

Neuartige Antriebselemente am Mähdrescher E 516

Dipl.-Ing. C. Noack, KDT/Dipl.-Ing. W. Hofmann, KDT, VEB Kombinat Fortschritt Landmaschinen Neustadt in Sachsen

Mit der Entwicklung des Mähdreschers E 516 gelang es dem VEB Kombinat Fortschritt Landmaschinen Neustadt, die mit dem Mähdrescher E 512 eingeleitete gute Tradition des Mähdrescherbaus fortzusetzen und den Forderungen der modernen Landwirtschaft zu entsprechen. Der technische Fortschritt im Mähdrescherbau ist heute weniger mit Hilfe von neuen Funktionsprinzipien zu erreichen, sondern ist auf entscheidende Verbesserung der herkömmlichen Arbeits- und Kraftübertragungsorgane mit dem Ziel einer gesteigerten Zuverlässigkeit bei eingegrenztem Bauvolumen (z. B. durch die Transportbreite) orientiert. Mit dem Nenndurchsatz von 12,3 kg/s und einer Motorleistung von 162 kW des 8-Zylinder-Fortschritt-Dieselmotors baut das Kombinat Fortschritt den derzeit größten Mähdrescher. Die Motornennleistung verteilt sich etwa im Verhältnis 2:1 auf die mechanischen Antriebe der Arbeitsorgane Schneidwerk, Dreschwerk, Reinigung u. a. sowie auf die hydraulischen Rotations- und Translationsantriebe, wie Fahrtrieb, Lenkung, hydraulische Arbeitszylinder. Die Leistungsübertragung auf mechanischem Weg erfolgt überwiegend mit Hilfe von Keilriemen.

In diesem Beitrag sollen neuartige Antriebselemente am E 516 in ihrer konstruktiven Realisierung dargestellt werden. Folgende Lösungen werden behandelt:

- spezielle Keilriemengetriebe
- Breitkeilriemenregelgetriebe
- hydrostatischer Fahrtrieb.

1. Keilriemengetriebe

Beim Entwurf des Keilriemengetriebes zur Leistungsübertragung vom Motor zum Dreschwerk und den darauffolgenden Arbeitsorganen wurde davon ausgegangen, daß

- die angegebenen Spitzenleistungen von 150 kW bei vertretbarem Schlupf sicher übertragen werden müssen
- der zur Verfügung stehende Bauraum von max. 100 mm Breite von vornherein die Übertragung einer hohen Leistung je Einzelriemen fordert
- zum Zweck der Kraftflußunterbrechung durch eine geeignete Vorrichtung die Riemenvorspannung aufhebbar ist
- durch gegebenen festen Achsabstand und nicht zu überschreitende Scheibengrößtdurchmesser weitere einschränkende Bedingungen zu beachten sind
- eine Mindestgrenznutzungsdauer von 1 000 Betriebsstunden zu gewährleisten ist.

Die Erfüllung der gestellten Forderungen ist mit traditioneller Keilriementeknik nicht möglich. Dem bekannten Höchststand der Technik folgend, wurde ein Verbundkeilriemen der Abmessung 4 HB mit 3530 mm effektiver Außenlänge und einer zulässigen Längentoleranz von ± 8 mm mit Erfolg eingesetzt. Die Forderung nach Kuppelbarkeit wird dabei durch die von außen nach innen wirkende federbelastete schwenkbare Spannrolle erfüllt. Das Austreten des ausgekuppelten Riemens aus den Rillen verhindern Schutze und Führungen. Der mit diesen Verbundkeilriemen bestückte Antrieb erfüllt alle an ihn gestellten Forderungen einschließlich der in mehrjähriger Erpro-

bung nachgewiesenen Mindestgrenznutzungsdauer. Voraussetzung dafür bilden die erforderliche Fertigungsgenauigkeit der Scheiben und das exakte Einfluchten der Scheiben bei der Montage.

