

Fahr 23.  
26. AUG. 1959  
Erl.

# Landtechnische Forschung

HERAUSGEBER: KURATORIUM FÜR TECHNIK IN DER LANDWIRTSCHAFT  
UND FACHGEMEINSCHAFT LANDMASCHINEN IM VDMA

Heft 4/1959

MÜNCHEN

9. JAHRGANG

Georg Segler, Gustav Ackermann und Klaus Keuneke:

## Untersuchungen an Fördergebläsen mit Einschleusung durch das Schaufelrad

Institut für Landtechnik, Hohenheim

Pneumatische Anlagen für die Förderung von landwirtschaftlichen Stoffen, z. B. Halmgut und Körner, arbeiten vorwiegend mit Radialgebläsen. Die Anlagen sind im allgemeinen als Druckförderanlagen für Getreide, gelegentlich als kombinierte Saug- und Druckanlagen und nur selten als reine Sauganlagen ausgebildet. Bei Druckanlagen erfolgt die Einführung des Fördergutes in die Druckrohrleitung durch:

1. Injektorschleusen bei empfindlichem Fördergut, wie langem Heu, Stroh, Getreide und Sämereien;
2. mechanische Schleusen, z. B. Zellenradschleusen bei empfindlichem Fördergut, wie Körner und Sämereien;
3. das Schaufelrad des Radialgebläses bei unempfindlichem Fördergut, wie Trockenhäcksel, Spreu und Grüngut, teilweise unter Ausnutzung der Wurfwirkung des Schaufelrades.

Wir können also grundsätzlich zwei verschiedene Gebläseanwendungen unterscheiden. Einmal fördert das Schaufelrad des Gebläses nur Luft, das andere Mal Luft, die mit Fördergut vermischt ist.

Der erste Fall liegt bei Verwendung von Injektor- oder mechanischen Schleusen vor. Für die Gebläsekonstruktion gelten die Gesetzmäßigkeiten für reine Luftförderung. Das Gebläse wird für den am Austritt des Gebläses erforderlichen Luftdruck sowie für die durch die Luftgeschwindigkeit in der Förderrohrleitung und deren Querschnitt festgelegte Luftmenge bemessen oder aus einer Reihe von vorhandenen Gebläsen ausgewählt. Der Druckverlust der Schleuse und die an der Schleuse hinzugesaugte oder zurückgeblasene Luft müssen dabei berücksichtigt werden. Der Luftdruck  $h_g$  wird in bekannter Weise berechnet [1]. Er setzt sich zusammen aus der Summe von statischem und dynamischem Druck zuzüglich dem Druckverlust  $h_s$  der Schleuse

$$h_g = h_s + h_d + h_v \text{ mm WS}$$

Die Luftmenge ergibt sich zu

$$V = v \cdot F \pm V_{Schl.} \text{ m}^3/\text{s}$$

Darin bedeuten

$v$  die Luftgeschwindigkeit im Förderrohr in m/s

$F$  der Förderrohrquerschnitt in  $\text{m}^2$

$V_{Schl.}$  der Luftgewinn oder -verlust an der Schleuse in  $\text{m}^3/\text{s}$

Bei diesen Gebläsen können wir, je nach Größe, mit einem Gesamtwirkungsgrad von 70 bis 85% rechnen, wobei wir unter Gesamtwirkungsgrad

$$\eta = \frac{V \cdot h_g}{75 \cdot N_w}$$

verstehen. Darin bedeutet  $N_w$  die Wellenleistung des Gebläses in PS.

Bei der zweiten Art der Förderguteinschleusung durch das Schaufelrad muß die Konstruktion des Schaufelrades und des Gehäuses Rücksicht auf die Eigenschaften und das Verhalten des Fördergutes innerhalb des Schaufelrades und Gehäuses nehmen. Das Fördergut muß ohne Betriebsstörungen durch die Schaufelkanäle und das Gebläsegehäuse hindurchströmen können und in die Förderrohrleitung gelangen, ohne daß es beispielsweise an den

Kanten des Schaufelrades oder innerhalb der Spirale des Gehäuses hängenbleibt und sich dort festsetzt. Während sich bei kurzem, trockenem Fördergut diese Bedingung recht gut erfüllen läßt, besteht bei langfaserigem, trockenem Gut die Gefahr des Hängenbleibens an den Schaufeleintrittskanten. Bei feuchtem, grünem Halmgut kommt die Gefahr des Klebenbleibens im Gebläsegehäuse hinzu. Aus diesem Grunde muß das Schaufelrad für langes und faseriges Gut so ausgebildet sein, daß diese Teile an den Schaufelkanten abgleiten und dann seitlich durch den Spalt zwischen Schaufelrad und Gehäuse hindurchwandern können. Das Schaufelrad wird deshalb an der Eintrittsseite offen, ohne Abdeckung, ausgebildet und weist einen genügend weiten Spalt zwischen den Schaufelkanten und der Gehäuse-Innenwand auf (Bild 1). Soll außerdem das Klebenbleiben von Grüngutteilen im Gebläsegehäuse vermieden werden, dann müssen wir auf eine spiralförmige Ausbildung des Gehäuses verzichten und zur konzentrischen Form übergehen (Bild 2). Die Folge dieser Gehäuseänderung ist eine Verminderung der Luftförderung. Sie bewirkt, daß die Luftgeschwindigkeit im Förderrohr für einen reinen pneumatischen Transport nicht mehr ausreicht. Derartige Gebläse arbeiten daher vorwiegend nach dem Prinzip der Wurförderung, die wiederum nur im senkrechten oder nahezu senkrechten Förderrohr möglich ist [1 bis 4].

Von dieser Förderart wird in Gebläsehäckslern und Schneidgebläsen Gebrauch gemacht. Bei Gebläsen, die sowohl Trockengut als auch Grüngut fördern sollen, kann ein herausnehmbarer Einsatz zur Abdeckung der spiralförmigen Gehäuseform verwendet werden (Bild 3). Bei einer anderen bekannten Lösung übernimmt ein

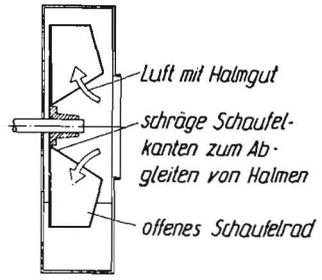


Bild 1: Konstruktive Besonderheiten eines Radialrades für die Einschleusung und Förderung von faserigem Gut

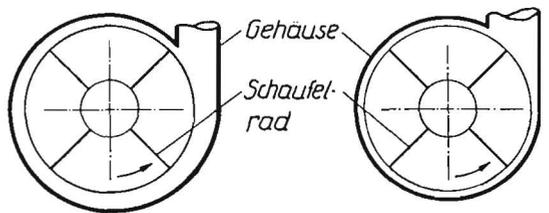


Bild 2: Gehäuseformen für Häckselgutförderung durch das Schaufelrad, links spiralförmige Form für Trockenhäcksel, rechts konzentrische Form für grünes Häcksel

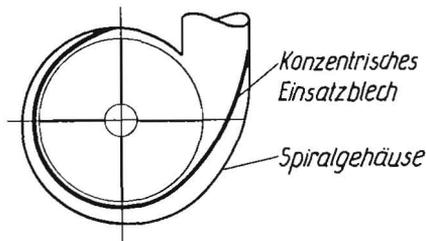


Bild 3: Einsatzblech für Spiralgehäuse zum Fördern von zum Kleben neigendem Grüngut durch das Schaufelrad

