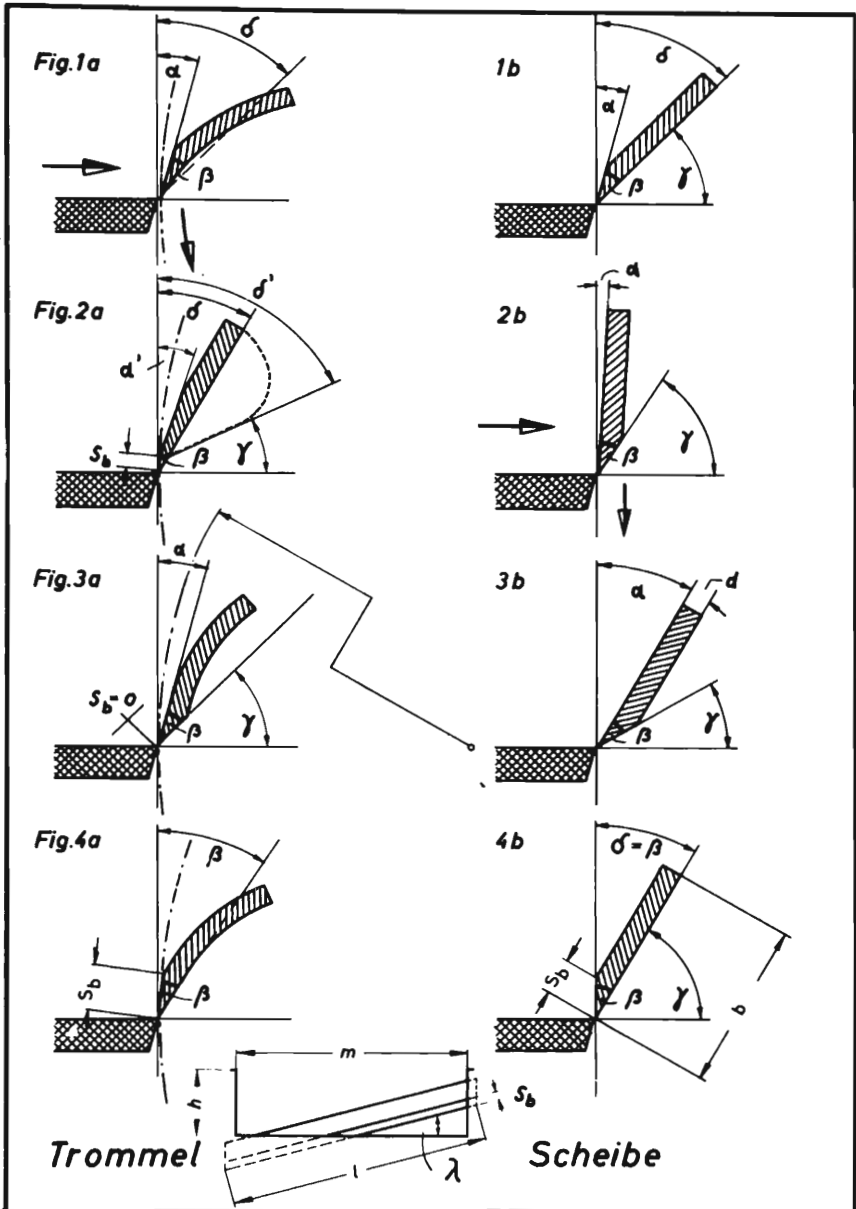


Bild 67 Messerwinkel bei Scheibenrad und Trommel-Feldhäcksler

4.4 Überlegungen und Vorschläge zur Konstruktion eines Anbau-Querfluß-Trommel-Feldhäckslers

4.4.1 Wahl des Schnitt- oder Trommeldrall-Winkels

Auch bei Trommel-Feldhäckslern ist versucht worden, durch einen mehr oder weniger starken Drall- oder Schnittwinkel λ eine Art ziehenden Schnittes und dadurch leichteren Gang zu erzielen. Auf die verschiedenartigen Bestrebungen in dieser Richtung wurde eingangs hingewiesen, vergl. Bild 2 und 3. Die Untersuchungen ergaben aber, daß in Bezug auf den Trommeldrall nur begrenzte Verbesserungsmöglichkeiten vorhanden sind. Auf der einen Seite ist ein starker Drall für Schneidwurtrommeln nachteilig, weil das Material zu stark auf die eine Gehäusewand gedrängt wird und dort unnötige Reibungen an Wand und Düse erzeugt. Andererseits sind solche Messer außerordentlich schwer herstellbar und auch schlecht nachzustellen. In verschiedener Richtung gewendelte Messer nach Bild 2 c + d (Alfa, Messmer) ergeben ebenfalls zu aufwendige Bauformen und zu schwierige Nachstellmöglichkeiten, auch ist ein gezielter Wurfeffekt damit kaum zu erreichen. Bei den vorliegenden Versuchen wurde daher ein nur mäßiger Drallwinkel (6, 8, 12°) verwendet und erprobt. Als ein günstiger Bereich kann 10...12° empfohlen werden, weil dadurch auf der einen Seite das Zur-Seite-Drängen des Materials nur geringfügig auftritt und durch entsprechende Düsenausbildung leicht ausgeglichen werden kann, zum anderen ein gleichmäßigerer Gang der Trommel - bei voller Messerzahl - erreicht wird, da die einzelnen Messer gegenüber der Gegenschneide länger im Angriff sind und nicht allzu plötzlich auf die Gegenschneide aufschlagen. Auch die Schwierigkeit der Herstellung bleibt durch die geringfügige Wendung in tragbaren Grenzen.