Im Mähdrescher E 516 sind 4 weitere Antriebe dieser Art installiert, wovon ebenfalls 2 Kuppeltriebe sind. Obwohl der Verbundkeilriemen erst seit etwa 12 Jahren auf dem Weltmarkt angeboten wird und damit ein relativ junges Maschinenelement darstellt, so hat er doch wegen seiner überzeugenden Vorteile an schwierigen und schweren Antrieben sehr schnell Eingang in den Landmaschinenbau und andere Industriezweige gefunden. Deshalb soll kurz auf die wesentlichen Merkmale und Eigenschaften des Verbundkeilriemens eingegangen werden. Verbundkeilriemen bestehen aus 2 bis 6 längengleichen Einzelkeilriemen, die durch ein quer zur Beanspruchungsrichtung verstärktes Deckband unlösbar miteinander verbunden sind. Dabei liegen die Kabelkordzugstränge aus Polyester oder Aramiden innerhalb der Scheibenrille. Die Riemen berühren nicht — wie beim Keilriemen üblich — den Rillengrund, und das Deckband hat keinen Kontakt mit dem Scheibenaußendurchmesser (Bild 1). Im Landmaschinenbau werden Verbundkeilriemen vorzugsweise angewendet bei Antrieben hoher Leistung, bei stark schwingungsbelasteten Antrieben, z. B. an Antrieben, bei denen die Leistungsübertragung durch den Bedienenden unterbrochen werden soll — also Realisierung einer Kuppelfunktion —, bei Leistungsübertragung durch den Riemenrücken als Folge einer gewünschten Drehrichtungs- umkehr, bei großen Achsabständen in Verbindung mit kleinen Scheiben und bei Reversierbetrieb. Der Verbundkeilriemen ist damit ein Antriebselement, das die Vorteile eines Einzelkeilriemens mit dem höheren Leistungsübertragungsvermögen eines mehrrilligen Keilriemensatzes verbindet.

Verbundkeilriemen bieten gegenüber der herkömmlichen Keilriementeknik neben den bereits genannten noch folgende Vorteile:

Die durch den konstruktiven Aufbau bedingte Einriemencharakteristik gewährleistet eine gleichmäßige Verteilung der Stoßbelastung und der Belastungsspitzen auf die gesamte Bandbreite. Damit wird bei richtig bemessener und unabhängig von der im konkreten Fall vorhandenen Riemenlänge wirkenden Vorspannkraft eine den zulässigen Schlupf nicht übersteigende sichere Leistungsübertragung er-

reicht. Durch die höhere Quersteifigkeit der Verbundkeilriemen gegenüber Einzelriemensätzen ergeben sich geringere Schwingungsneigung, Verminderung der Gefahr des Abspringens oder Verdrehens und gesteigerte Laufruhe. Verbundkeilriemen erreichen bei vergleichsweise gleichem Leistungsübertragungsvermögen wie Einzelkeilriemensätze meistens eine höhere Grenznutzungsdauer, weil durch den Ausgleich von Inhomogenitäten und Längenunterschieden Nutzungsdauermindernde Einflüsse teilweise ausgeschaltet werden. Die durch den Riemenaufbau und die verwendeten Werkstoffe bedingte geringere Dehnung von Verbundkeilriemen schafft konstruktive Vorteile für die Konzeption der Maschine und die Gestaltung der umgebenden Bauteile. Von besonderer Bedeutung ist die Eignung des Verbundkeilriemens für das Kuppeln über den Riemenrücken, wodurch mechanische Schaltkupplungen eingespart werden können. Neben den genannten Vorteilen tritt durch den ruhigen Lauf und die größere Zuverlässigkeit eine wesentliche Verbesserung der Arbeitsbedingungen des Bedien- und Wartungspersonals ein. Ein Versuch zeigt darüber hinaus auch die bedeutenden materialökonomischen Effekte bei der Verwendung von Verbundkeilriemen. Bei Auslegung des Antriebs auf der Basis des Standards TGL 14489 ergäbe sich etwa folgender Mehraufwand bei Verwendung von Schmalkeilriemensätzen des Profils SPB:

- Keilriemenmasse plus 180% ($\approx 5,9$ kg je Maschine)
- Scheibenmasse plus 160% (≈ 56 kg je Maschine)
- mechanische Schaltkupplung, weil gemäß dem Standard der Einsatz von außen wirkenden Spannrollen unzulässig ist (Preis etwa 500,— M je Maschine).