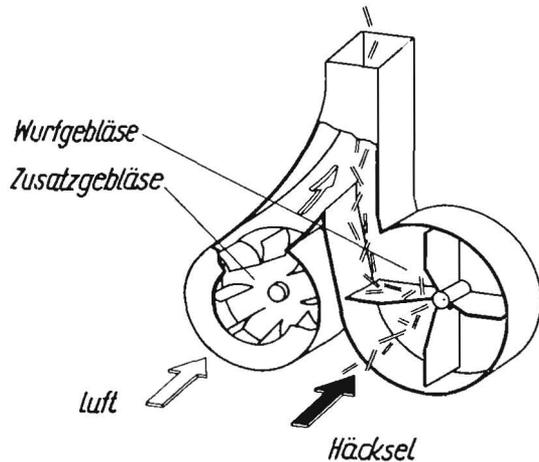


Bild 4: Zusatzluftförderung für Wurfgebläse mit Hilfe eines Zusatzgebläses

Wurfgebläse mit konzentrischem Gehäuse die senkrechte Grüngutförderung und ein zuschaltbares Zusatzgebläse die Förderung von Zusatzluft für den pneumatischen Transport von Trockengut auf längere Strecken (Bild 4). Das Trockengut wird allerdings ebenso wie das Grüngut durch das Wurfgebläse eingeführt. Das Zusatzgebläse ist also lediglich für die reine Luftförderung bestimmt und kann als solches so ausgelegt werden, daß es mit gutem Wirkungsgrad von 70 bis 80% arbeitet. Dagegen liegt der Wirkungsgrad der Druckluftherzeugung bei reinen Wurfgebläsen mit konzentrischem Gehäuse bekanntlich nur bei 20 bis 30%. Wenn reine Wurfgebläse trotzdem einen niedrigen spezifischen Leistungsbedarf haben, dann ist das auf die Ausnutzung des weniger Leistung benötigenden Wurfes zurückzuführen. Gebläse für Trockengutförderung mit Einführung des Fördergutes durch das Schaufelrad und Spiralgehäuse liegen im Wirkungsgrad zwischen Wurfgebläsen mit konzentrischem Gehäuse und reinen Luftfördergebläsen. Der Wirkungsgrad liegt im allgemeinen zwischen 40 und 50%. In einem Fall wurde von uns ein Bestwert von 50% bei einem ähnlich gebauten Späneabsauggebläse gemessen [5].

Diese Ergebnisse sind nicht befriedigend. Da Häckselgebläse in großer Zahl in der Landwirtschaft verbreitet sind und ihr Betrieb zu hohem Leistungsbedarf bei unnötig hohem Anschlußwert für das elektrische Versorgungsnetz führt, erschien es wünschenswert, den Stand der Gebläsetechnik zu überprüfen. Es entstand daher

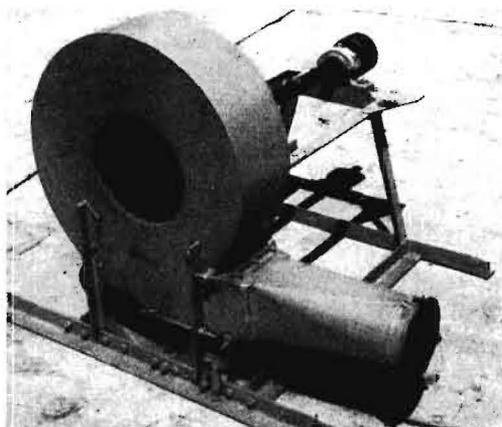


Bild 5: Versuchsgebläse auf dem Prüfstand

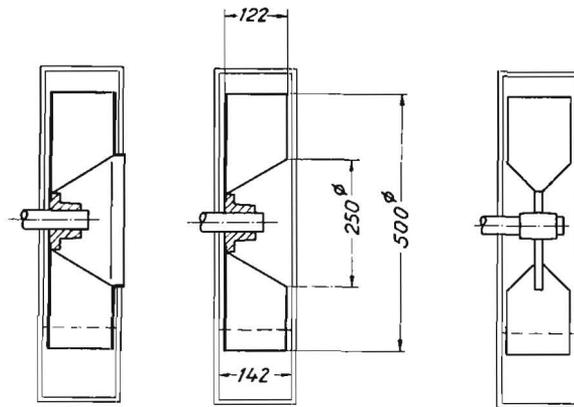


Bild 6: Versuchsschafelräder in geschlossener, einseitig geschlossener und offener Ausführung

der Plan, durch systematische Reihenuntersuchungen festzustellen, welche Möglichkeiten für eine Senkung des Leistungsbedarfes, d. h. für eine Steigerung des Wirkungsgrades bei Häckselgebläsen vorliegen. Für die Durchführung dieser Untersuchungen stellte das Kuratorium für Technik in der Landwirtschaft (KTL) die erforderlichen Mittel zur Verfügung.

Als Versuchsgebläse wurde eine übliche Gebläsebauform gewählt, die es zuließ, die Ausführung des Schaufelrades und des Gehäuses zu variieren (Bild 5). Für die Bemessung des Versuchsgebläses lag eine lichte Förderrohrweite von 160 mm Durchmesser zugrunde, ein Wert, der in den Vorzugszahlen der Normenreihen R 5 enthalten ist. Für die Ausblasöffnung am Gehäuse wurde ein gleich großer quadratischer Querschnitt von  $142 \times 142$  mm gewählt. Das Gehäuse wurde 142 mm breit vorgesehen. Der Durchmesser des Schaufelrades wurde so gewählt, daß die Förderwirkung bei Zugrundelegung einer Elektromotorendrehzahl von 1500 U/min die in der Landwirtschaft üblichen Förderlängen von 20 bis 60 m ergibt. Das ergab einen Schaufelraddurchmesser von 500 mm. Damit waren die Hauptabmessungen des Versuchsgebläses festgelegt.

#### Varianten des Versuchsgebläses

Es wurden folgende Varianten untersucht:

1. Schaufelrad doppelseitig geschlossen, einseitig geschlossen, offen (Bild 6);
2. Gehäuseform spiralig, konzentrisch und zwei Zwischenformen (Bild 7);
3. Ansaugöffnung verschieden groß, verschieden geformt und unterschiedlich angeordnet (Bild 8);
4. Schaufeln verschieden geformt und gestellt: vorwärts gekrümmt, gerade radial, gerade rückwärts gestellt und rückwärts gekrümmt (Bild 9).

Eine Untersuchung dieser Varianten war aus folgenden Gründen erwünscht:

Zu 1. Der seitliche Spalt zwischen Schaufelrad und Gehäuse führt bekanntlich bei offenen Schaufelrädern zu einer Verschlechterung des Gesamtwirkungsgrades. Geschlossene Schaufelräder verstopfen bei der Förderung von faserigem Gut. Es sollte eine Lösung gefunden werden, die das Verstopfen vermeidet und bei offener Ausführung des Schaufelrades geringe Spaltverluste aufweist.

Zu 2. Die Spiralform des Gehäuses ist unerlässlich, um einen guten Gesamtwirkungsgrad zu erhalten. Mit Rücksicht auf zum Kleben neigende Fördergüter ist für solche ein Übergang zum konzentrischen Gehäuse oder zu Zwischenformen erforderlich. Es waren daher Spiralformen zu ermitteln, die einen möglichst guten Gesamtwirkungsgrad ergeben.

Zu 3. Auf der Saugseite von Häckselgebläsen werden häufig kurze Saugstutzen, gelegentlich auch kurze Saugrohrleitungen angeschlossen. Bei Spreugebläsen dient die Saugleitung gleichzeitig als Absaugleitung für die Spreu aus einem Körner-Spreugemisch, beispielsweise bei Dreschmaschinen mit Saugreinigung. Der Ansaugquerschnitt muß dann so bemessen werden, daß die zu Trennzwecken notwendige Luftgeschwindigkeit auf der Ansaugseite zustande kommt und die Trennung von Korn und Spreu gewähr-

Bild 7: Die untersuchten Gehäuseformen: Spiralförmig Nr. 1—3 und konzentrisches Gehäuse

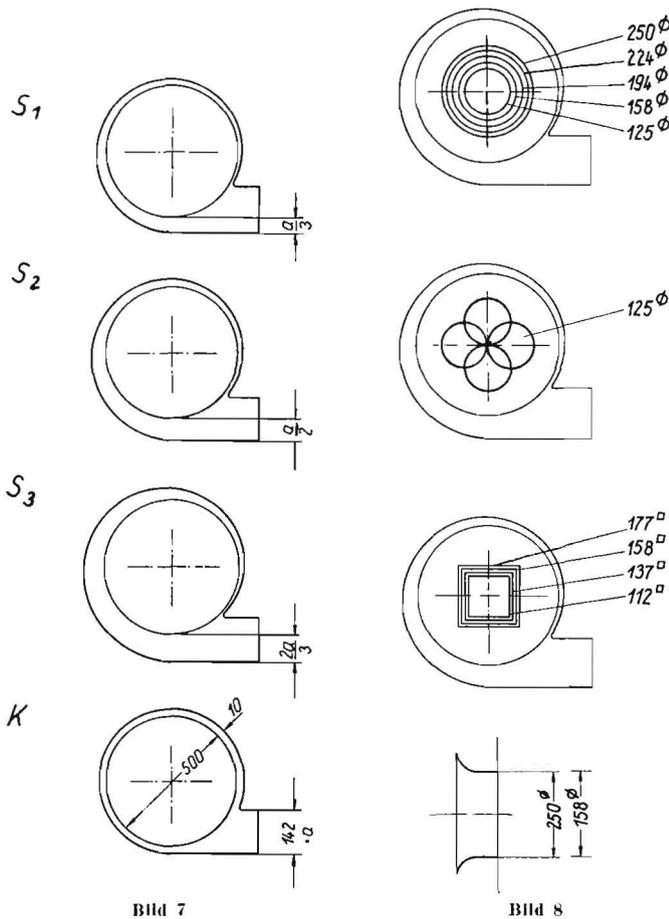


Bild 7

Bild 8: Die untersuchten Ansaugöffnungen: Kreisförmig konzentrisch mit verschiedenen Durchmessern — kreisförmig exzentrisch mit 125 mm Durchmesser — quadratisch konzentrisch mit unterschiedlichem Querschnitt und Ansaugdüsen mit verschiedenen Öffnungsdurchmessern

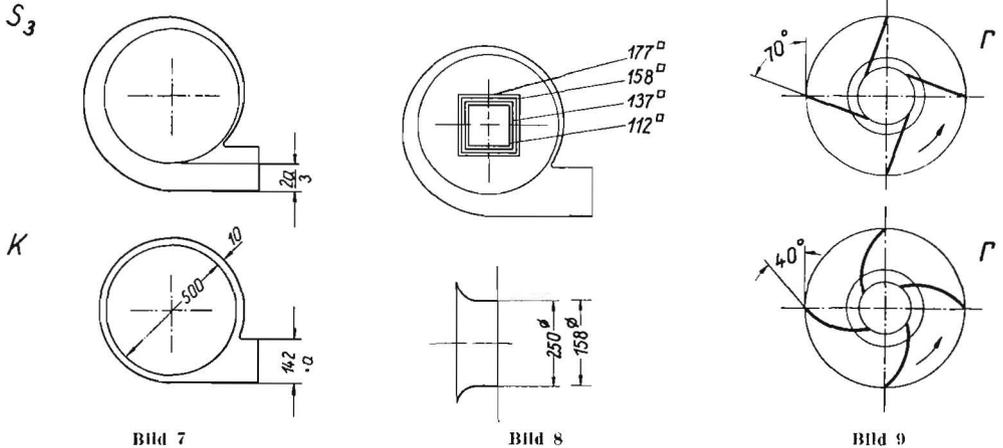


Bild 8

Bild 9: Die untersuchten Schaufelformen: Vorwärts gekrümmt, Schaufelwinkel 120° — vorwärts gekrümmt, Schaufelwinkel 100° — gerade, Schaufelwinkel 90° — gerade rückwärts gestellt, Schaufelwinkel 70° und rückwärts gekrümmt, Schaufelwinkel 40°

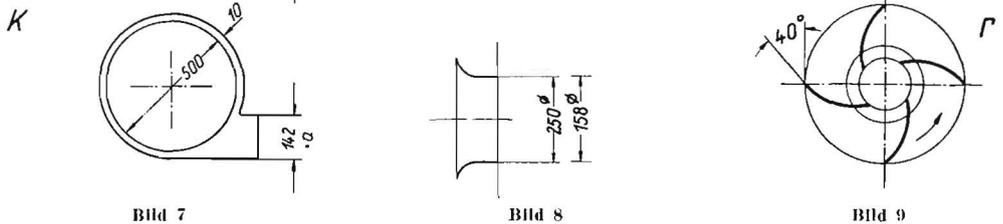


Bild 9

leistet. Damit ist auch der Querschnitt der Ansaugöffnung festgelegt. Das bedeutet meist, daß auf der Saugseite ein größerer Querschnitt vorhanden sein muß als auf der Druckseite. Ferner kann erwünscht sein, die Ansaugöffnung rechteckig statt rund zu gestalten oder exzentrisch zur Schaufelradmitte zu setzen. Es war daher zu klären, welche Anordnungen und Ausbildungen der Saugöffnungen zulässig sind, um einen guten Gebläsewirkungsgrad zu erhalten.

Zu 4. Die Schaufelform hat im allgemeinen einen geringen Einfluß auf den Gebläsewirkungsgrad, wenn eine einfache Schaufelradausführung zugrunde liegt. Die Wahl der Schaufelform spielt aber eine Rolle, wenn die Drehzahl des Gebläses festliegt. Soll beispielsweise bei einer bestimmten Drehzahl möglichst viel Luft gefördert werden, wird im allgemeinen die vorwärts gekrümmte Schaufelform vorgezogen; soll die Luftmenge gering sein, die rückwärts gekrümmte. Es sollte deshalb der Einfluß der Schaufelstellung auf die geförderte Luftmenge ermittelt werden. Mit Rücksicht auf eine einfache Herstellung des Gebläses und die Vermeidung von Fördergutverstopfungen in zu engen Schaufelkanälen darf die Schaufelzahl nicht allzu groß sein. Eine zu kleine Schaufelzahl dagegen ergibt einen schlechten Gebläsewirkungsgrad. Es waren daher optimale Schaufelzahlen zu ermitteln.

Um den Einfluß der oben geschilderten konstruktiven Varianten feststellen zu können, waren zahlreiche Meßreihen erforderlich. Die Messungen wurden so durchgeführt, daß die Luft- und Druckmessungen mit dem Prandtl'schen Staurohr erfolgten und das Messen der Wellenleistung mit einem elektrischen Pendelmotor [6] (Bild 10). Der Antrieb des Gebläses erfolgte mit einem Flach-

riemen, so daß die an der Welle des Pendelmotors abgegebene Leistung und nicht die von der Gebläsewelle aufgenommene Leistung gemessen wurde. Die Leistungsangaben enthalten also die Verlustleistung für die Riemenübertragung und die Reibung der Pendellagerung. Der Unterschied ist nicht groß. Im vorliegenden Fall kann die Verlustleistung mit etwa 1% der gemessenen Leistung angenommen werden. Die Wirkungsgradwerte sind deshalb etwas ungünstiger, als sie bei Zugrundelegung der Gebläsewellenleistung sein würden. Der Unterschied kann für den vorliegenden Zweck aber vernachlässigt werden.

Die Versuche wurden als reine Luftförderungsversuche durchgeführt. Das ist in diesem Fall der zweckmäßigste Weg, um zu eindeutigen Vergleichswerten zu kommen. Für die Grüngutförderung gilt das nicht. Diese erfordert den Versuch mit Fördergut. Derartige Versuche wurden getrennt hiervon im Rahmen anderer Arbeiten durchgeführt. Über die Ergebnisse ist inzwischen berichtet worden [2 bis 4]. Für den vorliegenden Zweck gibt die Darstellung der Versuchsergebnisse in Form von Kennfeldern mit den Angaben über die geförderte Luftmenge, den Luftdruck, Leistungsbedarf und Gesamtwirkungsgrad für bestimmte Drehzahlen Auskunft. Da es sich hier um Fördergebläse handelt, bei denen eine von den Fördereigenschaften des Gutes abhängige Mindestluftgeschwindigkeit im Förderrohr notwendig ist, die für Trockenhäcksel etwa 18 m/s beträgt, läßt sich auch das Arbeitsgebiet festlegen und in das Kennfeld eintragen, wie es in Bild 11 an einem Beispiel erläutert wird. Es empfiehlt sich, außerdem Widerstandsparabeln für bestimmte Rohrlängen bei reiner Luftförderung einzutragen, beispielsweise für 10, 30 und 60 m Rohrlänge. Bei der Förderung von Häcksel und Spreu erhöht sich der Druckabfall um einen gewissen Betrag [1], so daß hierfür entsprechend kürzere Rohrlängewerte als für Luftförderung gelten. Der Druckunterschied zwischen Luftförderung und Häckselförderung ist allerdings nicht groß, da es sich um ein leicht zu förderndes Gut handelt und das Fördergut-Luftgemisch verhältnismäßig dünn ist. Für die Darstellung im Kennfeld spielt der Unterschied außerdem keine Rolle, da die Widerstandsparabeln lediglich einen Anhalt für Vergleichsbetrachtungen geben sollen.

#### Versuchsergebnisse

Es wurden etwa 60 verschiedene Gebläsevariationen untersucht und hierfür die Kennfelder ermittelt. Da es nicht möglich ist, sie

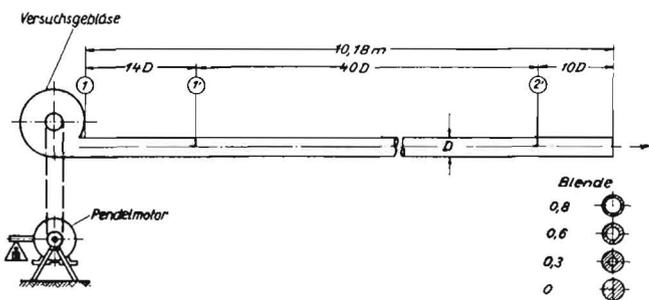


Bild 10: Versuchsanordnung

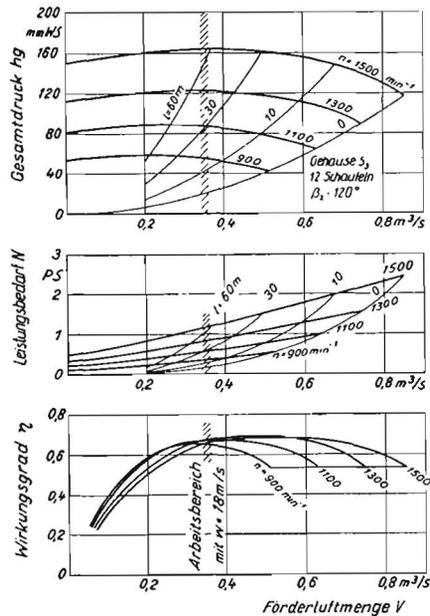


Bild 11: Beispiel eines Gebläsekennfeldes für verschiedene Drehzahlen (Gehäuseform Nr. 3, Schaufelrad beidseitig geschlossen, 12 Schaufeln vorwärts gekrümmt, Schaufelwinkel 120°)

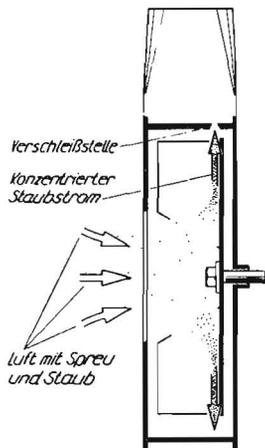


Bild 12: Gehäuseverschleiß durch konzentrierten Staubstrom an der Innenseite der Schaufelradverkleidung

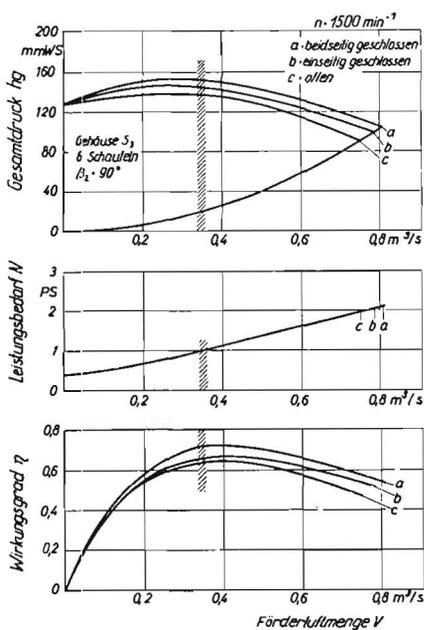


Bild 13: Versuchsergebnisse mit geschlossenem, einseitig geschlossenem und offenem Schaufelrad (Spiralform Nr. 3, 6 gerade radial gestellte Schaufeln, Schaufelwinkel 90°)

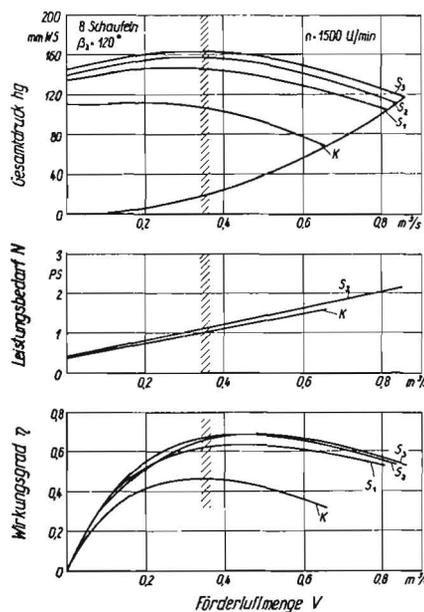


Bild 14: Versuchsergebnisse mit verschiedenen Gehäuseformen (einseitig geschlossenes Schaufelrad, 8 vorwärts gekrümmte Schaufeln, Schaufelwinkel 120°)

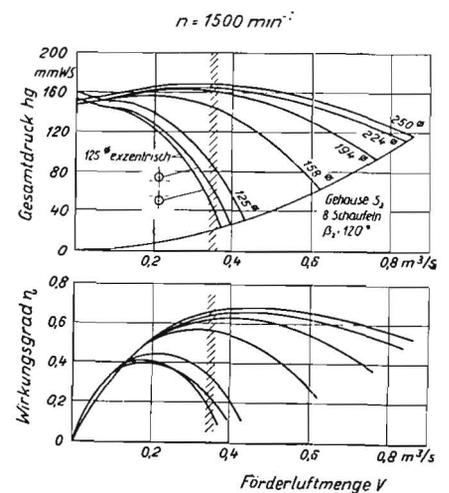


Bild 15: Versuchsergebnisse mit verschiedenen großen, kreisförmigen konzentrischen sowie exzentrischen Ansaugöffnungen (einseitig geschlossenes Schaufelrad, Spiralform Nr. 3, 8 vorwärts gekrümmte Schaufeln, Schaufelwinkel 120°)

alle wiederzugeben, müssen wir uns darauf beschränken, einige wenige Kennfelder für bestimmte Verhältnisse auszuwählen. Es handelt sich dabei um solche, die den Einfluß ganz bestimmter Konstruktionsmaßnahmen erkennen lassen, wie:

1. Spaltausbildung (geschlossenes Schaufelrad, einseitig geschlossenes und offenes Rad);
2. Form des Gebläsegehäuses;
3. Form, Größe und Lage der Ansaugöffnung;
4. Schaufelform;
5. Schaufelzahl.