4#2 Häcksellängen theoretisch und praktisch

Wie bereits eingangs erwähnt, erfolgte die Verstellung der Häcksellängen bei den Prüfstandsversuchen in üblicher Form durch die Messerzahl, wobei für lange Häcksel ohne Wurfnachteile nur zwei Messer verwendet wurden. Die Zuführungsgeschwindigkeit wurde zwischen 1 und 1,5 m/s variiert. Dann ergibt sich bei 100 Schnitten/s (6 Messer) und einer Zuführungsgeschwindigkeit von 1 m/s eine theoretische Häcksellänge von 1 cm, bei 1,5 m/s von 1,5 cm. Für Anwelksilage aus Gras und Klee wird im allgemeinen von der Praxis Streichholzlänge (etwa 4 cm) gewünscht. Für Silomais wird dagegen aus zwingenden Fütterungsgründen ein absolut homogenes Kurzhäcksel von 1 bis 2 cm verlangt. Für Belüftungsheu sind die größten Längen von 8 bis 12 cm erforderlich, da kürzere Längen zu dicht lagern würden.

Es hat sich jedoch im praktischen Betrieb auch bei anderen bewährten Fabrikaten gezeigt, daß wesentliche Abweichungen zwischen der theoretischen und tatsächlichen erreichten Häcksellänge festzustellen sind (Bild 51).

Eine theoretische Häcksellänge von 0,9 bis 1 cm (sechs Messer) ergibt bei annähernd gleicher Schwadstärke bei Mais eine praktische Häcksellänge von 1,2 bis 2 cm; bei Luzerne und Klee gras im ersten Schnitt von 1,5 bis 2,5 cm und bei Wiesengras im zweiten und dritten Schnitt von 2,5 bis 4,0 cm.

Bei zwei Messern und einem um etwa 50 % schnelleren Einzug (1,0 auf 1,5 m/s) wird eine theoretische Häcksellänge von etwa 5 cm erzielt, die eine praktische Häcksellänge von 10 bis 15 cm ergibt und in der Regel für die Bergung von

Belüftungsheu, Heu und Stroh ausreicht. Der Landwirt hat die weitere Möglichkeit, wenn er längeres Häckselgut wünscht, das Schwadgewicht zu verringern. In der Zukunft wird man hoffentlich mit diesen beiden Verstellmöglichkeiten auskommen. Um jedoch ein einheitlich exakt kurz oder länger geschnittenes Häckselgut zu erhalten und somit ein Auseinanderklaffen zu vermeiden, sind folgende Vorkehrungen konstruktiv von besonderer Bedeutung:

1. Es ist wichtig, die Lage der Gegenschneide zur Trommel zu beachten; Bild 50 zeigt, wie man die Lage der Gegenschneide gegen die Schnittrichtung und mit der Schnittrichtung anordnen kann. Eine Verstellung mit der Schnittrichtung ergibt eine wesentlich bessere Annahme, erhöht jedoch die Häcksellänge. Das Gegenteil tritt ein, wenn die Gegenschneide entgegen der Schnittrichtung verstellt wird. Dann wird die Annahmefreudigkeit der Trommel geringer, die Einhaltung einer exakten Häcksellänge aber besser. Auch amerikanische Untersuchungen [6, 7] ergaben diesen Zusammenhang. Konstruktiv folgt hieraus, daß es möglicherweise zweckmäßig sein kann, bei Trommel-Feldhäckslern die Gegenschneide verstellbar anzuordnen oder zumindest durch verschiedene Unterlagen die Lage verändern zu können; wobei es sich nur um kleine Winkelneigungen handelt; denn ein Anstellen der Gegenschneide um nur $3 \dots 5^\circ$ gegen die Schnittrichtung ergibt schon eine wesentlich exaktere Häcksellänge, mit der Schnittrichtung eine bessere Annahme, jedoch eine größere Häcksellänge (Rupfen [32]).
2. Die Bauart der Vorpreßeinrichtung ist auch beim Trommel-Feldhäckslern für die Einhaltung der Häcksellänge grundlegend wichtig. Die Vorpreßeinrichtung muß beispiels-

weise so ausgebildet werden, daß der Abstand der Vorpreßwalze vor der Trommel zum Trommelumfang nur wenige Millimeter beträgt und sich beim Öffnen nicht vom Trommelumfang entfernt. Ist dies zum Beispiel der Fall, so häckselt der Häcksler bei größeren Leistungen nicht mehr kurz genug. Bei der Versuchsausführung wurde die Vorpreßeinrichtung daher schwingend etwa um die Trommelmitte gelagert, was sich gut bewährt hat.