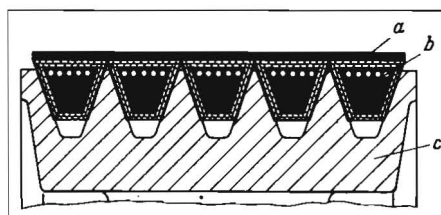
Die entscheidenden Nachteile der Schmalkeilriemen ergeben sich jedoch in diesem Einsatzfall aus der Zunahme der Breite der Getriebe um 180% (≈ 150 mm für jede Seite bzw. 300 mm für die Gesamtmaschinenbreite). Dadurch müßte die Dreschkanalbreite auf 1325 mm schrumpfen, die Leistung würde damit um 18,5% sinken.

2. Breitkeilriemenregelgetriebe

In der Gruppe der Keilriemenantriebe in Landmaschinen nehmen die Breitkeilriemenregelgetriebe, kurz Variatoren genannt, zur stufenlosen Regelung der Fahrgeschwindigkeit und zum stufenlosen Antrieb wichtiger Funktionselemente, wie Dreschtrommel, Gebläse und Haspel, einen bedeutenden Platz ein. Bereits in der ersten Generation selbstfahrender Fortschritt-Landmaschinen wurden Breitkeilriemen der Profile 36×14 und 50×20 zu o. g. Zweck eingesetzt. Nachfolgend wird der Keilriemen des Profils 50×20 und dessen Einsatz in einem drehmomentabhängig angepaßten Variator des Mähdreschers E 516 vorgestellt. Für den Antrieb der Dreschtrommel des E 516 galt es, einen Variator für folgende Parameter zu entwickeln:

- übertragbare Leistung 75 kW, wobei eine Überlastbarkeit infolge unkontinuierlicher Erntegutzuführung gegeben sein muß (zum

Bild 1. Prinzipdarstellung des Verbundkeilriemens;
a Deckplatte
b Zugstränge
c Scheibe