### 1. Spaltverluste

Es stand ein geschlossenes Schaufelrad, ein einseitig geschlossenes und ein offenes Schaufelrad bei gleichen Schaufelausführungen und -abmessungen zum Vergleich. Der Unterschied bezieht sich auf die seitliche Abdeckung des Schaufelrades, wobei vorauszusetzen war, daß das geschlossene Schaufelrad überlegen ist und sowohl eine höhere Druckluftleistung als auch einen günstigeren Wirkungsgrad aufweist. Für die Einschleusung von faserigem Fördergut durch das Schaufelrad sind, wie bereits oben erwähnt, geschlossene Bauformen jedoch nicht geeignet, weil die Gefahr von Verstopfungen durch Festsetzen von Fasergut an den Schaufelkanten groß ist. Deshalb darf das Schaufelrad höchstens einseitig geschlossen sein. Die beidseitig ganz offene Bauweise kommt dann in Betracht, wenn befürchtet werden muß, daß außer dem Fördergut größere Mengen mineralischen Staubes in das Schaufelrad gelangen und von diesem mitgeführt werden. Das ist häufig bei Spreufördergebläsen der Fall. Es ergeben sich dann sehr schnell Verschleißerscheinungen an der Gehäusespirale, besonders in der Nähe der Gehäusezunge (Bild 12). Der scharfe, sich an der seitlichen Schaufelwand konzentrierende und von dieser abgeschleuderte Staubstrom wirkt wie ein Sandstrahlgebläse, das bei Spreuförderung ein Blech von 1,5 mm Stärke nach etwa 1000 bis 2000 Einsatzstunden durchschneiden kann. Deshalb werden in solchen Fällen offene Schaufelräder bevorzugt. Die Spaltversuche sollten zeigen, welche Leistungsverminderung durch den Verzicht auf die seitliche Schaufelradabdeckung auftritt. Die Ergebnisse sind in den Kennlinien von Bild 13 wiedergegeben. Der Vergleichsversuch wurde mit einem Schaufelrad mit sechs geraden, radial gestellten Schaufeln und mit der Spiralgehäuseform 3 (Bild 7) durchgeführt. Der Unterschied in der Luft- und Druckleistung ist gering. Bei offenem Ausblas leistet das beidseitig geschlossene Gebläse 8% mehr Luft, im Arbeitsbereich 11% mehr Druck als das ganz offene Schaufelrad. Der optimale Gesamtwirkungsgrad beträgt beim beidseitig geschlossenen Schaufelrad 72%, beim einseitig geschlossenen 67% und

beim ganz offenen 64%. Das einseitig geschlossene ist also dem ganz offenen vorzuziehen. Bei allen weiteren Versuchen wurde die einseitig geschlossene Bauform verwendet. Der Unterschied zwischen diesen beiden ist nicht erheblich. Auch die ganz offene Bauform hat noch einen verhältnismäßig guten Wirkungsgrad, der höher liegt als bei den sonst üblichen Häckselgebläsen. Das Versuchsgebläse stellt also bereits eine verbesserte Konstruktion im Vergleich zu den bisher üblichen dar [5].

Bei diesen Versuchen betrug die Spaltbreite zwischen dem Schaufelrad und dem Gehäuse 10 mm. Eine Erweiterung des Spaltes um weitere 5 mm, durch seitliches Verschieben des Schaufelrades, brachte einen kaum meßbaren Unterschied im Wirkungsgrad.

## 2. Gehäuseform

Die Einschleusung des Fördergutes durch das Schaufelrad bedingt ein Abweichen von der idealen Form der logarithmischen Spirale. Bei vollständig trockenem Fördergut, wie Trockenhäcksel und Spreu, das nicht zum Kleben innerhalb des Gehäuses neigt, bestehen keine Bedenken, eine spiralförmige Gehäuseform zu verwenden. Dagegen ist die Spiralförmigkeit unbrauchbar, wenn es sich um klebendes Fördergut, z. B. gehäckseltes Grüngut, handelt. In diesem Fall ist nur eine konzentrische Gehäuseform mit möglichst engem, radialem und lateralem Spalt möglich, der nicht mehr als 5 mm betragen sollte. Für die Versuche wurden vier verschiedene Gehäuseformen (Bild 7) herangezogen.

Die gemessenen Unterschiede zwischen den einzelnen Spiralförmigkeiten sind nicht übermäßig groß (Bild 14). Dagegen ist die konzentrische Gehäuseform wesentlich ungünstiger als die Spiralförmigkeit. Es gehen nicht nur die Luft- und Druckleistungen zurück, sondern auch der Wirkungsgrad ist sehr niedrig. Während der Höchstwirkungsgrad bei den Spiralförmigkeiten 69% erreicht, beträgt er bei der konzentrischen Form nur noch 47%. Bei ausgesprochenen Wurfgebläsen mit nur zwei bis vier kurzen Schaufeln zum Fördern von Grüngut kann dieser Wert sogar auf 35% und weniger absinken. Bei solchen Gebläsen geht man davon aus, in erster Linie die Wurfwirkung auszunutzen und die Luftmenge im Interesse eines geringen Leistungsbedarfes klein zu halten. Diese reinen Wurfgebläse eignen sich nur für die senkrechte Förderung. Ihr Wirkungsmechanismus wurde bereits bei früheren Untersuchungen geklärt [7].

Für eine Beurteilung der untersuchten Gehäuseformen ergibt sich folgende Reihenfolge:

- Konzentrisches Gehäuse: schlecht
- Spiralgehäuse Nr. 1: mittelmäßig
- Spiralgehäuse Nr. 2: gut
- Spiralgehäuse Nr. 3: gut, um ein geringes besser als Nr. 2.

## 3. Ansaugöffnung

Die Vergleichsuntersuchungen an verschieden großen, unterschiedlich angeordneten und geformten Ansaugöffnungen sowie düsenförmigen Einströmungsöffnungen können in vier Gruppen unterteilt werden:

1. Kreisförmige konzentrische Ansaugöffnungen mit den Durchmessern von 250, 224, 194, 158 und 125 mm;
2. exzentrisch angeordnete, kreisförmige Ansaugöffnungen mit 125 mm Durchmesser (4 Stellungen);
3. quadratische konzentrische Ansaugöffnungen von 177, 158, 137 und 112 mm Querschnitt;
4. düsenförmig ausgebildete Ansaugöffnungen mit kreisförmigem Querschnitt, konzentrisch angeordnet, mit 250 und 158 mm Durchmesser.

Die Ergebnisse dieser Versuche sind in den Kennfeldern von Bild 15, 16 und 17 wiedergegeben. Ein Vergleich aller Ergebnisse ist in Bild 18 enthalten.

Beim Vergleich verschieden großer, kreisförmiger konzentrisch angeordneter Ansaugöffnungen zeigt sich, daß die dem Schaufelrad-Innendurchmesser angepaßte Saugöffnung von 250 mm besser ist als eine mit kleinerem Durchmesser (Bild 15). Die Versuche wurden mit acht vorwärts gekrümmten Schaufeln mit einem Schaufelwinkel von 120° und dem Spiralgehäuse 3 (Bild 7) durchgeführt. Es zeigt sich, daß die Luft- und Druckleistungen sowie der Wirkungsgrad mit kleiner werdendem Durchmesser stark abfallen.

Die exzentrische Versetzung der kreisförmigen Ansaugöffnung bringt allgemein eine Verschlechterung gegenüber der konzentrischen Anordnung (Bild 15). Bei den exzentrischen Anordnungen zeigen die Meßergebnisse keine großen Unterschiede. Sie liegen alle zwischen den beiden gezeichneten Kurven nahe beieinander. Am günstigsten ist die Anordnung, bei der die Saugöffnung am weitesten von der Ausblasöffnung entfernt ist (Bild 8).

Die Messungen mit quadratischen Ansaugöffnungen, bei denen 177 mm  $\square$  einer Fläche von 198 mm  $\varnothing$  entsprechen, ergeben keine großen Unterschiede im Vergleich zur runden Form (Bild 16). Die untersuchten Ansaugdüsen bedeuten einen gewissen Vorteil gegenüber der Ansaugöffnung unmittelbar an der Gehäusewand (Bild 17). Der Unterschied ist erheblich. Er wird um so größer, je kleiner die Ansaugöffnung ist. Das ist darauf zurückzuführen, daß die Druckverluste an der Einströmungsöffnung verringert werden. Das macht sich um so mehr bemerkbar, je kleiner die Ansaugöffnung und je größer deshalb die Ansauggeschwindigkeit gehalten ist.

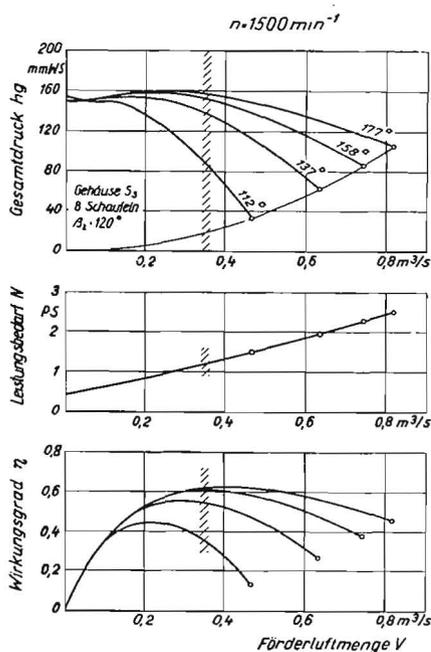


Bild 16: Versuchsergebnisse mit quadratischen Ansaugöffnungen verschiedener Größe (einseitig geschlossenes Schaufelrad, Spiralförmigkeit Nr. 3, 8 vorwärts gekrümmte Schaufeln, Schaufelwinkel 120°)

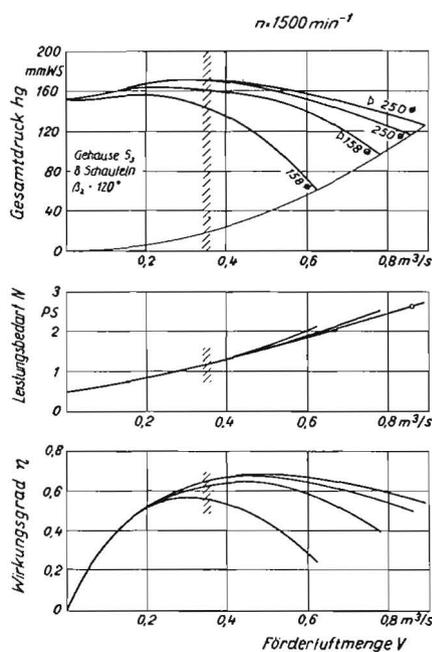


Bild 17: Versuchsergebnisse mit düsenförmigen Ansaugrohren (einseitig geschlossenes Schaufelrad, Spiralförmigkeit Nr. 3, 8 vorwärts gekrümmte Schaufeln, Schaufelwinkel 120°)

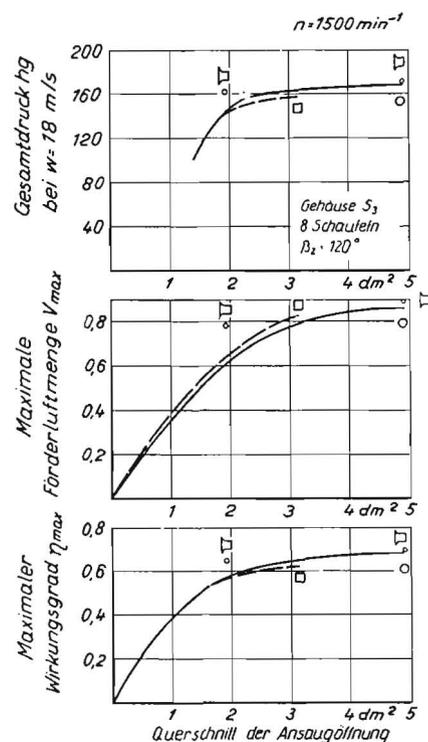


Bild 18: Einfluß der Ausbildung der Ansaugöffnungen auf den Höchstförderdruck, die Höchstluftmenge und den höchsten Wirkungsgrad (einseitig geschlossenes Schaufelrad, Spiralförmigkeit Nr. 3, 8 vorwärts gekrümmte Schaufeln, Schaufelwinkel 120°)



Gehäuse mit geringeren Luft- und Druckleistungen und schlechterem Wirkungsgrad in Kauf genommen werden.

3. Die Ansaugöffnung sollte bei einem Verhältnis des Schaufelrad-Innendurchmessers zum Außendurchmesser von 1:2 der Größe des Schaufelrad-Innendurchmessers entsprechen. Verkleinerungen und Verlagerungen aus der Mitte führen zu Wirkungsgradverschlechterungen.

4. Die vorwärts gekrümmte Schaufelform mit großem äußerem Schaufelwinkel ergibt bei gegebenem Schaufelraddurchmesser und gegebener Schaufelradrehzahl größere Luftleistungen als gerade radiale gestellte und rückwärts gekrümmte Schaufeln. Bei Spiralgehäusen reichen sechs Schaufeln aus, bei konzentrischen vier. Die optimale Schaufelzahl bei Wurfgebläsen wird weniger von der Notwendigkeit bestimmt, Luft zu fördern, als von der Aufgabe, einen günstigen Wurf zu erzielen. Deshalb kann die Schaufelzahl auch weniger als vier betragen.

5. Ein besonderes Ergebnis der Versuche ist der Nachweis, daß es auch bei einfachen Gebläsebauformen mit nur einseitig geschlossenem Schaufelrad möglich ist, gute Wirkungsgrade von 62 bis 67% zu erzielen. Die bisher bekannten Bestwerte liegen etwas über 50%, die Durchschnittswerte bei 30%. Eine Übersicht der Ergebnisse ist in Bild 22 enthalten. Der erreichte Fortschritt kommt der Verbesserung von Häcksel- und Spreugebläsen, aber auch solchen zur Förderung von Holzspänen, Futtermitteln und Faserstoffen zugute. Er ist gleichbedeutend mit einer Leistungsparnnis von 25 bis 55% gegenüber älteren, schlechteren Ausführungen.

#### Schrifttum

- [1] SEGLER, G.: Konstruktion landwirtschaftlicher Fördergebläse. Landtechnische Forschung 1 (1951) H. 1, S. 2—10
- [2] KAMPF, G.: Untersuchungen an Wurfgebläsen. Landtechnische Forschung 7 (1957), H. 1, S. 9—14
- [3] KAMPF, G.: Beitrag zur Theorie des Wurfgebläses. Landtechnische Forschung 6 (1956), H. 6, S. 152—158
- [4] KAMPF, G.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen an Wurfgebläsen. VDI-Forschungsheft 466, Düsseldorf 1958
- [5] CLASEN, L.: Vergleichende Untersuchungen über den Kraftbedarf von Spreugebläsen. Landtechnische Forschung 3 (1953), H. 1, S. 21—24
- [6] SEGLER, G.: Wind- und strömungstechnische Untersuchungen an Injektor-schleusen für Körnergebläse. TidL 19 (1938), H. 4, S. 61—65
- [7] SEGLER, G.: Untersuchungen an Körnergebläsen und Grundlagen für ihre Berechnung. Dissertation T. H. München 1934
- [8] ECK, B.: Ventilatoren. Berlin/Göttingen/Heidelberg 1957

#### Résumé

Georg Segler, Gustav Ackermann and Klaus Keuneke: "Investigations on Pneumatic Conveyors with Input through the Vane Wheel."

In order to improve the efficiency of pneumatic conveyors of the type where chopped straw and chaff are fed directly through the impeller wheel, an experimental conveyor unit was set up. In this unit the profile of the impeller wheel, the housing and the impeller blades, as well as the size, shape and arrangement of the suction orifice were all capable of being altered and adjusted. The following generalisations were drawn from the results of experiments made with this experimental unit.

1. The impeller wheel must either be made with an opening on one side, or with openings on both sides. Closed types are unsuitable, as there is always danger that portions of the stalks may get jammed. The lateral gap between the impeller wheel and the inner wall of the housing should, however, not be too large.
2. The shape of the housing plays a most important part and it should, as far as is possible, be spiral. Conveyor units intended for the transportation of chopped greenstuffs are an exception to this statement, since greenstuffs have a tendency to adhere to the interior of the housing. A housing of concentric shape operating with low air and suction pressures must be used in this case and a consequent loss in efficiency must be accepted.
3. When the ratio between the inside and outside diameters of the impeller wheel is 1:2, the size of the suction inlet should be the same as the inside diameter of the impeller wheel. Any reduction in size and any lateral displacement from the center line of the housing will result in loss of operating efficiency.
4. When compared with impellers having their blades set radially and those with their blades set backwards, the type of impeller blade with a large exterior blade angle ensures the flow of a greater volume of air. However, to ensure this, the diameter of the impeller and the revolutions per minute must be properly proportioned. Six blades are sufficient for impellers running in spiral housings. Concentric housings only require four-bladed impellers. The optimum number of impeller blades for blower or impulse conveyors does not depend so much on the necessity to convey air, but on the necessity to produce a satisfactory thrust. Hence, the number of impeller blades may be less than four.

5. A particular result of the tests is a confirmation of the fact that it is possible to obtain a satisfactory degree of efficiency of 62% to 67% with quite simple types of conveyors with impeller wheels only enclosed on one side. The best results obtained up to the time of writing are something over 50%; average results are in the vicinity of 30%. These results are tabulated in fig. 22. Correct appreciation of these results should lead to improvements in the design of not only chaff and chopped straw conveyors but also sawdust, fodder and fibre conveyors. The results obtained are equivalent to a saving of 20% to 55% as compared with older and less efficient designs.

Georg Segler, Gustav Ackermann et Klaus Keuneke: «Recherches sur les transporteurs pneumatiques alimentés par l'intermédiaire de la roue à palettes.»

Pour améliorer le rendement des transporteurs pneumatiques destinés au transport du fourrage haché et de la balle dans lesquels le produit est introduit par l'intermédiaire de la roue à palettes, des recherches ont été entreprises en variant la forme de la roue à palettes, celle du carter, celle des palettes et la dimension, la forme et la disposition de l'ouverture d'aspiration. On peut déduire des résultats obtenus de ces recherches, les règles générales suivantes:

1. La roue à palettes doit être ouverte d'un côté ou des deux côtés. Des roues entièrement fermées ne conviennent pas étant donné que les fragments de tiges ont tendance à s'y accrocher. L'espace latéral entre la roue à palettes et la paroi intérieure du carter ne doit pas être trop important.
2. La forme du carter joue un rôle important. Il faut autant que possible utiliser une forme en spirale. Toutefois, étant donné que le fourrage vert haché a tendance à adhérer à l'intérieur du carter en forme de spirale, il faut se contenter, dans ce cas, d'un carter concentrique bien que celui-ci donne un débit d'air, une pression et un rendement moindres.
3. Le diamètre de l'ouverture d'aspiration doit correspondre au diamètre intérieur de la roue à palettes pourvu que le rapport du diamètre intérieur au diamètre extérieur de la roue soit de 1/2. Des ouvertures plus petites ou excentrées entraînent un abaissement du rendement.

4. Les palettes courbées vers l'avant ayant un diamètre extérieur important donnent, pour un diamètre de roue et un nombre de tours déterminés, des débits d'air plus élevés que les palettes droites disposées radialement et les palettes courbées vers l'arrière.

Six palettes sont suffisantes pour le carter en forme de spirale et quatre pour le carter concentrique. L'obtention d'un déversement avantageux est plus déterminant pour le nombre de palettes optimum que le facteur «aspiration d'air». C'est pourquoi le nombre de palettes peut être inférieur à quatre.

5. Il résulte de ces essais que l'on peut obtenir des rendements de 62 à 67% même avec des constructions simples à roue à palettes ouverte d'un côté, tandis que les meilleurs rendements connus jusqu'ici se situaient à peu au-dessus de 50% et les rendements moyens à 30%. La figure 22 donne les résultats en résumé. Le progrès obtenu peut servir à améliorer non seulement les transporteurs pneumatiques destinés au transport du fourrage haché et de la balle, mais également ceux utilisés au transport de copeaux de bois, d'aliments du bétail, de fibres etc. Il correspond à une diminution des besoins en énergie de 25 à 55% par rapport aux constructions anciennes.

Georg Segler, Gustav Ackermann y Klaus Keuneke: «Ensayos hechos con sopladores de transporte con alimentación por la rueda de paletas.»

En un soplador de ensayo se han modificado: la forma de la rueda de palas, la forma de la caja, de las palas y la forma, tamaño y disposición del orificio de aspiración, con el objeto de mejorar el rendimiento de los sopladores de cortapajas y de granzas con alimentación por la rueda de palas. De los resultados conseguidos con estos ensayos se pueden deducir las reglas siguientes de valor universal:

1. La rueda de palas tiene que estar abierta por un lado o por ambos lados. Los modelos cerrados no convienen, porque ofrecen el peligro de que se enganchen las pajas. La distancia entre el borde de la rueda de palas y la pared interior de la caja no debe ser muy grande.
2. La forma de la caja tiene una importancia decisiva. Siendo posible conviene emplear la forma de espiral, con excepción de las máquinas destinadas al transporte de forrajes verdes cortados que tienen la tendencia de pegarse en las cajas forma de espiral. En estos casos hay que conformarse con cajas de forma concéntrica que tienen rendimiento más bajo en cuanto a la cantidad de aire impelido y de presión.
3. El orificio de aspiración debía de tener el diámetro igual al diámetro interior de la rueda de palas en la máquina con relación del 1:2 entre los diámetros interior y exterior de la rueda. La reducción del tamaño y el desplazamiento del centro reducen el rendimiento.
4. La forma de las palas curvada hacia delante con ángulo exterior grande de las palas, da rendimientos de aire impelido

mayores con diámetro de rueda y número de rotaciones determinados que las palas derechas de posición radial o las de palas curvas hacia atrás. En las cajas de forma en espiral bastan seis palas, en las cajas concéntricas cuatro. El número óptimo de palas en los sopladores de proyección depende no tanto de la necesidad de impulsión de aire, sino de la de conseguir una proyección favorable, por lo que el número de palas hasta puede reducirse a menos de cuatro. 5. Puede considerarse como resultado importante la prueba de que pueden conseguirse buenos rendimientos del 62 al 67% con formas

des soplador sencillas con rueda de palas cerrada por un solo lado. Los valores óptimos conocidos hasta ahora pasan ligeramente del 50%, siendo el promedio de 30%. El grabado 22 da un cuadro de conjunto de los resultados que pueden considerarse como progreso para la construcción de sopladores de paja cortada, pero también para la construcción de sopladores para virutas de madera, de piensos y de materiales fibrosos, pues significan un aumento del 25 al 55% en comparación con las construcciones más antiguas y menos perfectas.

Werner Kiene:

## Neue Meßeinrichtungen im Schlepper-Prüffeld Darmstadt

Schlepper-Prüffeld des KTL, Darmstadt-Kranichstein

Am 15. Mai 1958 wurde das Schlepper-Prüffeld des Kuratoriums für Technik in der Landwirtschaft (KTL), das bis dahin notdürftig in gemieteten Räumen der Justus-Liebig-Universität Gießen in Rauischholzhausen, Kreis Marburg a. d. Lahn, untergebracht war, nach Darmstadt-Kranichstein verlegt, nachdem die dort neu errichteten Institutsgebäude bezugsfertig geworden waren. Über den Zweck von Schlepperprüfungen und die dabei angewandten Methoden haben früher schon G. FISCHER und Mitarbeiter [1] und später FRANKE [2] berichtet.

Im nachfolgenden Beitrag soll berichtet werden, wie die Meßeinrichtungen in Darmstadt gegenüber Rauischholzhausen verbessert und verfeinert worden sind.

Die in Rauischholzhausen vorhanden gewesenen Prüfeinrichtungen hatten sich im Prinzip so gut bewährt, daß es bei der Verlegung des Institutes nach Darmstadt nicht notwendig war, grundsätzlich neue Einrichtungen zu schaffen. Es brauchten die vorhandenen nur erweitert und so vervollkommen zu werden, daß sie den heutigen, gegenüber 1950 gesteigerten Ansprüchen an Bedienungsvereinfachung und Genauigkeit der gewonnenen Ergebnisse genügten.

Als das Schlepper-Prüffeld 1950 in Rauischholzhausen errichtet wurde, war die Firma Carl Schenck, Darmstadt gerade mit der damals neuartigen Leistungsbremse des Systems Häcker [3, 4] auf dem Markt erschienen. Mit Hilfe der Arbeitsgemeinschaft Ackerschlepper wurde das Schlepper-Prüffeld damals in den Stand versetzt, eine solche vom Typ U 1—20 zu erwerben. Damit

konnte es sich rechtzeitig den Grundstock zu einer heute noch modernen Prüfeinrichtung schaffen.

Diese Schenck-Bremse wurde als Motorenprüfstand benutzt, während auf dem Riemenscheibenleistungs-Prüfstand eine schon damals unmoderne, gebrauchte Junkers-Wasserwirbelbremse installiert worden war.

### Verbesserung der Kraftstoffverbrauchs- und Drehzahlmessung

Für heutige Ansprüche ungenügend war in Rauischholzhausen ganz besonders die Meßeinrichtung für die Bestimmung der Drehzahl und des Kraftstoffverbrauches auf dem Motorenprüfstand. Da Wirbelstromtachometer, mit denen die Leistungsbremsen zu jener Zeit, gleich welchen Fabrikates, ausgerüstet wurden, zum genauen Messen ungeeignet sind, wurde schon damals die Drehzahl mittels elektrischer Kontaktgeber und Zählwerken ermittelt, wobei eine Stoppuhr gemeinsam mit dem Zählwerk gekuppelt war. Die damaligen Zählwerke reichten aber nur für Frequenzen bis zu 12 Hz aus, es mußte deshalb ein Übersetzungsgetriebe zwischen Bremsenwelle und Kontaktgeber eingeschaltet werden. Die mittlere Drehzahl des Motors während der Meßzeit konnte also nur mit der Genauigkeit des Übersetzungsverhältnisses dieses Zwischengetriebes ermittelt werden. Bei den verwendeten Getrieben hieß das, daß bei einer Meßzeit von einer Minute und einem Übersetzungsverhältnis von 1:3 die Motordrehzahl nur bis auf 3 U/min genau gemessen werden konnte. Außerdem waren mit diesem Zwischengetriebe Drehzahlen von mehr als 2100 U/min nicht mehr meßbar. Bei den heute üblichen Motordrehzahlen zwischen 2000 und 3000 U/min wäre mindestens ein Übersetzungsverhältnis von 1:5 und in naher Zukunft auch 1:6 notwendig, wobei die Meßgenauigkeit entsprechend schlechter geworden wäre. Eine ausreichend hohe Genauigkeit für die Drehzahlbestimmung hätte sich demnach nur durch eine entsprechend lange Ausdehnung der Meßzeit erzielen lassen.

Die Messung des Kraftstoffverbrauches, die mit der Drehzahlmessung gekuppelt war, erfolgte mit einer einfachen Tafelwaage. An jeder der beiden Waageschalen befand sich ein Zeiger. Wenn diese beiden Zeiger aneinander vorbeiwanderten, mußte von Hand die mit dem elektromagnetischen Zählwerk zur Drehzahlbestimmung gekuppelte Stoppuhr ein- und ausgeschaltet werden. Da die beiden Waagezeiger sich mit der gleichen Geschwindigkeit wie die Waageschalen aneinander vorbeibewegten, war die genaue Erfassung des Nullpunktes der Waage sehr schwer, besonders dann, wenn kleine stündliche Kraftstoffmengen zu bestimmen waren. Die Messung der spezifischen Kraftstoffverbräuche kleiner Motoren bei kleiner Teillast und niedrigen Drehzahlen war also mit einem gewissen Fehler behaftet, der in erster Linie in der Person des Messenden lag, abgesehen von dem der Waage anhaftenden Instrumentenfehler, der durch die einfache Ausführung der Wiegeschneiden bestimmt war. Dieser subjektive Fehler konnte nur durch eine größere Anzahl von Messungen und Mittelwertbildung daraus ausgeglichen werden.

Während also die Drehzahlmessung nur mit einem unveränderlichen Instrumentenfehler behaftet war, lag bei der Kraftstoffverbrauchsmessung in erster Linie ein nicht kontrollierbarer und nicht beherrschbarer subjektiver Fehler vor.

Die Vorarbeiten zur Verbesserung der Kraftstoffverbrauchs- und Drehzahlmessung, die zu der heute vorhandenen Einrichtung führten, setzten bereits 1953 ein und waren 1954 so weit gediehen,

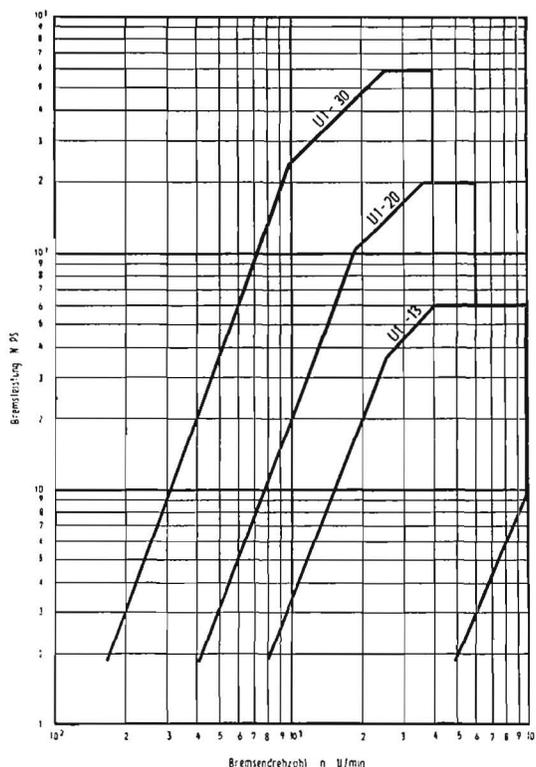


Bild 1: Leistungsbereich der Motorenprüfstände