3. Die Ausbildung der inneren Vorpreßwalzen selbst ist ebenfalls von großer Bedeutung. Sie muß durch Fächer und Zahnung so ausgebildet sein, daß sie das Material sicher und in allen Belastungsfällen festhält. Hierüber ist noch nicht das letzte Wort gesprochen. In Versuchen [6, 7] ist z.B. eine sehr elastische Vorpreßwalze aus Kunststoff oder Gummi als günstig erkannt worden, damit besonders beim Mais nicht übereinanderliegende Kolben die Preßvorrichtung für Augenblicke außer Aktion setzen und neben dem dicken Kolbenmaterial Lieschblätter und dergl. ungehäckselt durch die Trommel schlüpfen können. Diesem Vorschlag sollte weiter nachgegangen werden.
4. Ebenso ist darauf zu achten, daß seitlich rechts und links der Trommel das Erntegut nicht ungehäckselt durchschlüpfen kann, so daß Einführungsmundstücke besonderer Art vorzusehen sind, welche die Trommel auch an den Rändern um einige Zentimeter abdecken. Im übrigen wurde der PS-Bedarf der Vorpreßeinrichtung stets getrennt gemessen und im großen Durchschnitt der Versuche mit etwa 10 bis 20 % der Gesamt-PS-Aufnahme festgestellt. Dies entspricht auch Feststellungen von Segler [39]. Die Dicke des Stranges, der beispielsweise 10 t Stundenleistung Anwelkgut zuführt, beträgt etwa 6 cm bei 40 cm Breite.

4.43 Vergleiche mit Scheibenrad-Feldhäckslern

Man wird die Frage stellen, wie die vorliegende Trommelbauart sich nun gegenüber bekannten Scheibenrad-Feldhäckslern verhält und in welcher Höhe die Praxis gegebenenfalls PS-Ersparnisse erhoffen kann. Auch hier sind Feldversuche zu ungenau. Vor der Bandstraße des Prüfstandes kann man jedoch einmal den einen, einmal den anderen Häcksler aufbauen und mit völlig gleichem Häckselgut und gleichen Belastungen beschicken und elektrisch durchmessen. Dabei ist es allerdings wichtig, daß die beiden Häcksler auch mit völlig gleich scharfen Messern und optimaler Einstellung für Häcksellängen und Wurfweiten verglichen werden, da sonst die Vergleiche nichts aussagen würden. In dieser Weise durchgeführte Versuche haben in den unteren Durchsatzleistungen Ersparnisse ergeben und bei sehr sorgfältiger Durchbildung des Trommel-Feldhäckslers mögen sich auch noch gewisse PS-Ersparnisse erzielen lassen. Es muß aber gesagt werden, daß Senkungen in beträchtlicher Form nicht erwartet werden können. Genaue Angaben über PS-Ersparnisse sollen erst gemacht werden, wenn sie durch häufige Wiederholungen völlig gesichert sind, wobei noch zu bemerken ist, daß der Einfluß von stumpfen Messern oder zu großem Abstand zwischen Gegenschneide und Messer einen sehr viel größeren Mehrverbrauch erfordert (wie erwähnt 80 bis 250 %) und somit den Einfluß der eigentlichen Feldhäckslerbauart immer stark überschatten wird. Am Feld können die Unterschiede noch größer werden, weil ein mehr oder weniger gefüllter Wagen oder einsinkende Räder auf weichem Boden oder hängigem Gelände den hauptsächlichlichen PS-Bedarf verursachen kann, also wesentlich mehr in Erscheinung tritt als die Unterschiede der Bauart.

4.44 Vorschlag Anbau-Querfluß-Trommel-Feldhäcksler

Man kann die Gesamtanordnung nach Bild 68 längs und quer zur Fahrtrichtung des Schleppers anordnen. Die Längsanordnung solcher Trommeln wird in den USA serienmäßig gebaut, besonders auch in Großfeldhäckslern teilweise selbstfahrend. Für größte Durchsatzleistungen, z.B. zwei Reihen Mais und Durchsätzen von 60 t/h, dürfte die Längsanordnung das Gegebene sein. Für den vorliegenden Fall, der Entwicklung eines leichteren und kleineren Feldhäckslers, haben wir die Versuchsanordnung probe-
weise zu einer Querflußmaschine ausgebaut, welche angehängt, wegen ihrer Abmessungen aber auch in die Dreipunktkupplung des Normalschleppers gehängt werden kann.

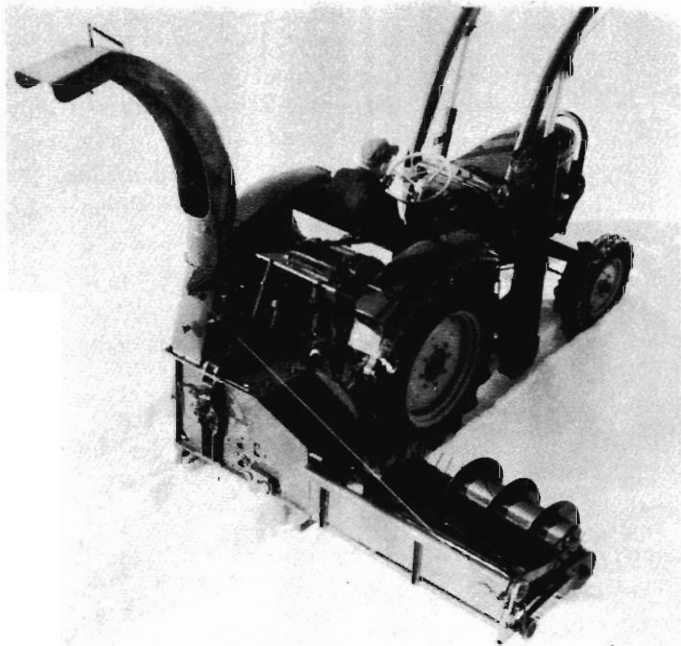


Bild 68 Kleiner Querfluß-Trommel-Feldhäcksler in der Schlepper-Dreipunkthydraulik

Das Bild 68 zeigt eine Ansicht von hinten. Die Querflußanordnung ergibt eine ausgewogene Bauart dadurch, daß der schwere Häckslerteil unmittelbar hinter dem Schlepper angeordnet werden kann, während ein hochklappbarer leichter Ausleger für die Zuführung sorgt. Hierdurch ergibt sich auch ein leichter Übergang vom Feld auf die Straße und umgekehrt. Im kleineren Betrieb kann auf diese Weise die Arbeitseinheit Schlepper, Feldhäcksler und Wagen stets zusammenbleiben. Der Antrieb der Zapfwelle auf die Trommel ohne Winkelgetriebe wird vereinfacht.

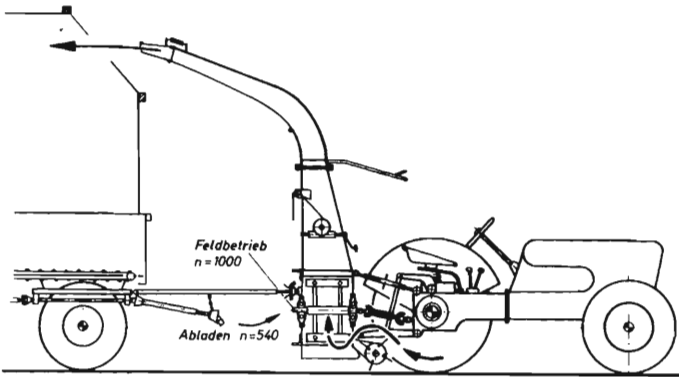


Bild 69 Anbau-Querfluß-Trommel-Feldhäcksler
Gesamtanordnung von der Seite

Bei Vorhandensein der 1000er Normzapfwelle im Schlepper kann der Zapfwellenantrieb, wie im Bild gezeigt, direkt auf die Trommel erfolgen und zur Einsparung besonderer Antriebe, auch der Antrieb des Selbstentladewagens nach Bild 69 durch die Trommel geleitet werden, wobei die im deutschen Schlepperbau bereits übliche wahlweise Schaltung der Zapfwelle auf 1000 und 540 erwünscht ist.

Prototypen der dargestellten Anordnung wurden im Sommer 1962 und 1963 feldmäßig erprobt; zur Aberntung von Silomais kann ein Reihenschneidwerk angeordnet werden, das gegenüber der Aufnahmetrommel auswechselbar ist.

Die bisher festgestellten Leistungen haben befriedigt und entsprechen denen bekannter kleinerer Scheibenradhäcksler.

Die Erprobungen werden fortgesetzt. Das Gewicht dieses Anbau-Feldhäckslers bleibt durch die Vereinfachung der Antriebe, Wegfall der Fahrgestelle und schmale Hochleistungstrommel - bei Anwendung von normalem Landmaschinen-Leichtbau - unter 450 kg, während gleichwertige Scheibenrad-Feldhäcksler zur Zeit 800 bis 1000 kg wiegen.

Hieraus ergibt sich, daß auf diesem Weg der Bau verkleinerter und damit verbilligter Exaktfeldhäcksler mittlerer Leistung in Aussicht steht.

4.45 Leistungsbedarf und Durchsatz des Anbau-Querfluß-Trommel-Feldhäckslers

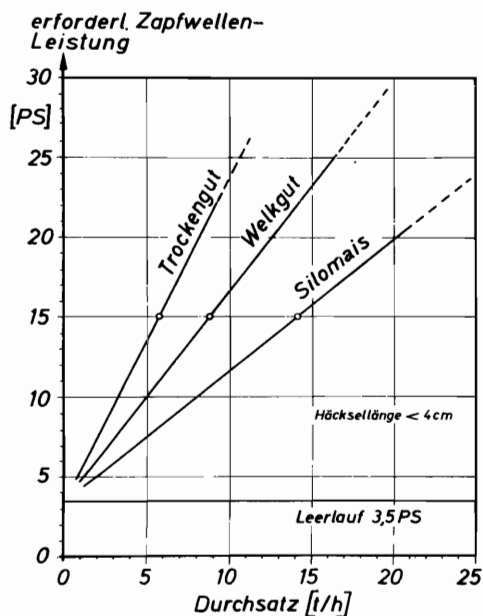


Bild 7o Gemessener Durchsatz und Leistungsbedarf bei den drei Erntegütern Heu, Welkgut und Silomais

Bild 7o bringt ein aus vielen Messungen und Wiederholungen zusammengestelltes Diagramm, welches die Durchsatzleistungen der Versuchseinrichtung und den Leistungsbedarf bei verschiedenen Gütern (Trockengut, Anwelkgut, Silomais) bis 20 t/h zeigt. Hieraus geht hervor, daß man zum Beispiel mit 15 Zapfwellen-PS eine Stundenleistung von rund 6 t Trockenmaterial, 8 t Anwelkgut und 14 t Silomais erreichen kann, während man mit 25 PS 11 t Trockengut, 16 t Anwelkgut und 26 t Silomais erzielen müßte. Die kleineren Durchsatzleistungen reichen für kleinere Betriebe, die größeren für größere aus. Trockengut hat wegen seiner geringeren Feuchtigkeit im Diagramm die größten Verbrauchs-

zahlen und bereitete bei über 5 t bei der 40 cm breiten Trommel mit 520 mm Durchmesser ohne Zwangszuführung auch bereits gewisse Zubringerschwierigkeiten. Immerhin entsprechen die unteren genannten Grenzen bereits recht beträchtlichen Durchsätzen. Bei Anwelkgut entspricht 8 t stündlichen Durchsatzes beispielsweise einem doppelten Mähswad, was für die meisten unserer Betriebe bereits durchaus ausreichend ist.

Bei den genannten Angaben handelt es sich allerdings um die sogenannte technische Leistung. Die landwirtschaftliche Leistung ergibt sich bekanntlich durch Abzug der landwirtschaftlich unvermeidbaren "Leerläufe", die man erfahrungsgemäß mit 40 bis 60 % ansetzen muß; aber auch dann sind die angegebenen Durchsätze durchaus genügend.

Für den Praktiker ist aus dem obigen Diagramm ein Rückschluß auf die nötige Schlepperstärke dadurch möglich, daß zu den genannten Zapfwellen-PS der Bedarf für die Vorfahrt des Schleppers und den Zug des Wagens addiert wird, der grob gerechnet mit 6 PS für Zug, Vorfahrt und Wagen und 6 PS als Reserve angenommen werden kann. Man kann somit aus dem Diagramm ablesen, was ein Schlepper der 25-PS- oder 35-PS-Gruppe an Durchsatzleistungen erreichen kann.

5. ZUSAMMENFASSUNG

Prüfstandsuntersuchungen an breiten Trommeln (Mundstücksbreite $m = 700$ mm) und Zeitdehneraufnahmen an denselben haben ergeben, daß:

1. mit breiten Trommeln keine einheitlich exakt erforderliche Häcksellänge, insbesondere bei Anwelkgut, erzielt wird,
2. bei derartigen Häckslern sich schwer ein gleichmäßiges Gutpolster vor der Trommel erreichen läßt, insbesondere wenn diese von PS-schwachen Schleppern angetrieben werden,
3. dort ein Hindurchschlüpfen von ungeschnittenen Halmen zwischen den Messern nicht zu vermeiden ist,
4. der auftretende hohe Anteil an Überlängen ein maschinelles Entladen der Wagen, ein kontinuierliches Beschicken der Lagerräume, eine mechanische Entnahme des Futters und eine mechanische Futterverteilung erschwert bzw. eine folgende Mechanisierung ausschließt;

Prüfstandsversuche und Feldversuche mit schmalen Trommeln (Mundstücksbreite $m = 400$ mm) zeigten dagegen folgendes Ergebnis:

5. schmale Trommelbauart ermöglicht eine Einhaltung der geforderten exakten Häcksellänge. Sie wurde als vorteilhaft erkannt und näher untersucht.
6. Diese Trommelbauart ist sowohl für den Bau von kleineren Häckslern (400 mm Breite, 520 mm Durchmesser) als auch für Groß-Feldhäcksler (Breite rund 600 mm, Durchmesser 750 mm) ein leistungsfähiges Bauelement.
7. Solche Schneidtrommeln erfordern infolge günstigerer Beanspruchungen einen bedeutend geringeren baulichen Aufwand, brauchen jedoch weder an Schnittgüte noch an Durchsatzleistungen gegenüber bekannten Scheibenrad-Feldhäckslern zurückzustehen und haben den Vorteil, daß die Messer leicht von außen zu schleifen sind.

8. Der Einfluß der Messerschärfe und des Messerabstandes zur Gegenschneide, der Wurfform, des Anschleifens sowie der Einfluß der Lage der Gegenschneide wurden durch Prüfstand-Versuche ermittelt.
9. Vergleiche auf elektronischer Basis von verschiedenen Messerformen, auf ein und derselben Trommel montiert, brachten vertiefte Einblicke.
10. Während Schärfe der Messer und Messerabstand von der Gegenschneide großen Einfluß haben (bis 300%), konnten nachteilige Wirkungen von außen geschliffenen Messern gegenüber innen geschliffenen Messern nicht festgestellt werden.
11. 2 Wurfmesserformen wurden als brauchbar erkannt und auf ihr Verhalten hin besonders untersucht.
12. Die Leistungsaufnahme ist vor allem durch leicht scharf zu haltende Messer und entsprechende Materialauswahl senkbar.
13. Durch Vermehrung der Messer, beispielsweise sechs auf acht oder zehn, ist die Schnittzahl unter gleichzeitiger Drehzahlsteigerung fast beliebig zu erhöhen, um so auch größten Anforderungen in Bezug auf Durchsatzleistung und Exaktschnitt zu entsprechen. Besonders hier ist die Trommelbauart der Scheibe überlegen.
14. Die Ergebnisse der Untersuchungen führten zum Bau eines verkleinerten Anbau-Querfluß-Trommel-Feldhäckslers, wodurch nachgewiesen werden konnte, daß auch bei kleinen Maschinen die Trommelbauart Gewichtseinsparungen bis ca. 40 % ermöglicht.

Summary

In test-stand experiments on broad cylinders (diameter \underline{m} = 700 mm) and using very high-speed sequence photographs, it was shown that:

1. With broad cylinders no uniform exact required cut length, especially in the case of half-dry material, can be obtained.
2. With such cutters it is difficult to obtain an even spread of the cushion of material in front of the drum, especially if they are driven by low-hy tractors.
3. With broad cylinders the slipping through of uncut stalks between the knives is unavoidable.
4. The high incidence of excessive lengths makes it more difficult to unload the forage wagons, mechanically, to feed continuously into the storage rooms, to unload fodder mechanically and to distribute fodder mechanically, or even makes connected mechanization impossible.

In test-stand and field experiments with narrow cylinders (diameter \underline{m} = 400 mm) it was show, on the other hand, that:

5. A narrow cylinder makes it possible to adhere to the required exact cut lengths. In view of this advantage, a closer examination was made.
6. This type of cylinder is an efficient component unit both for the construction of smaller choppers (breadth 400 mm, diameter 520 mm), and for the larger field-chopper (breadth ca. 600 mm, diameter 750 mm).
7. Such cutting cylinders require considerably less construction outlay, because of more favourable specifications yet do not

turn out inferior cut material and their through put performance is not inferior to that of well-known fly-wheel-field-choppers. Further, they have the advantage that the knives can be easily sharpened from the outside.

8. The influence of knife-sharpness and gap between blade and shear-bar, of the ejector form, of whetting, and of the setting of the shear-bar, were established by experiment.
9. Comparisons of different knife forms, mounted on one and the same cylinder, proved of value.
10. Whereas the sharpness of the knives and the gap between knife and shear-bar are of significant influence (up to 300 %) it was not possible to determine disadvantageous effects in the case of knives sharpened from the outside as compared with inner-sharpened knives.
11. Two ejector knife shapes were accepted as practical and their characteristics specially tested.
12. The performance required of the machine can above all be lowered by using easily-sharpened knives and choosing material correspondingly.
13. By increasing the number of knives, e.g. from 6 to 8 or 10, the cutting number can be raised almost at will, if the revolutions are simultaneously increased, to meet maximum requirements in throughput performance and cutting precision. Especially in this point the cylinder construction is superior to the fly wheel.
14. The results of the experiments led to the construction of a reduced attachment-crossflow-cylinder-type-field-chopper, which showed that even with small machines the cylinder construction type enables weight savings of up to approximately 40 % to be made.

Resumé

Les essais au banc effectués sur les tambours larges (largeur de la fente $m = 700$ mm) et les prises cinématographiques au ralenti ont montré:

1. Que les tambours larges ne permettent pas d'obtenir une longueur de hachage exactement uniforme, en particulier sur les fourrages préfanés.
2. Que ces hacheuses ne permettent que difficilement de rassembler devant le tambour un coussin de fourrage uniforme, en particulier si elles sont entraînées par des tracteurs peu puissants.
3. Que le passage entre les couteaux de tiges non hachées ne peut être empêché.
4. Que le grand pourcentage de tiges trop longues rend difficile ou exclut même le déchargement mécanique des véhicules, le remplissage continu des silos, la reprise mécanique du fourrage et sa distribution mécanique.

Par contre, les essais au banc et les essais au champ entrepris avec les tambours étroits (largeur de la fente $m = 400$ mm) ont donné les résultats suivants:

5. Le type de tambour étroit permet le respect rigoureux d'une longueur de hachage uniforme. Il a été jugé avantageux et a fait l'objet d'études plus en détail.
6. Ce type de tambour constitue un élément de construction valable aussi bien pour les petites hacheuses (largeur de 400 mm, diamètre de 520 mm) que pour les grandes hacheuses (largeur de 600 mm, diamètre de 740 mm).
7. Leur construction est moins coûteuse étant donné qu'ils sont soumis à des efforts moins brutaux bien que la qualité de coupe et le débit ne soient pas inférieurs à ceux des hacheuses à disques connus. Ils ont en outre l'avantage

que les couteaux peuvent être aiguisés facilement de l'extérieur.

8. L'influence du tranchant des couteaux et de la distance entre les couteaux et la contre-lame, de la forme de projection, de l'angle de coupe ainsi que l'influence de la disposition de la contre-lame ont été déterminées pendant les essais au banc.
9. La comparaison de différentes formes de couteaux montés sur le même tambour a apporté de connaissances approfondies.
10. Tandis que le tranchant du couteau et la distance des couteaux par rapport à la contre-lame ont une grande influence (jusqu' à 300 %) on n' a pu constater que les couteaux dont la face extérieure est aiguisée soient moins efficaces que les couteaux dont la face intérieure est aiguisée.
11. Deux formes de couteaux projectifs ont été jugées valables dont on a examiné en particulier le comportement.
12. La puissance absorbée peut être diminuée surtout en utilisant des couteaux dont l'aiguisage est facile et dont le matériau a été choisi judicieusement.
13. En augmentant le nombre de couteaux, par exemple en utilisant huit ou dix couteaux au lieu de six, on peut augmenter le nombre de coupes presque à volonté en augmentant en même temps le nombre de tours et on peut ainsi satisfaire les exigences les plus élevées en ce qui concerne le débit et la qualité de coupe. C'est par ce fait que le tambour se montre surtout supérieur aux disques.
14. Les résultats des recherches ont conduit à la construction d'une petite hacheuse portée à tambour et à flux transversal qui a permis de démontrer que le tambour permet des économies de poids allant jusqu' à environ 40 % même sur les petites machines.

6. LITERATURVERZEICHNIS

1. Berge, O.J. Design and Performance Characteristics
for the Flywheel Type Forage-Harvester
Cutterhead
Agricultural Engineering 32 (1951) S 85 - 91
2. Brenner, W.G. Arbeitsverfahren mit dem Feldhäcksler und
die Mechanisierung der Silowirtschaft
Landtechnik 1/2 (1961) S 6 - 15
3. Brenner, W.G. Bessere Siliertechnik durch verbesserte
Silos
K.Grimm und
M. Schurig
DLG-Mitteilungen 17 (1961) S 561 - 563
4. Brenner, W.G. Erfahrungen beim Einsatz des Schlegel-
feldhäckslers
und K.Grimm
Landtechnik 7 (1960) S 155 - 159
5. Brenner, W.G. Schneid- und Wurfvorgänge in Trommel-
Feldhäckslern
und K.Grimm
Landtechnische Forschung 5 (1963)
S 142 - 150
6. Clendenin, W.H. The Development of a high capacity
J.C. Corwith and Forage Harvester
J.A. Walker ASAE-Meetin 1962 Washington
ASAE-Paper No 62 - 112
7. Clendenin, W.H. Developing a New High-Capacity
J.C. Corwith and Forage Harvester
J.A. Walker Agricultural Engineering 44 (1963)
S 186 - 189 u 44 (1963) S 246 - 250
8. Dencker, C.H. Handbuch der Landtechnik
Verlag Paul Parey
Hamburg und Berlin 1961
9. Dolling, C. Untersuchungen über den Leistungsbe-
darf von Feldhäckslern
Landtechnische Forschung 7 (1957)
S 65 - 76
10. Duffee, F.W. Impeller blade shape affects, forage
blower performance
Argr.-Eng. Okt. (1957) S 722 ff.
11. Fahr, Wilfried Prüfmethode, Konstruktionstagung
14 (1959) S 57 - 59

12. Fahr, A.G. Schleifvorrichtung am Scheibenradhäckslern 1962
13. Feldmann, F. Der Vielzweckwagen
Berichte über Landtechnik
Heft 79 (1963)
14. Fischer-Schlemm, W.E. und O. Eggert Der Einfluß des Häckselmesser-Watenwinkels auf Schnitthaltigkeit und Kraftbedarf
Landtechnische Forschung 4 (1955)
S 109 - 111
15. Güth, K. Untersuchungen am Schneidvorgang, von Gebläsehäckslern
Landtechnische Forschung 2 (1952)
S 69 - 79
16. Grimm, K. und H. Leykauf Zeigte München eine klare Entwicklungstendenz im Feldhäckslernbau?
Landtechnik 17 (1962) S 574 - 580
17. Grimm, K. Stallungstreuer im Feldhäckslernbetrieb
Landtechnik 13 (1962)
S 489 - 493
18. " " Die Feldhäckslernkette in der Heu- und Grünfütterernnte
DLG-Mitteilungen 2 (1962) S 35 - 38
19. " " Der Feldhäckslern im Blickpunkt der Fütterernnte-Konservierungs- und Fütterernnte-technik
Landmaschinen-Fachbetrieb 10 und 11 (1962) 10 / S 246 - 252
11 / S 319 - 323
20. Grimm, K. und H. Kromer Mechanische Fütterernnteanlagen für Rindvieh
Landtechnik 9 (1963) S 278 - 282
21. Grimm, K. Fütterernnteversuchsanlagen in der Praxis
Landtechnik 10 (1963) S 310 - 317
22. " " Untersuchungen an Trommel-Feldhäckslern mit Gebläse (Fahr, Speiser) Unveröffentlichter Bericht. Institut für Landtechnik-Weißenstephan (1958)

23. Grimm, K. Untersuchungen am Scheibenradhächsler
 (John Deere)
 Unveröffentlichter Bericht. Institut
 für Landtechnik (1959)
24. Grimm, K. Untersuchungen an Trommel-Feldhächslern
 (Fahr II)
 Unveröffentlichter Bericht. Institut
 für Landtechnik, Weihenstephan (1959)
25. Liljedahl, J.B. Measurement of Shearing Energy
 G.L. Jackson Arg.-Eng. (1961) S 298
 De Graff, R.P.u.
 M.E. Schröder
26. Kampf, G. Theoretische und experimentelle Unter-
 suchungen an Wurfgebläsen.
 Diss. T-H. Braunschweig (1956)
27. " " Untersuchungen an Wurfgebläsen
 Landtechnische Forschung 3 (1957)
 S 9 - 14
28. Krause-Berg- Der Einsatz des Feldhächslers unter
 mann, P. Berücksichtigung neuer Bauarten.
 Dissertation, Landw. Hochschule
 Stuttgart-Hohenheim (1959)
29. Matthies, H.J. Stand der Entwicklung auf dem Gebiet
 der Mechanisierung der Fütterung
 Landtechnik 21 (1961)
30. " " Wurfförderung und pneumatische Förderung
 und Dipl.Ing. bei Gebläsehächslern
 H.Brenstedt Landtechnische Forschung 1 (1952)
 S 14 - 17
31. Messmer, M. DBP Patentschrift
 Nr. 955 370
32. Mortasawi, M. Die Schnittlänge von Halmguthäcksler
 Dissertation, Landw.-Hochschule
 Stuttgart (1963)
33. Ow.von, K. Beitrag zu den Versuchen mit Silohäcksler-
 maschinen
 Dissertation; TH München (1934)
34. Perels, E. Handbuch des Landmaschinenwesens
 Jena (1880)

35. Sass,H. Der Leistungsbedarf des Feldhäckslers
Landtechnik 9 (1958)
S 226 - 229
36. Schurig,M. Hochsilos - mechanisch entleert
Landtechnik 23 (1961)
S 746 - 748
37. Schurig,M. Technik und Arbeitswirtschaft bei der
Befüllung und Entleerung von Gärfutter-
Hochsilos.
Dissertation: TH München (1962)
38. Seifert,H. Der Feldhäckslers und was dazu gehört
Mitarbeit
Grimm,K.und
Schurig,M. KTL Flugschrift 10 (1962)
39. Segler,G. Ein möglichst geringer Kraftbedarf
Landtechnik 6 (1951)
S 144 - 147
40. Segler,G. Der Einfluß der Zerkleinerung von grünem
u. B.Winkler Halmfutter auf die Silolagerung
Landtechnische Forschung 2 (1955)
S 42 - 47
41. Segler,G. Landtechnik
VDJ-Zeitschrift 105 (1963)
S 391 - 398
42. Segler,F. DRP Patentschrift Nr. 87 3168
43. Zimmer,E. Silowirtschaft zukünftiger Futterbau-
betrieb.
(Prof. Könekamp)
BLV München
S 121 ff
44. Annual Statistical
Number Implement & Traktor
Nov. 1961, 1962, 1963