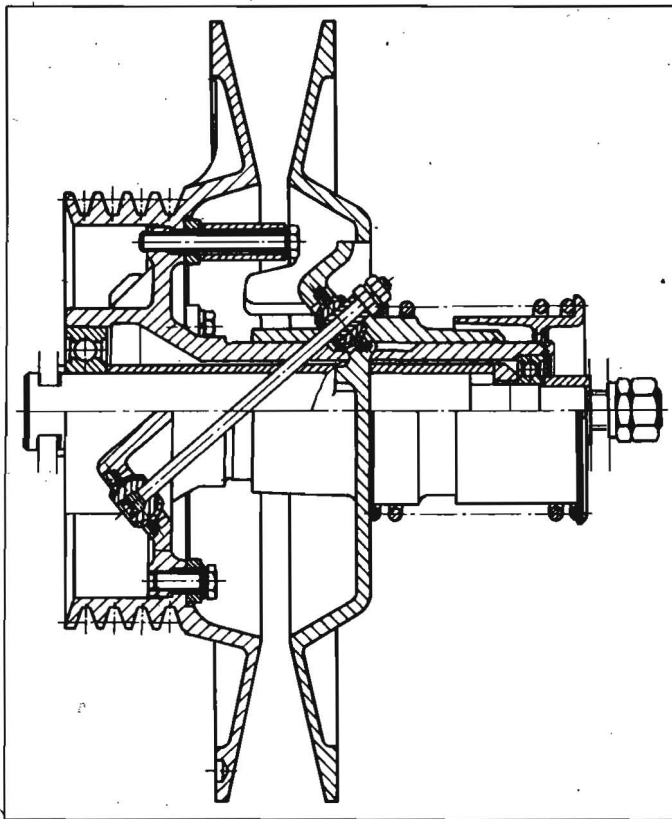
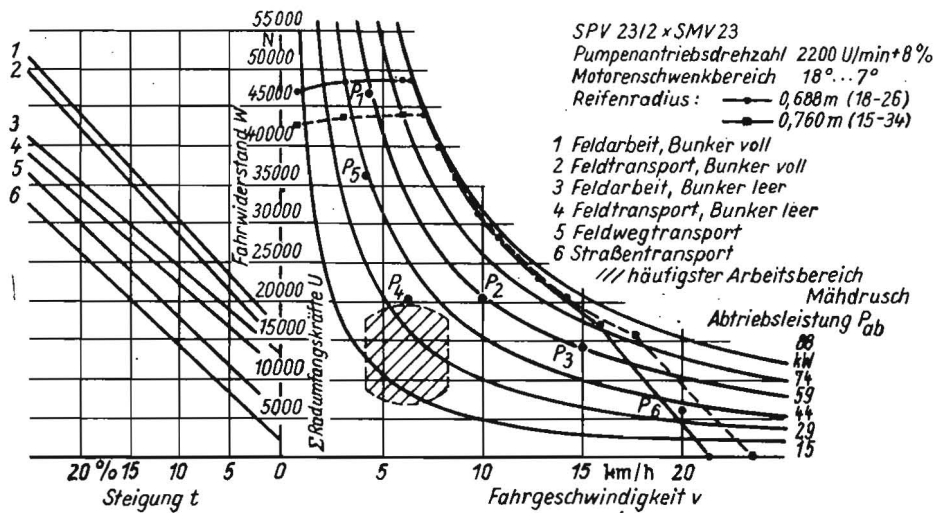


Bild 2
Drehmomentabhängiger
angepreßter Variator für
den Dreschtrommelan-
trieb des Mähdreschers
E 516
(Sekundärseite)

Bild 3
Diagramm der Fahrzu-
standsfordernngen des
Mähdreschers E 516



Vergleich hat im E 512 der gleiche Riemen 26 kW zu übertragen)

- Regelbereich $R = 2,2$
- Anordnung mit festem Achsabstand
- minimaler axialer Bauraum zugunsten maximaler Dreschwerkbreite.

Experimentelle Voruntersuchungen wurden zu folgenden Parametern durchgeführt:

- Steigerung der Umfangsgeschwindigkeit bis rd. 40 m/s
- Vergrößerung der Scheibendurchmesser
- Erhöhung der Anpressung.

Die gewonnenen Erkenntnisse zeigten, daß die Zielstellung mit einem konventionellen Einriemenvariator nicht erreichbar ist. Auch ein Doppelvariator, wie er von Vergleichserzeugnissen bekannt ist, mußte verworfen werden, da der wesentlich größere axiale Platzbedarf ein schmaleres Dreschwerk und somit eine Durchsatzverringerng des E 516 zur Folge gehabt hätte. Die einzige Möglichkeit zur Verwirklichung der Bauraumforderungen sowie der

Leistungsübertragung und Nutzungsdauer wurde darin gesehen, die Vorspannung des Variatorriemens drehmomentabhängig auszuführen. Die bisher bekannten Variatoren mit drehmomentabhängiger Anpressung sind jedoch einerseits fertigungstechnisch sehr aufwendig und andererseits für die Einsatzbedingungen am Mähdrescher ungeeignet. Somit bestand die Aufgabe darin, einen einfachen und dennoch sehr robusten, axial kurz zu bauenden drehmomentabhängigen angepreßten Variator zu konstruieren. Für die Auslegung des Variators wurde ein Verhältnis zwischen Anpreßkraft und effektivem Riemenzug von 1,8 als optimal für die vorliegenden Bedingungen angestrebt. Wie diese Aufgabe gelöst wurde, zeigt Bild 2. Es stellt die neuentwickelte drehmomentabhängige angepreßte Sekundärseite dar. Sie wurde mit folgenden Hauptparametern konzipiert:

- bisheriger Breitkeilriemen 50 mm x 20 mm doppelt ummantelt und unverzahnt, wie

bereits an den Serienerzeugnissen verwendet

- Anordnung mit festem Achsabstand
- Regelbereich $R = 2,2$
- wirksamer Scheibendurchmesser 330 mm bis 490 mm
- Riemen geschwindigkeit 21,3 bis 31,6 m/s.

Ausgehend davon, daß sich der durch den Breitkeilriemen in die getriebene Scheibe eingeleitete effektive Zug auf beide Scheibenhälften annähernd gleichmäßig aufteilt, wurde die Übertragung des daraus resultierenden Drehmoments der axialbeweglichen Scheibenhälften auf die Welle durch zwischen den Scheiben tangential und in einem bestimmten Winkel zur Rotationsachse angeordnete Zugstäbe vorgenommen. Dabei wurden 3 derartige Zugstäbe angeordnet, die an ihren beiden Enden jeweils durch Kugelgelenke mit den Variatorscheibenhälften verbunden sind. Durch diese Anordnung entsteht eine Reaktionskraftkomponente in Achsrichtung, die die freie Scheibenhälfte proportional zum effektiven Riemenzug gegen den Breitkeilriemen preßt. Winkel, Gelenkabstand und wirksamer Abstand zur Variatorachse wurden so gewählt, daß die Axialkraft über den gesamten Regelbereich zwischen der 1,7- bis 1,9fachen effektiven Riemenzugkraft liegt. In jeder Regelstellung ergibt sich ein anderer wirksamer Abstand. Zur Sicherung der Anfahrvorgänge beim Betrieb ohne Last sowie zur Sicherung eines ruhigen Riemenlaufs erfolgt eine minimale axiale Vorspannung mit Hilfe einer Anlaufeder. Der vorgestellte Variator wurde in den Entwicklungsmustern des Mähdreschers E 516 über mehrere Jahre praktisch erprobt. Dabei wurde die Erfüllung der Parameter der Aufgabenstellung uneingeschränkt nachgewiesen.

3. Hydrostatischer Fahrtrieb

Ein weiteres Novum im Landmaschinenbau der DDR stellt die Installation eines hydrostatischen Fahrtriebs im Mähdrescher E 516 dar. Theoretische Untersuchungen und technologische Einsatzstudien ergaben bei Anwendung des Einzelradantriebs quantifizierbare Effekte, die den höheren Preis des Hydraulikteils amortisieren. Dies geschieht über die Erhöhung der Einsatzleistung durch Verkürzung der Wendezeiten auf dem Feld, weil Arbeitsgeschwindigkeiten stufenlos bis 15 km/h ohne Zugkraftunterbrechung gefahren werden können. Neben der Erhöhung der Einsatzleistung bietet der hydraulische Fahrtrieb die allgemein bekannten Vorteile:

- hoher Bedienkomfort durch stufenlose Fahrgeschwindigkeitwahl mit einem Hebel; beim E 516 geschieht dies in einem Bereich von 0 bis 23 km/h ohne Zugkraftunterbrechung
- Reversierbetrieb mit dem gleichen Hebel
- Eintragung der Betriebsbremsanlage; der E 516 hat lediglich eine Haltebremse, weil die lt. StVZO geforderte mittlere Verzögerung mit dem hydraulischen Fahrtrieb sicher erreicht wird
- definierte Sicherheiten gegen Gewaltbruch bei den nachfolgenden Getriebekomponenten durch die exakte Momentbegrenzung im Hydrauliksystem
- minimierter Pflege- und Wartungsaufwand gegenüber einem mechanischen Fahrtrieb.

Ausgangspunkt für die Dimensionierung des hydrostatischen Fahrtriebs des E 516 waren die aus den Konzeptionsuntersuchungen resultierenden voraussichtlichen Maschinen-

massen unter Berücksichtigung der Aus-rüstungszustände Feldeinsatz, Transport und der Grenzbetriebspunkte P_1 bis P_6 des Dia-gramms der Fahrzustandsforderungen (Bild 3).

Auf der Ordinate ist der Fahrwiderstand aufgetragen, der negative Abszissenteil enthält die Steigung, der positive die Geschwindigkeit. Für verschiedene Maschinenmassen, Reibungs-koeffizienten und Arbeitswiderstände ist der Fahrwiderstand in Abhängigkeit von der Stei-gung dargestellt. Die rechte Diagrammhälfte zeigt die Grenzbetriebspunkte P_1 und P_2 (Feldeinsatz), P_3 (Feldtransport), P_4 (Test-punkt), P_5 (Feldtransport) und P_6 (Straßen-transport). Darüber hinaus sind der häufigste Arbeitsbereich, die Hyperbeln konstanter An-triebsleistung sowie die Summe der Radum-fangkräfte über zwei verschiedene Reifentypen eingetragen. Aus dem Diagramm ist zu entnehmen, daß ein maximaler Fahrwiderstand, der bei einer Steigung von 21% und vollem Bunker in Arbeitsfahrt auftritt, um 4700 N (Grenzbetriebspunkt P_1) erforderlich sein kann. Mit der Maschine für Straßenantrieb muß in der Ebene bis 3% Steigung eine Geschwindig-keit von 20 km/h zu realisieren sein (Grenz-betriebspunkt P_6). Mit den Punkten P_1 und P_6 ist die Dimensionierungsgrundlage für den hydrostatischen Fahrtrieb gegeben. Punkt P_1 muß mit dem vom Hydraulikgerätehersteller durch den Einstelldruck der Druckbegren-zungsventile fixierten Drehmoment der beiden Hydromotoren realisierbar sein. Aus dieser Forderung ermittelt sich das Übersetzungs-verhältnis des Getriebes zwischen Hydromotor und Rad. Es beträgt 41,65 beim Mährescher E 516. Gleichfalls vom Hersteller begrenzt ist

die maximale Drehzahl der Hydromotoren. Ihr Wert bestimmt unter Berücksichtigung des Übersetzungsverhältnisses die Transport-geschwindigkeit. Die Hydropumpe muß so ausgewählt werden, daß ihre Fördermenge die Einhaltung der zulässigen Drehzahlgrenze der Hydromotoren unter allen Bedingungen er-laubt. Im Fall des E 516 konnte aus einer Baureihe von Axialkolbengeräten eine optimale Baugröße gefunden werden. Der Verlauf der realisierbaren Radumfangkräfte im Diagramm zeigt, daß alle Grenzbetriebspunkte unter der Kurve bzw. in ihrer unmittelbaren Nähe liegen. Aus der angebotenen Typenreihe wurde die Baugröße 23 einheitlich für die Axialkolben-verstellpumpe ausgewählt. Sie hat folgende technische Daten:

- Nennverdrängung max. 89 cm^3 je Umdre-hung
- max. Arbeitsdruck 35 MPa
- max. Antriebsleistung E 516 118 kW
- Nennantriebsdrehzahl der Hydropumpe 2200 U/min
- max. Drehzahl der Hydromotoren 3100 U/min

Die Hydropumpe wird mit Hilfe einer Gelenk-welle direkt vom Dieselmotor angetrieben. Sie fördert das unter Druck stehende Öl zu den Hydromotoren. Das von diesen zurückströ-mende entspannte Öl fließt nicht in den Behälter, sondern durch ein geschlossenes Rohr- und Schlauchleitungssystem unmittelbar wieder zur Hydropumpe. