

which correspond precisely with the seed, if seed breeders are to develop a seed cluster fractionating within millimeters. That requires also that they increasingly aim at accomplishing technically the drilling of the cells with exactly known dimensions. In conjunction with manufacturers of single-seed drills in Western Europe, the "Instituut voor Landbouwtechniek en Rationalisatie in Wageningen" developed a measuring method enabling a uniform depth indication of the cells in the cell wheel.

J. A. Huizing: „La mesure des alvéoles des distributeurs de semoirs monograins.“

Etant donné le but agronomique des semoirs monograins, on peut exiger des fabricants de ces outils qu'ils adaptent les alvéoles des distributeurs exactement à la semence si l'on exige d'autre part des producteurs-multiplicateurs une segmentation des grains de betteraves en respectant des tolérances de millimètres. Cela exige un perfectionnement de la technique de perçage afin que les dimensions des alvéoles soient exactement connues. Le „Instituut voor Landbouwtechniek en Rationalisatie in Wageningen“ a donc développé en collaboration avec les constructeurs de semoirs

monograins de l'Europe occidentale une méthode de mesure qui permet une indication uniforme de la profondeur des alvéoles des distributeurs.

J. A. Huizing: „Medición de las células de las ruedas celulares en sembradoras de granos individuales.“

Teniendo en cuenta los fines agrotecnicos de las sembradoras de granos individuales, se debe exigir a los fabricantes de dichas máquinas que las células de las ruedas celulares concuerden exactamente con las semillas, si se exige a los cultivadores de las simientes que el fraccionamiento de los ovillos de simiente de remolacha se ajuste dentro de los límites de un milímetro a dichas células. Esto incluye que los fabricantes procuren cada vez más una perfección técnica de los taladros celulares a dimensiones conocidas. El Instituto de Técnica Agrícola y de Racionalización en Wageningen, en colaboración con los fabricantes de sembradoras de semillas individuales de la Europa Occidental ha desarrollado un procedimiento de medición que permite la indicación de una profundidad uniforme de las células de la rueda celular.

Heinz Schulz, Reinhold Herppich, Martin Wagner:

## Untersuchungen über den Leistungsbedarf von Ladewagen

Landtechnik Weihenstephan

### 1. Aufgabenstellung

#### 1.1. Untersuchte Probleme

In den vergangenen zwei Jahren fand der Ladewagen als neues Gerät der Futterernte eine starke Verbreitung in der Praxis. Trotz kurzer Entwicklungszeit erzielt er bereits beachtliche Leistungen und zeigt vielen Betrieben neue Wege einer Mechanisierung der Futterernte.

Die große Vielfalt des Ladewagenangebotes mit einer Zahl verschiedener Förderprinzipien läßt jedoch darauf schließen, daß man sich über konstruktive Details noch nicht einig ist und die ständig vorgenommenen Veränderungen und Verbesserungen lassen das Tasten nach optimalen Lösungen erkennen. Manche offene Fragen, beispielsweise die der Einachs- oder Zweiachsbauweise, des vorderen oder hinteren Anbaues des Ladeaggregates oder auch die der Kombination mit Miststreuwerk wurden inzwischen teilweise recht eindeutig durch die Nachfrage der Praxis zugunsten der Einachsbauart, der vorderen Aufnahme und des Spezialladewagens entschieden. Demgegenüber besteht jedoch noch Unklarheit über die zweckmäßige Ausbildung der Förderorgane.

Immer wieder kann in der Praxis und auf Vorführungen schon rein optisch festgestellt werden, daß in den Förderorganen mancher Ladewagen hohe Stoßbelastungen auftreten, die zu einem regelrechten Aufschaukeln von Nickschwingungen des Wagens führen und sich über die Zugdeichsel auch auf den Schlepper übertragen. Oftmals sind diese Schwingungen so stark, daß sich der Schlepperfahrer nicht mehr auf dem Sitz halten kann. Dies hat seine Ursache darin, daß der Schlepper unter dem Einfluß der hohen Deichselstützlast des Einachsers steht und dann infolge der Nickschwingung sich stoßweise aufbäumt. Aus diesem Grunde sollten in einer Versuchsreihe, die mit dankenswerter Unterstützung der Landmaschinen- und Ackerschlepper-Vereinigung (LAV) durchgeführt werden konnte, mehrere wichtige Förderprinzipien an Ladewagen in bezug auf Antriebsleistung und Antriebskontinuität untersucht und nach Möglichkeit miteinander verglichen werden.

Auch die neuentwickelten Schneidvorrichtungen, die dazu beitragen sollen, Schwierigkeiten beim Weiterfördern des Ladewagengutes zu umgehen, werfen eine Fülle konstruktiver Probleme auf. Vor allem stellt sich hierbei die Frage, wie hoch der Kraftbedarf für den Schneidvorgang ist und ob dadurch nicht ein Hauptvorteil des Ladewagens, nämlich eine besonders kraftsparende Mechanisierung der Futterernte, verloren geht. Aus diesem Grunde wurden zwei bereits auf dem Markt befindliche Ladewagen mit Schneidvorrichtung in die Untersuchungen einbezogen.

Letztlich sollte noch der Leistungsbedarf am Abladeverteiler erfaßt werden, da bisherige Entwicklungen auf diesem Gebiet vermuten ließen, daß die mechanische Verteilung von Ladewagengut beispielsweise zur Gebläsebeschickung einen großen Leistungsaufwand mit hohen Spitzenbelastungen verursacht.

#### 1.2. Untersuchte Geräte

Für die Untersuchung der anstehenden Probleme wie Leistungsbedarf und Antriebskontinuität an Förderorganen mit und ohne Schneidvorrichtung und Abladeverteiler standen vier Ladewagen, davon zwei mit Schneidvorrichtung und einer mit Abladeverteiler zur Verfügung. Über die hier geschilderten Versuche hinaus wurden die Ladewagen noch in weiteren Versuchen eingesetzt um die Eignung in verschiedenen Futterarten und auch die Arbeitsvorgänge bei der Einlagerung zu untersuchen [1].

##### 1.2.1. Förderorgane

Die Vielfalt der zur Zeit eingebauten Förderorgane läßt sich auf fünf Grundtypen zurückführen [2]:

- Rotierende Packertrummel (auch Fördertrommel, Drehkolben, Preßtrommel genannt);
- Förderschwinde (auch Schwingkolben, Preßkolben, Schwinghebel, Kurbeltrieb genannt);
- Schubstange;

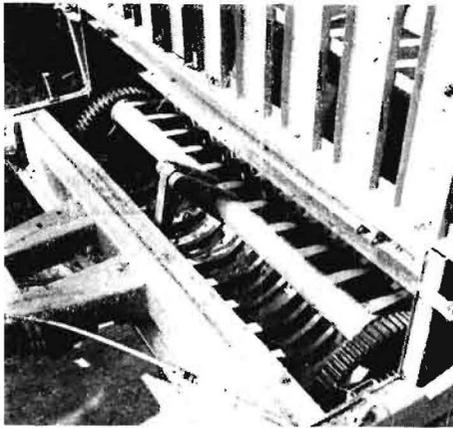


Bild 1: Förderorgan (Förderschwinge) von Wagen (1)

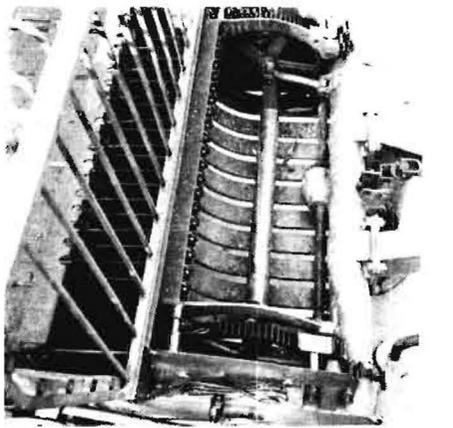


Bild 2: Förderorgan (Förderschwinge) von Wagen (2)  
Eingebaute Schneidvorrichtung mit bewegten Messern

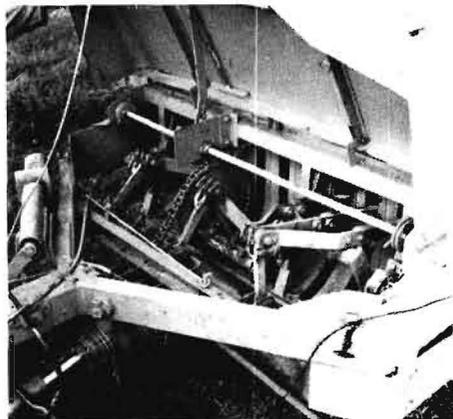


Bild 3: Förderorgan (geteilte Förderschwinge) von  
Wagen (3)

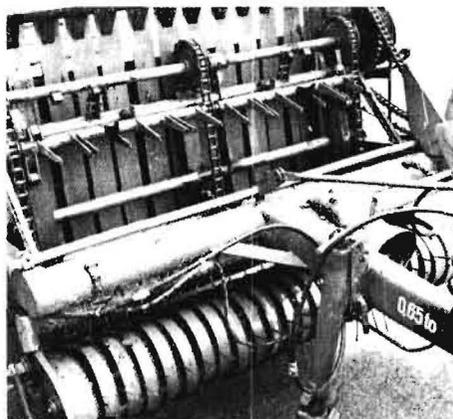


Bild 4: Förderorgan (Rechenkette) von Wagen (4)

Rechenkette  
Längsschnecke.

In Prospektangaben stößt man immer wieder auf sehr unterschiedliche Bezeichnungen für das gleiche Fördersystem. Im Interesse einer besseren Verständigung wäre jedoch eine einheitliche Benennung nach entsprechenden Normvorschlägen dringend erwünscht.

Die untersuchten Fördersysteme können unter „Förderschwinge“ und „Rechenkette“ eingeordnet werden. Konstruktive Details sind aus den Bildern 1 bis 5 ersichtlich.

Wagen (1) (Bild 1 und Bild 5a) besitzt als Förderorgan eine Förderschwinge (Firmenbezeichnung „gesteuerte Fördereinrichtung“), deren Mitnehmer in Reihe angeordnet sind. Der Antrieb erfolgt über zwei seitliche Zahnräder (80 U/min), die die exzentrische Lagerung der Mitnehmerwelle aufnehmen. Über einen mittleren Schwingenhebel wird die Mitnehmerwelle gesteuert.

Wagen (2) (Bild 2 und Bild 5b) verfügt über das gleiche Fördersystem (Firmenbezeichnung „Schwingkolben“); nur sind anstelle des mittleren Schwingenhebels zwei seitliche direkt neben den Zahnrädern (68 U/min) angebracht. Wahlweise kann dieser Wagen mit einer Schneidvorrichtung ausgerüstet werden (nähere Einzelheiten unter 1.2.2.).

Auch das Fördersystem von Wagen (3) (Bild 3 und Bild 5c) läßt sich als Förderschwinge einordnen (Firmenbezeichnung „geteilte Raffer“). Anstelle einer über die ganze Kanalbreite durchgehenden Schwinge sind jedoch hier drei Einzelschwingen mit je 3 Mitnehmern vorhanden, die durch eine Kurbelwelle (115 U/min) mit um 120° versetzten Kurbeln angetrieben werden. Jede Schwinge wird durch einen Schwingenhebel gesteuert. Durch diese Anordnung soll eine gleichmäßige Förderung des Ladegutes erreicht werden.

Wagen (4) (Bild 4 und Bild 5d) verwendet ein völlig anderes Fördersystem. Hier erfolgt die Abnahme des Gutes von der Pick-up-Trommel und die Weiterförderung durch den Förderkanal mit umlaufenden Rechenketten (0,13 m/s;

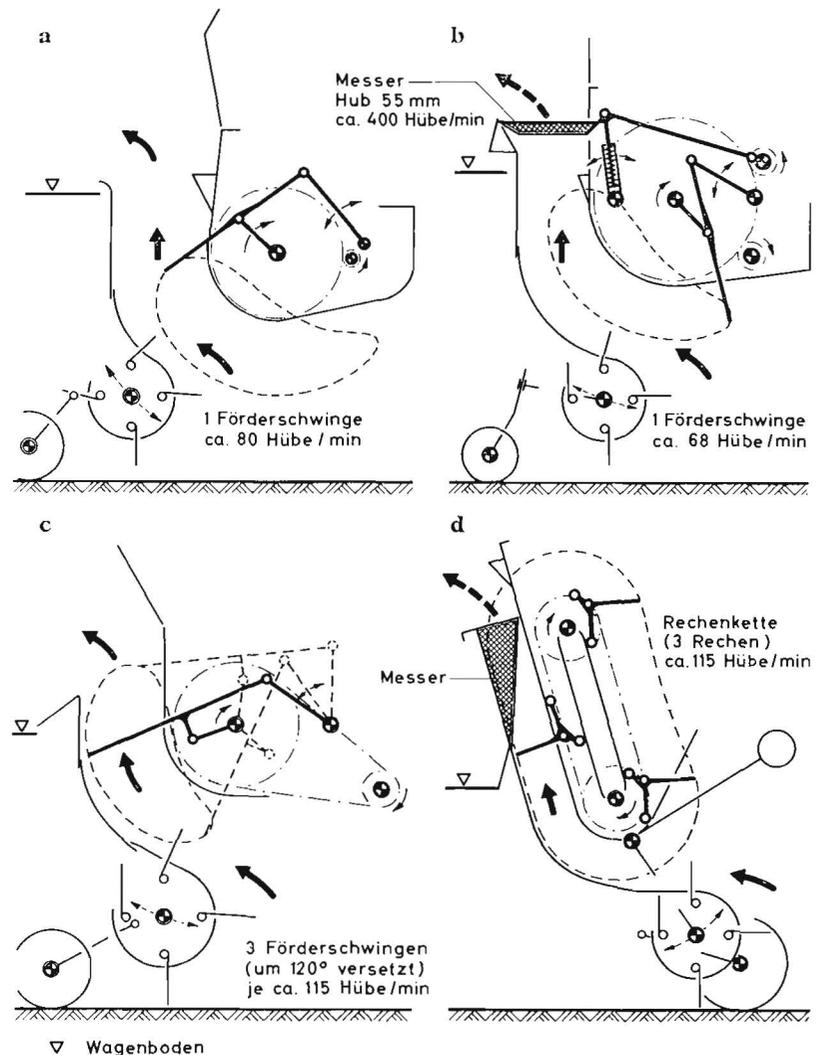


Bild 5: Schematische Übersicht der untersuchten Förderorgane



Bild 6: Schneidvorrichtung mit bewegten Messern von Wagen (2)  
Messerabstand hier 12 cm

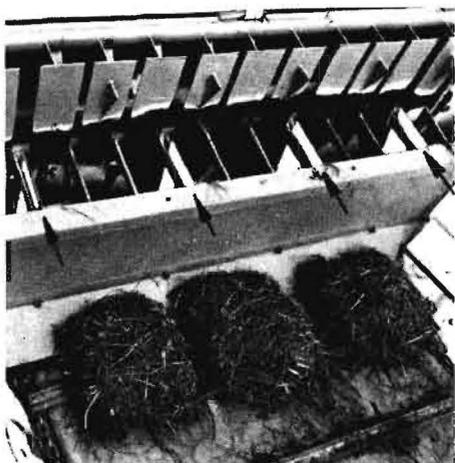


Bild 7: Schneidvorrichtung von Wagen (4) mit feststehenden Messern  
siehe Hinweisfeile; Messerabstand 30 cm

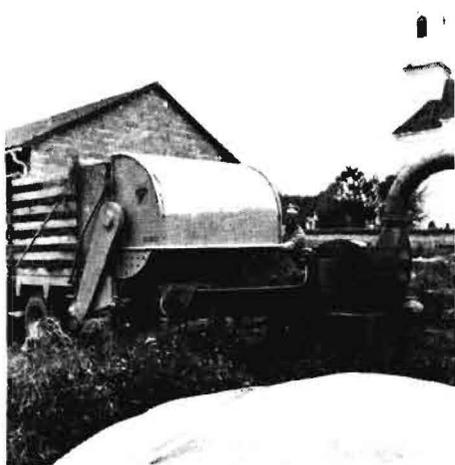


Bild 8: Abladeverteiler bei der Beschickung eines Gebläsehäckslers

Bild 9 (rechts): Querschnitt durch den Abladeverteiler

114 Rechenhübe/min). Drei Rechen mit in Reihe angeordneten Mitnehmern sind mit den Ketten gelenkig verbunden; die Steuerung der Rechen erfolgt über Laufrollen und entsprechend ausgebildete Führungen. Auch hier soll die Verwendung von insgesamt drei Förderelementen eine gleichmäßige und schonende Förderung bewirken.

### 1.2.2. Schneidvorrichtungen

In die Untersuchungen konnten zwei Schneidvorrichtungen mit feststehenden und bewegten Messern einbezogen werden. Inzwischen sind von der Industrie weitere Schneidvorrichtungen vorgestellt worden; nähere Erfahrungen hiermit können jedoch erst während der kommenden Futterernte gesammelt werden. Eine konstruktive Weiterentwicklung dieser Zusatzeinrichtungen am Ladewagen ist zu erwarten und teilweise auch noch dringend erforderlich. Über die Wirkung der Schneidvorrichtungen im Hinblick auf die Weiterförderung des Ladewagengutes, wird an anderer Stelle berichtet [1].

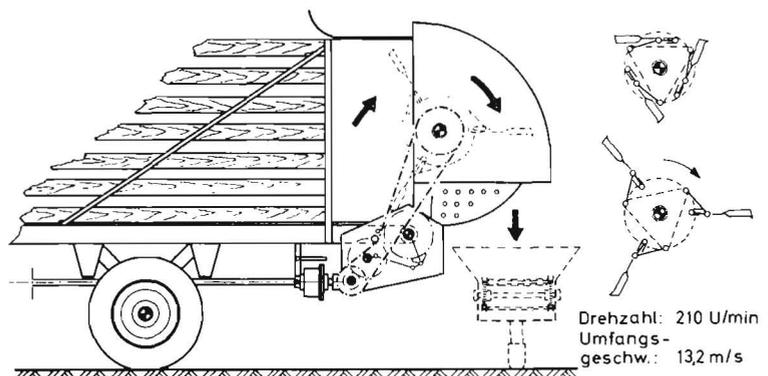
Die in Wagen (2) wahlweise einzubauende Schneidvorrichtung mit bewegten Messern (Bild 6) verfolgt das Ziel, den durch den Förderkanal gepreßten Futterstrang streifenweise nach dem Sägegatterprinzip aufzutrennen. Die quer in den Förderkanal hineinragenden Messer mit einem je nach Zerkleinerungsgrad wählbaren Messerabstand von 6, 12, 18 und 24 cm werden einseitig an einem Messerträger gehalten und durch Exzenterantrieb mit einem Hub von 5,5 cm und mit 410 Hüben/min hin und her bewegt. Der Messerträger stützt sich dabei auf zwei Federbeine ab, die es ihm ermöglichen, den stoßweisen Belastungen durch den Futterstrang etwas nach oben auszuweichen.

Auch die Schneidvorrichtung von Wagen (4) (Bild 7) kann bei Bedarf ausgebaut werden. Hier sind es vier feststehende, dreieckige Messer, die im Förderkanal mit einem Abstand von 30 cm angebracht werden und das Ladegut dann ebenfalls streifenweise aufteilen. Im Gegensatz zur Schneidvorrichtung von Wagen (2) wird dabei jedoch nicht ein kompakter Futterstock ohne Gegen-schneide zersägt, sondern einige speziell ausgebildete Mitnehmer der Rechenkette führen das Futter portionsweise mit ziehendem Schritt an den Messern vorbei.

Es hat sich gezeigt, daß der Schneidvorgang bei den relativ einfachen Schneidvorrichtungen im Ladewagen eine besondere Ausbildung der Messerschneide erfordert. Bei beiden untersuchten Schneidvorrichtungen hat sich eine feine Zahnung der Schneide als günstig erwiesen. Um dem Praktiker ein Nachschleifen der Messer zu ermöglichen, wird eine Schneidenflanke mit einem Feilenhieb versehen, so daß sich bei einseitigem Nachschleifen automatisch die erwünschte Schneidenform ergibt.

### 1.2.3. Abladeverteiler

Der anstelle der Ladewagenrückwand angebrachte Abladeverteiler soll die Wagenladung beim Entladen gleichmäßig abräsen und dadurch die mechanische Zuteilentleerung in Stetigförderer, insbesondere Gebläse ermöglichen (Bilder 8 und 9). Während sich diese Art der Wagenentleerung bei Exakt-häcksel mit entsprechend ausgebildeten Häckselwandverteilern bereits bewährt hat, besteht bei langem Ladewagengut die Schwierigkeit, das teilweise stark verfilzte und zähe Material auseinanderzureißen und ohne Wicklerscheinungen in den Gebläsetrog zu fördern. Der Abladeverteiler benutzt hierzu eine mit 210 U/min bei Nenndrehzahl rotierende Schlegelwelle, die den vom Kratzboden vorgeschobenen Futterstock nach oben hin „fast halmweise“ abräst. Die einzelnen Schlegel mit hakenförmiger Spitze sind federnd auf drei Nebenwellen angebracht. Die Kinematik der Anlenkung der Nebenwellen an die Hauptwelle bewirkt, daß sich der Durchmesser des gesamten Systems je nach Belastung und Drehzahl vergrößern und verkleinern kann (Bilder 10 und 11). Dadurch wird vor allem das Anlaufen zu Beginn des Abladevorgangs ermöglicht beziehungsweise erleichtert, denn die Wagenladung wird



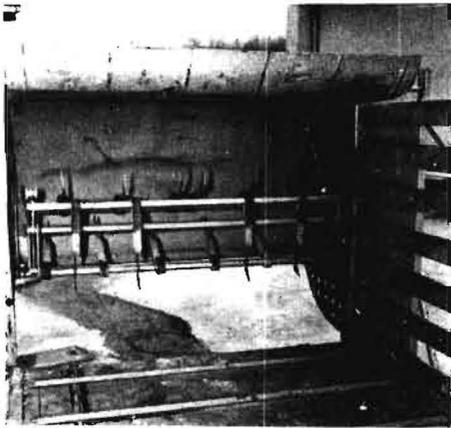


Bild 10: Abladeverteiler im Anlaufzustand (kleinster Durchmesser)

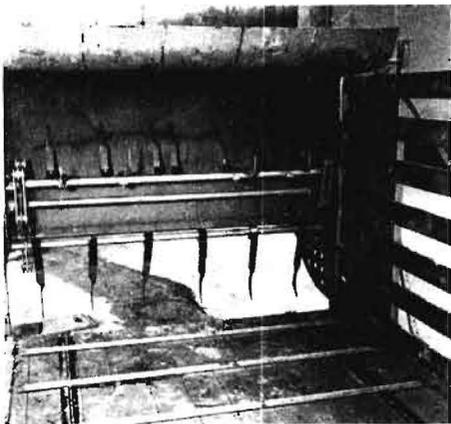


Bild 11: Abladeverteiler bei voller Drehzahl (größter Durchmesser)



Bild 12: Drehmomentenmeßnabe zwischen Schlepperzapfwelle und Gelenkwelle des Ladewagens



Bild 13: Meßwagen mit Drehmoment-Registrieranlage im Schlepp des zu untersuchenden Ladewagens

beim Beladen des Wagens fest gegen den Abladeverteiler gepreßt. Weiterhin können die Schlegel bei stoßweiser Belastung durch Futterdichtungen entsprechend ausweichen.

## 2. Meßtechnische Durchführung

### 2.1. Voraussetzungen

Für die verschiedenen Förderprinzipien wurden unter möglichst praxisnahen Einsatzbedingungen die Antriebsleistungen beziehungsweise der Leistungsbedarf gemessen. Die Meßwerte sollten für die unterschiedlichen Fördersysteme untereinander vergleichbar sein, um sie gegenseitig beurteilen zu können. Dies ist aber gerade im praktischen Einsatz, also im Feldversuch, nicht leicht zu erreichen. Dies hat seine Ursache hauptsächlich in drei Punkten:

1. Ungleichmäßigkeiten in der Art des Ladegutes, vor allem im Feuchtigkeitsgehalt;
2. Ungleichmäßigkeiten in der Schwadstärke;
3. Geländeunebenheiten, die keine gleichmäßige Ladearbeit erlauben.

Um den Einfluß dieser Punkte möglichst klein zu halten, wurde eine ebene Wiese mit einem gleichmäßigen Bestand gewählt und sorgfältig geschwadet. Da die Versuche in eine Schönwetterperiode fielen, war auch die Gutfeuchte relativ gleichmäßig. Dennoch ergaben sich Unterschiede vor allem in der Schwadstärke und damit auch in der Ladeleistung, die einen direkten Vergleich der einzelnen Ladesysteme erschweren. Aus diesem Grunde sollen zukünftig die Feldversuche durch Messungen auf einem Ladewagenprüfstand mit gleichmäßiger Zuführung des Gutes ergänzt werden.

### 2.2. Methode

Trotz Beachtung des obengenannten stellte sich schon bei Vorversuchen heraus, daß das registrierte Drehmoment nicht nur dem typischen Verlauf des Fördervorganges folgt, sondern auch in seiner absoluten Höhe den noch vorhandenen Ungleichmäßigkeiten im Schwad, so daß eine feinere Gegenüberstellung der Meßwerte ohne weiteres nicht möglich ist. Um jedoch die erwünschte Gegenüberstellung der Meßwerte zu erhalten, wird ein Vergleichsfaktor  $k$ , die spezifische Antriebsleistung, eingeführt. Dazu war es notwendig, folgende Werte zu messen:

$Q$  = Wagenladung [dz];

$t$  = Beladezeit für die Menge  $Q$  [h];

$M_d$  = Mittleres Zapfwellendrehmoment [mkp];

$n$  = Zapfwelldrehzahl [U/min].

Daraus lassen sich berechnen:

- 2.2.1. Die mittlere Antriebsleistung  $N$   
(im folgenden auch mittlerer Leistungsbedarf genannt)

$$N = \frac{M_d \cdot n}{716.2} \text{ [PS]}.$$

- 2.2.2. Die mittlere Ladeleistung  $L$

$$L = \frac{Q}{t} \text{ [dz/h]}.$$

- 2.2.3. Der Vergleichsfaktor beziehungsweise die spezifische Antriebsleistung  $k$   
(im folgenden auch spezifischer Leistungsbedarf genannt)

$$k = \frac{N}{L} \begin{bmatrix} \text{PS} \\ \text{dz/h} \end{bmatrix}.$$

### 2.3. Ermittlung der Meßwerte

#### 2.3.1. Wagenladung $Q$

Die Wagenladung  $Q$  entsprach einer Schwadlänge von jeweils 230 m. Dies ergab gerade eine Menge, die noch nicht in den Laderaum gepreßt werden mußte. Dieses Pressen mußte vermieden werden, um die Drehmomentmessungen nicht ungünstig zu beeinflussen. Das Gewicht der Wagenladung  $Q$  wurde mit einer Fuhrwerkswaage bestimmt.

#### 2.3.2. Zeit $t$

Die Zeit  $t$  wurde mit der Stoppuhr gemessen. Es wurde also zu Beginn und am Ende des 230 m langen Schwades gestoppt. Dabei wurde die Zeit  $t$  in etwa so durch die Schleppergeschwindigkeit vorbestimmt, daß sich normale Ladeleistungen ergaben. Damit während des Messens keine Störungen auftraten, wurde absichtlich nicht mit größtmöglicher Ladeleistung gefahren. Während aller Versuche wurde die Schleppergeschwindigkeit konstant gehalten.

### 2.3.3. Drehmoment $M_d$

Die Registrierung des Drehmomentes  $M_d$  erforderte bei dieser Untersuchung den größten meßtechnischen Aufwand. Die Aufnahme erfolgte auf elektronischer Basis mit Dehnungsmeßstreifen. Die Drehmomentenmeßnabe (Bild 12) wird auf die Zapfwelle des Schleppers gesteckt und somit zwischen Schlepper und dem Lademechanismus des Wagens geschaltet. Die Meßnabe gibt die dem Drehmoment proportionalen elektrischen Werte über ein Meßkabel an den hinten angehängten Meßwagen (Bild 13) weiter. In dem Meßwagen befinden sich die Geräte zur Verstärkung und Registrierung des Meßwertes. Über die Grundausrüstung des Meßwagens wurde bereits näher berichtet [3]. Die Registrierung des Drehmomentes erfolgte bei einem Versuch während der ganzen Ladezeit. Da dem Drehmoment höherfrequente Schwingungen überlagert sind, wurden diese noch vor der Registrierung über 16 Hz abgefiltert. Dadurch kann das Diagramm leicht über die ganze Länge planimetriert werden, um den Mittelwert zu erhalten.

### 2.3.4. Drehzahl $n$

Die Drehzahl  $n$  ist bei der auftretenden geringen Leistung und der ausreichenden Schlepperstärke von 35 PS als nahezu konstant ermittelt worden. Dazu diente ein normaler Drehzahlmesser.

## 3. Ergebnisse

### 3.1. Leistungsbedarf und Antriebskontinuität bei den Förderorganen

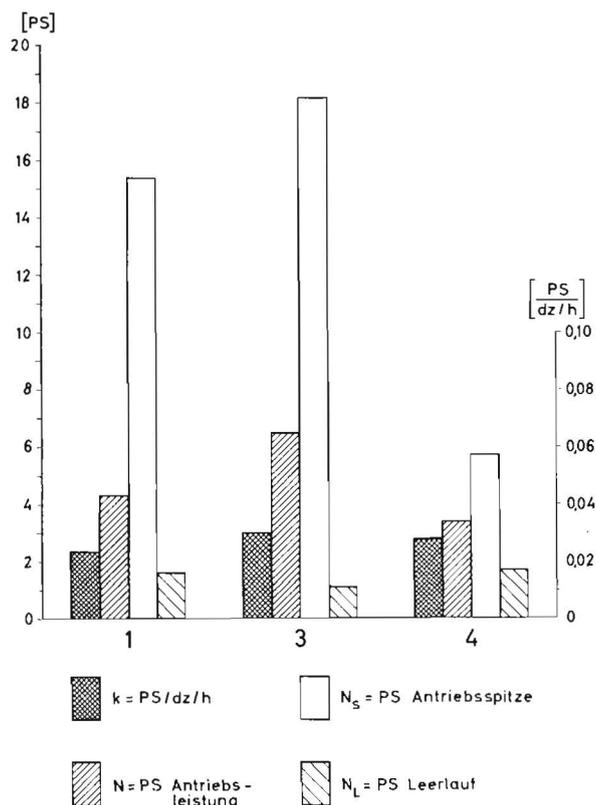
Der Leistungsbedarf der Förderorgane der Wagen (1), (3) und (4) konnte auf dem gleichen Versuchsgelände gemessen werden. Wagen (2) stand leider nur zu einem späteren Zeitpunkt zur Verfügung und kann daher hier nicht berücksichtigt werden, sondern läßt nur einen Vergleich mit und ohne Schneideinsatz zu. Wie bereits ausgeführt, sind Vergleiche zwischen den einzelnen Fördersystemen, hinsichtlich des Leistungsbedarfes nur über den Wert  $k$  möglich, der den Leistungsbedarf je dz/h Ladeleistung angibt. Auch die auftretenden PS-Spitzen können aus den gleichen Gründen nicht direkt, sondern nur unter gleichzeitiger Berücksichtigung des mittleren Leistungsbedarfes miteinander verglichen werden. Die Meßwerte sind in Bild 14 und Tafel 1 dargestellt.

#### 3.1.1. Leerlaufleistungsbedarf $N_L$

Der Leerlaufleistungsbedarf  $N_L$  bewegt sich bei den einzelnen Fördersystemen in den Grenzen von 1,07 bis 1,74 PS und damit in einer recht niedrigen Größenordnung.

#### 3.1.2. Mittlerer Leistungsbedarf $N$

Der mittlere Leistungsbedarf  $N$  liegt bei den erzielten Ladeleistungen von 120,92 bis 217,35 dz/h (die in etwa auch den praktischen Verhältnissen entsprechen) in der Größenordnung von 3,40 bis 6,48 PS. Es ist bemerkenswert und spricht für das Prinzip des Ladewagens (mechanische Förderung, im



**Bild 14:** Graphische Darstellung der Meßergebnisse bei den Förderorganen  
1 Wagen (1) — Förderschwinde; 3 Wagen (3) — geteilte Förderschwinde;  
4 Wagen (4) — Rechenkette

Gegensatz zur pneumatischen Förderung beim Feldhäcksler), daß mit derart niedrigen Antriebsleistungen solche hohe Ladeleistungen erzielt werden können.

#### 3.1.3. Spezifischer Leistungsbedarf $k$

Unter Berücksichtigung der jeweils erzielten Ladeleistung kann der spezifische Leistungsbedarf (Vergleichsfaktor  $k$ ) ermittelt werden. Ob dieser  $k$ -Wert gegebenenfalls von der absoluten Höhe der Ladeleistung abhängt, kann erst in Prüfstandsversuchen geklärt werden. Es ist immerhin denkbar, daß der spezifische Leistungsbedarf eines Ladewagen-Förderorgans mit steigender Ladeleistung entweder geringer wird, da auch der Leerlaufanteil abnimmt, oder aber andererseits durch steigende Reibung im Förderkanal zunimmt. Unter diesen Einschränkungen lassen sich Unterschiede zwischen den verschiedenen Fördersystemen erkennen, da der  $k$ -Wert in den Grenzen von 0,023 bis 0,030 PS je dz/h Ladeleistung variiert, also in einer Größenordnung von etwa 30% (gemessen am Kleinstwert). Es ist jedoch erstaunlich, daß gerade das Fördersystem mit der niedrigsten Leerlaufleistung (Wagen 3) den höchsten spezifischen Leistungsbedarf erfordert.

**Tafel 1: Versuchsbedingungen und Meßergebnisse „Förderorgane“**

Wagen-Nr.	Futterart	Trocken-	Lade-	$M_d$	Mittlerer Leistungsbedarf $N$	Vergleichs-	Antriebs-	Leerlauf-
		masse	leistung $L$					
		[%]	[dz/h]	[mkp]	[PS]	[PS/h/dz]	[PS]	[PS]
1 (Förderschwinde)	Anwelkgras 2. Schnitt	46,25	192,20	5,35	4,33	0,023	15,39	1,62
3 (geteilte Förderschwinde)	Anwelkgras 2. Schnitt	46,00	217,35	8,00	6,48	0,030	18,22	1,07
4 (Rechenkette)	Anwelkgras 2. Schnitt	56,25	120,92	4,20	3,40	0,028	5,75	1,74

dert, diese Erscheinung kann hauptsächlich dadurch erklärt werden, daß bei dieser dreiteiligen Förderschwinde bei jedem Förderhub jeweils nur  $\frac{1}{3}$  des Futterstranges angehoben wird und dadurch eine Reiß- und Scherwirkung entsteht. Bestärkt wird diese Annahme durch die Feststellung, daß bei Rübenblatt eine starke Vermusung eintritt, obwohl gerade die dreiteilige Schwinde eine schonende Förderung bewirken soll. Nicht zuletzt ist an dieser Erscheinung auch die hohe Fördergeschwindigkeit beteiligt, die andererseits wiederum hohe Ladeleistungen erlaubt.

### 3.1.4. Antriebskontinuität

Wesentlich entscheidender und hinsichtlich der praktischen Auswirkung interessanter als die Unterschiede im spezifischen Leistungsbedarf sind die verschiedenen hohen Spitzenbelastungen  $N_S$ , die einen eindeutigen Zusammenhang mit dem Fördersystem erkennen lassen. Auch hier können die absoluten Werte nicht direkt miteinander verglichen werden, sondern sinnvoll nur das Verhältnis von mittlerem Leistungsbedarf  $N$  zur Antriebsspitze  $N_S$ . Für eine möglichst gleichmäßige Förderung, die eine gute Antriebskontinuität mit sich bringt, wäre es erwünscht, wenn beide Werte dicht beieinander liegen.

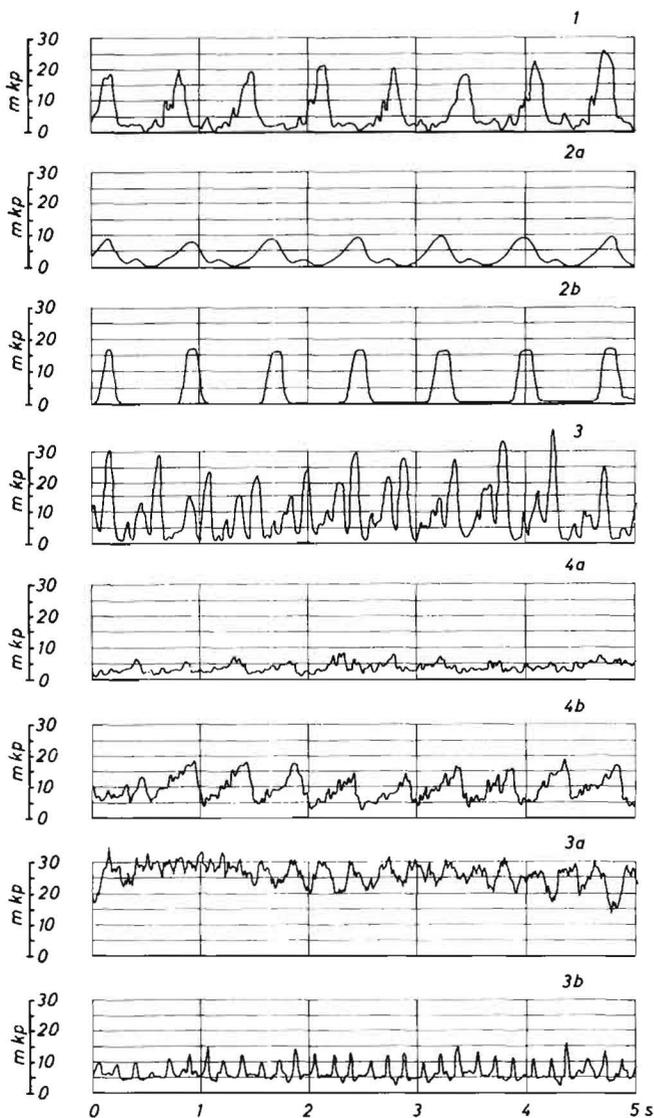


Bild 15: Typischer Zapfwellen-Drehmomentenverlauf von Förderorganen, Schneidvorrichtungen und Abladeverteiler

Kurve 1 Wagen (1) — Förderschwinde;  
 Kurve 2 a Wagen (2) — Förderschwinde, ohne Schneidvorrichtung;  
 Kurve 2 b Wagen (2) — Förderschwinde, mit Schneidvorrichtung;  
 Kurve 3 Wagen (3) — geteilte Förderschwinde;  
 Kurve 4 a Wagen (4) — Rechenkette, ohne Schneidvorrichtung;  
 Kurve 4 b Wagen (4) — Rechenkette, mit Schneidvorrichtung;  
 Kurve 3 a Wagen (3) — mit Abladeverteiler, 173,46 dz/h Abladeleistung;  
 Kurve 3 b Wagen (3) — mit Abladeverteiler, 35,70 dz/h Abladeleistung.

Bei Wagen (4) (Rechenkette) liegen die Leistungsspitzen  $N_S$  bei 5,75 PS und damit nur um etwa 70 % höher als der mittlere Leistungsbedarf  $N$ . Diese Zusammenhänge ergeben sich daraus, daß die drei Rechen in schneller Folge (115 Förderhübe/min) das Ladegut in kleinen Portionen ohne Reißwirkung durch den Förderkanal bringen. Auch die Drehmomentenkurve läßt diesen gleichmäßigen Verlauf erkennen (Bild 15, Kurve 4a).

Obwohl auch Wagen (3) mit einem dreiteiligen Fördergerät arbeitet, tritt hier mit 18,22 PS eine wesentlich höhere Spitzenbelastung auf. Der Grund liegt nicht allein in der höheren Ladeleistung, da die Spitzen um 180 % höher als die mittlere Antriebsleistung liegen (siehe Bild 15, Kurve 3). Vielmehr zeigt es sich im praktischen Betrieb, daß ein Teil des hochgeförderten Ladegutes beim Nachfassen der Mitnehmer wieder im Kanal herabfällt und den nächsten Förderhub zusätzlich belastet. Dieser Vorgang läßt sich bei fast allen Förderschwingensystemen beobachten und muß in Kauf genommen werden.

Die höchsten Differenzen im Drehmomentenverlauf zeigt Wagen (1). Hier liegen die gemessenen Spitzen mit 15,39 PS sogar um 250 % höher als der mittlere Leistungsbedarf. Die Erklärung findet sich darin, daß bei dieser einteiligen Förderschwinde nur 80 Förderhübe/min erfolgen und dadurch die jeweils geförderte Futtermenge relativ groß ist. Auch hier kann das Zurückfallen einer gewissen Futtermenge beobachtet werden (siehe auch Bild 15, Kurve 1).

Nun ist jedoch der Drehmomentenverlauf bei einem Fördersystem allein noch kein Bewertungsmaßstab für den praktischen Nutzen. Es hat sich nämlich gezeigt, daß gerade die Förderschwinde aufgrund ihrer einfachen Bauweise recht funktionssicher ist und auch den Ladeschwad gut portionsweise zerreißt (den letzten Vorteil kann übrigens auch der Rechenkettenträger für sich buchen), was sich günstig für den Einlagerungsvorgang auswirken kann. Trotzdem sollte vor allem im Hinblick auf die Verminderung der Schlepperbelastungen eine Verbesserung des Momentenverlaufes in derartigen Förderorganen gefordert werden. Nicht zuletzt wirkt sich dies auch günstig auf die gesamte Beanspruchung des Ladewagens aus.

### 3.2. Schneidvorrichtungen

Die bei der Überprüfung der Schneidvorrichtungen ermittelten Meßwerte erlauben nicht den Vergleich von einer Schneidvorrichtung zur anderen, da einmal eine unterschiedliche Schnittlänge vorliegt und die Messungen nicht unter gleichen Bedingungen durchgeführt werden konnten. Für die vorliegende Aufgabenstellung ist jedoch der Vergleich desselben Ladewagens mit und ohne Schneidvorrichtung bedeutungsvoller (Bild 16 und Tafel 2).

#### 3.2.1. Leerlauf-Leistungsbedarf $N_L$

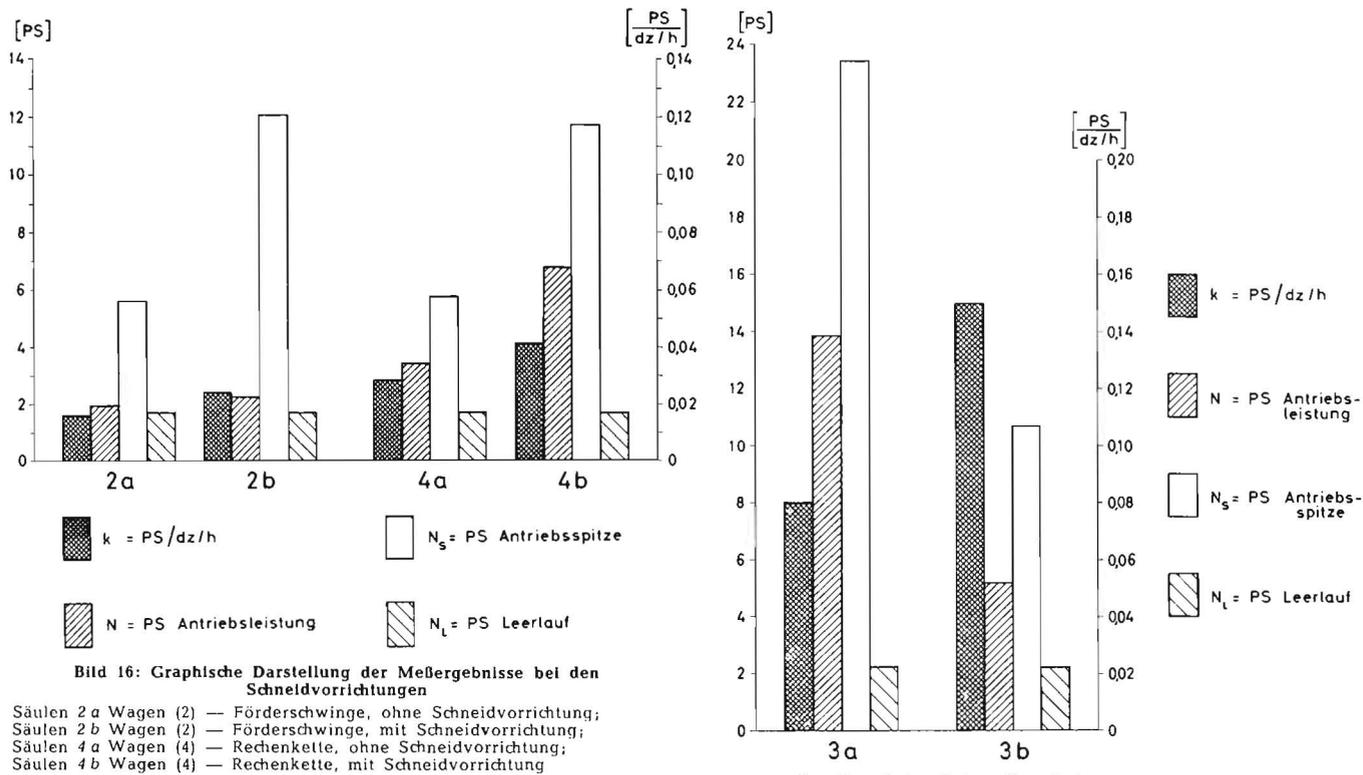
Es zeigte sich, daß der Leerlauf-Leistungsbedarf  $N_L$  durch den Einbau der Schneidvorrichtungen nicht meßbar beeinflußt wird.

#### 3.2.2. Mittlerer Leistungsbedarf $N$

Es ist verständlich, daß der mittlere Leistungsbedarf  $N$  durch die Verwendung der Schneidvorrichtungen erhöht wird. Die Meßwerte für Laden und Schneiden liegen jedoch mit 2,23 PS bei Wagen (2 b) und 6,76 PS bei Wagen (4 b) in einer Höhe, die erkennen läßt, daß der Schneidvorgang im Ladewagen keinen untragbar hohen Leistungsbedarf erfordert. Ein direkter Vergleich kann wiederum nur angestellt werden, wenn die unterschiedliche Ladeleistung berücksichtigt wird. Während die Schneidvorrichtung von Wagen (2 b) eine Verringerung der Ladeleistung verursachte (Ansprechen der Rutschkupplung bei größerem Durchsatz), ergab sich bei Wagen (4 b) keine Einschränkung in dieser Richtung.

#### 3.2.3. Spezifischer Leistungsbedarf $k$

Bei der Errechnung des spezifischen Leistungsbedarfes  $k$  er-



gibt sich für den Vorgang des Ladens und Schneidens in Wagen (2 b) (zehn bewegte Messer mit 12 cm Abstand) ein Wert von 0,024 PS je dz/h Ladeleistung, der um 50 % höher liegt als ohne Schneidvorrichtung. Damit ist bewiesen, daß das Schneiden von Ladewagengut selbst bei zähem Futter (Wiesengras im 3. Schnitt, 35,8 % TM) prinzipiell mit geringem zusätzlichen Leistungsbedarf durchgeführt werden kann, vor allem wenn es gelingt, die Spitzenbelastungen mehr als bisher zu senken. Auch bei der Schneidvorrichtung von Wagen (4 b) (vier feststehende Messer mit 30 cm Abstand) liegen ähnliche Verhältnisse vor. Hier wurde mit 0,041 PS je dz/h Ladeleistung ein um etwa 45 % höherer  $k$ -Wert als ohne Schneidvorrichtung ermittelt. Zu berücksichtigen ist allerdings, daß hierbei der Abstand der feststehenden Messer mit 30 cm relativ groß ist.

**Bild 17: Graphische Darstellung der Meßergebnisse beim Abladeverteiler**  
 Säulen 3 a Wagen (3) mit Abladeverteiler, 173,46 dz/h Abladeleistung  
 Säulen 3 b Wagen (3) mit Abladeverteiler, 35,70 dz/h Abladeleistung

### 3.2.4. Antriebskontinuität

Es könnte vermutet werden, daß bei Verwendung einer Schneidvorrichtung im Ladewagen die Spitzenbelastung noch stärker wird, da jede Schneidvorrichtung den Fluß des Ladegutes durch den Förderkanal behindert. Diese Annahme trifft für Wagen (2 b) auch voll zu. Hier liegen die Antriebsspitzen  $N_s$  mit 12,08 PS um 440 % höher als der mittlere Leistungsbedarf  $N$ , während ohne Schneidvorrichtung nur eine Erhöhung um 230 % gemessen wurde (siehe auch Bild 15, Kurve 2 b). Daß nicht noch höhere Spitzenbelastungen auf-

**Tafel 2: Versuchsbedingungen und Meßergebnisse „Schneidvorrichtungen“**

Wagen-Nr.	Futterart	Trockenmasse	Ladeleistung $L$	$M_d$	Mittlerer Leistungsbedarf $N$	Vergleichsfaktor $k$	Antriebsspitze $N_s$	Leerlaufleistung $N_l$
		[%]	[dz/h]	[mkp]	[PS]	[PS/h/dz]	[PS]	[PS]
2 a (ohne Schneidvorrichtung)	Anwelkgras 3. Schnitt	35,80	119,66	2,50	1,95	0,016	5,59	1,72
2 b (mit Schneidvorrichtung — zehn bewegte Messer mit 12 cm Abstand)	Anwelkgras 3. Schnitt	35,80	92,40	2,85	2,23	0,024	12,08	1,72
4 a (ohne Schneidvorrichtung)	Anwelkgras 3. Schnitt	56,25	120,92	4,20	3,40	0,028	5,75	1,74
4 b (mit Schneidvorrichtung — vier feststehende Messer mit 30 cm Abstand)	Anwelkgras 3. Schnitt	56,25	164,60	8,35	6,76	0,041	11,78	1,74

**Tafel 3: Versuchsbedingungen und Meßergebnisse  
„Abladeverteiler“**

Wagen-Nr.	Futterart	Trocken-	Ablade-	$M_{fl}$	Mittlerer	Vergleichs-	Antriebs-	Leerlauf-
		masse	leistung $L$		Leistungs-			
		[%]	[dz/h]	[mkp]	[PS]	[PS/h/dz]	[PS]	[PS]
3 a (Kratzbodenvorschub 1,11 m/min)	Anwelkgras 2. Schnitt	51,37	173,46	17,75	13,88	0,08	23,46	2,24
3 b (Kratzbodenvorschub 0,33 m/min)	Anwelkgras 2. Schnitt	51,37	35,70	6,65	5,20	0,15	10,71	—

treten, ist der gefederten Anbringung dieser Schneidvorrichtung zu verdanken, die eine gewisse Futtermenge puffern kann. Demgegenüber ergibt sich bei Wagen (4 b) die Feststellung, daß durch den Schneidvorgang keine prozentual höheren Spitzen auftreten. Hier lagen die gemessenen Werte mit 11,78 PS nur um 75 % über dem mittleren Leistungsbedarf, gegenüber 70 % ohne Schneidvorrichtung (siehe auch Bild 15, Kurve 4 b). Die Erklärung für diese Zusammenhänge ist weniger in der Konstruktion und Funktion der Schneidvorrichtung zu suchen, sondern in der Ausbildung des Förderorgans. Es ist anzunehmen, daß bei Förderorganen mit sehr ungleichmäßiger Förderung und damit hohen Spitzenbelastungen diese durch den Einbau einer Schneidvorrichtung noch mehr verstärkt werden, während andererseits in Förderorganen mit gleichmäßigem Fluß des Ladegutes eine Schneidvorrichtung zwar einen insgesamt höheren Leistungsbedarf, aber keinen prozentualen Anstieg der Antriebsspitzen verursacht. Die weitere Entwicklung der Schneidvorrichtungen im Ladewagen wird daher eng mit einer Verbesserung des Fördervorganges verknüpft sein müssen, denn bei der Verwendung einer Schneidvorrichtung entfällt das wichtigste Argument für eine stoßweise Förderung, nämlich das portionsweise Zerreißen des Ladeschwades.

### 3.3. Abladeverteiler

Die Messungen am Abladeverteiler (Bild 17 und Tafel 3) wurden mit größtem und kleinstem Kratzbodenvorschub durchgeführt. Beim größten Vorschub (1,11 m/min) ergab sich eine Abladeleistung von 173,46 dz/h, beim kleinsten Vorschub (0,33 m/min) wurden 35,70 dz/h entladen.

Beide Werte liegen über der Förderleistung eines Gebläses oder Gebläsehäckslers mit 8- bis 10-PS-Motor. Deshalb stößt das Abladen mit dem Abladeverteiler selbst bei kleinstem Kratzbodenvorschub noch auf Schwierigkeiten (ständiges Ein- und Ausschalten des Kratzbodens).

Der Leerlaufleistungsbedarf  $N_L$  wurde mit 2,24 PS ermittelt. Der mittlere Leistungsbedarf  $N$  ist abhängig vom Kratzbodenvorschub beziehungsweise von der Entladeleistung. Er betrug beim kleinsten Vorschub 5,20 PS und beim größten 13,88 PS. Die Antriebsspitzen (siehe auch Bild 15, Kurve 3 a und 3 b) lagen mit 10,71 PS bei kleinstem Vorschub um 106 % und bei größtem Vorschub um 69 % über den Mittelwerten.

Diese Werte zeigen, daß ein mechanisches Verteilen von Ladewagengut ohne großen Leistungsbedarf und hohe Spitzenbelastungen durchaus möglich ist. Unter praktischen Bedingungen ist in der Regel aber selbst die kleinste Abladeleistung mit 35 dz/h noch zu hoch, da die Leistung der vorhandenen Gebläse mit Elektromotor aufgrund zu niedriger Anschlußwerte meist auf 25 bis 30 dz/h begrenzt ist. Da jedoch der Abladeverteiler nur einen geringen Teil der Schlepperleistung beansprucht, sollte man versuchen, ein leistungsfähiges Gebläse über den schon vorhandenen Zapfwelldurchtrieb direkt vom Abladeverteiler her anzutreiben. Dann ließe sich auch eine höhere Abladeleistung erzielen.

### 4. Zusammenfassung

Die durchgeführten Untersuchungen ergeben im wesentlichen, daß der mittlere Leistungsbedarf der Förderorgane von Ladewagen in recht niedrigen Größenordnungen liegt. Bedeutungsvolle Unterschiede zwischen verschiedenen Förderorganen ergeben sich vor allem hinsichtlich der Spitzenbelastungen. Hier sind noch Verbesserungen erforderlich, um eine günstige Antriebskontinuität zu erreichen. Einige Wege hierzu sind bereits erkennbar.

Auch das Zerkleinern von Langgut mit Hilfe der neu aufkommenden Schneidvorrichtungen im Ladewagen läßt sich prinzipiell mit geringem Leistungsbedarf durchführen, doch hängen Funktion und auftretende Spitzenbelastungen hierbei stark von der mehr oder weniger gleichmäßigen Arbeitsweise der Förderorgane ab.

Der Abladeverteiler ermöglicht die mechanische Beschickung von Stetigförderern mit durchaus tragbarem Leistungsbedarf. Für die vielfach vorhandenen leistungsschwachen Gebläse mit Elektromotor ist die kleinste Abladeleistung jedoch noch zu hoch. In der Regel dürfte die überschüssige Schlepperleistung noch zum Antrieb eines leistungsfähigen Fördergebläses ausreichen, wodurch sich eine bessere Abstimmung der Leistung von Abladeverteiler und Gebläse erzielen läßt.

### Schrifttum

- [1] SCHULZ, H.: Abladen und Fördern von Ladewagengut. Landtechnik 21 (1966), S. 192—198
- [2] DOHNE, E.: Typentabelle Ladewagen. „KTL-Arbeitsblatt für Landtechnik“ F-WA 221. Frankfurt 1964
- [3] HERPPICH, R.: Meßwagen unter besonderer Berücksichtigung der Stromversorgung. Landtechnische Forschung 15 (1965), S. 84 - 87

### Résumé

Heinz Schulz, Reinhold Herppich and Martin Wagner: "Examinations on the Power Requirement of Loading Cars."

The examinations made show chiefly that the mean power required by the conveying agents of loading cars is fairly low. The various conveyor systems differ remarkably as to the peak load. Improvements should be made in order to obtain a favourable drive continuity. Some attempts have already been made.

By means of cutting devices in the loading car, which have recently come into use, also long haulms can on principle be chopped with a low power requirement. However, function and peak load depend greatly on the more or less uniform operating method of the conveying organs.

The unloading distributor enables the mechanical feeding of continuous conveyors with an absolutely defensible power requirement. As there are often insufficient blowers with an electric motor, the smallest rate of discharge is still too high. The surplus tractor power should usually be sufficient to drive in addition an efficient conveyor-blower. Thus the performance of the discharger and the blower can be better coordinated.

Heinz Schulz, Reinhold Herppich et Martin Wagner: „Recherches sur la puissance absorbée par les véhicules de chargement.“

Les recherches effectuées ont montré que la puissance absorbée par le dispositif de chargement de véhicules est relativement faible. Des différences notables de la consommation des différents systèmes de chargement apparaissent surtout pendant les charges de pointe. Il faut encore trouver des améliorations constructives afin d'obtenir une continuité d'entraînement suffisante. Quelques possibilités ont été déjà prises en considération.

Le hachage de produits longs à l'aide des dispositifs de hachage récents montés sur les véhicules peut être fait en principe avec une puissance réduite étant donné que la fonction et les charges de pointe dépendent essentiellement du mode de travail plus ou moins régulier des organes de chargement. Le répartiteur de déchargement permet l'alimentation mécanique de transporteurs continus en n'exigeant qu'une puissance raisonnable. Mais le rendement de déchargement le plus faible est encore trop élevé pour les transporteurs pneumatiques peu puissants entraînés par moteur électrique généralement disponibles. La puissance en excès du tracteur pourrait généralement suffire à l'entraînement d'un transporteur pneumatique puissant ce qui permet une meilleure adaptation de la puissance du dispositif de déchargement à celle du transporteur pneumatique.

Heinz Schulz, Reinhold Herppich y Martin Wagner: „Investigaciones sobre la potencia necesaria a los vehículos cargadores.“

Las investigaciones efectuadas demostraron que la potencia necesaria para accionar los elementos de carga en dichos vehículos suele ser bastante reducida. Las diferencias importantes entre los varios sistemas de elevación tienen su razón en primer lugar en la carga máxima, haciendo todavía falta introducir mejoras para llegar a una continuidad favorable de la impulsión. Se vislumbran varios recursos para conseguirlos.

El desmenuado de materiales largos con instrumentos de corte en los vehículos cargadores exige, en principio, poca potencia. Dependen sin embargo el buen funcionamiento y los esfuerzos pico en gran escala del trabajo uniforme de los elementos de transporte.

El repartidor de descarga facilita la alimentación mecánica de elevadores continuos, exigiendo potencias razonables, pero el rendimiento mínimo de descarga resulta con frecuencia demasiado elevado para los sopladores con electro-motor que se emplean generalmente. Como regla general puede suponerse que la potencia sobrante del tractor será suficiente para accionar un soplador de rendimiento satisfactorio, con lo que se conseguiría el acuerdo entre la distribución de descarga y el soplador.

Franz Wieneke und Hans-Gunther Claus:

## Eine Entwicklungsstudie über das Abfräsen und Dosieren von Halmgutstapeln

Institut für Landmaschinenforschung, Braunschweig-Völkenrode

Es ist ein Kennzeichen der landtechnischen Forschung, daß sie sich in wachsendem Umfang der Grundlagenarbeit zuwendet oder die physikalischen Zusammenhänge von Arbeitsoperationen der Maschinen zu analysieren und den Einfluß biologischer und klimatisch bedingter Faktoren qualitativ und quantitativ anzugeben versucht.

Dier hier vorliegende Arbeit<sup>1)</sup> liegt dagegen in einem Bereich, wo weder das vorhandene Grundlagenwissen dazu ausreicht, um durch Übersetzung und Synthese von Forschungsergebnissen zu einer Lösung der Aufgabe zu kommen, noch irgendeine Lösung schon eine solche Gestalt angenommen hatte, daß sie zu einer Analyse reif war. Es mußte deshalb tastend ein Weg beschritten werden, wie er auch in der Landmaschinenentwicklung mit Erfolg praktiziert wird.

Den Arbeiten an Fräs- und Dosierorganen für langes Halmgut<sup>2)</sup> lag zunächst die Aufgabe zugrunde, die Dungstreuwerke auch für das Ausbringen von langem Halmgut verwendbar zu machen.

Die Entwicklung von im Förderkanal eines Ladegerätes angeordneten Schneidwerken hat diese Aufgabe inzwischen erleichtert. Das Bedürfnis der Entwicklung eines funktionsfähigen Fräs- und Dosierprinzips für längeres Halmgut bleibt aber bestehen. Die Arbeit hat darüber hinaus Bedeutung, zum Beispiel beim Fräsen langen Gutes aus dem Fahrtilo und dem Dosieren von Halmgut zu dünnen Schleiern bei verschiedenen Arbeitsmaschinen.

Bei der Lösung der Aufgabe knüpften wir an die Konstruktion des Häckselwand-Verteilers und an die Arbeiten von BIALOJAN [1] an, die sich mit der Dosierung von Saftfutter befaßten. In Bild 1 sind die von BIALOJAN untersuchten Dosierwerkzeuge dargestellt. Die Ausführung a in Bild 1 mit glatten Wendeln zeigte bei der Arbeit starke Abweichungen

bei der Dosiergenauigkeit, geschränkte Zähne verbesserten die Dosiergleichmäßigkeit. Beide Bauarten hatten jedoch wegen der mäßigen Fräswirkung nur einen geringen spezifischen Durchsatz. Mit Messerklingen besetzte Taumelscheiben wickelten stark (Bild 1 b). Die Fräskette (Bild 1 c) benötigte einen besonders hohen spezifischen Leistungsbedarf. Am günstigsten schnitten bei den Untersuchungen von BIALOJAN die Reißwalzen (Bild 1 d) ab. Sie hatten bei relativ niedrigem Leistungsbedarf eine hohe Ausbringung bei gleichzeitig ausreichender Dosiergenauigkeit. Die Untersuchungen erfolgten allerdings ausschließlich an Silage, so daß ein unmittelbarer Vergleich mit unserer Fragestellung nicht möglich war.

Die Ausführung eines Abladegerätes, welches das Halmgut mit Schlegelwerkzeugen abfräst, wurde von der Firma Welger zwischenzeitlich entwickelt.

### 1. Vorversuche an Stallungstreuern

Versuche mit Zinkenwalzen, wie sie bei den herkömmlichen Stallungstreuern Verwendung finden, schlugen fehl, da die Walzen stark wickelten (Bild 2). Als Ursache ist der kleine Durchmesser der Walzenkerne zu nennen, ferner die geringe Fräs- und Trennwirkung der stumpfen Zinken.

### 2. Beschreibung des Funktionsmodells

Die Erfahrungen früherer Arbeiten [2] nutzend, wurde für den Kern der Fräswalzen des Funktionsmodells (Bild 3) ein Durchmesser von 400 mm gewählt. Der zugehörige Umfang

<sup>1)</sup> Arbeit aus dem Institut für Landmaschinenforschung der Forschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode

<sup>2)</sup> Dem Kuratorium für Technik in der Landwirtschaft sei auch an dieser Stelle für die bereitgestellten Mittel gedankt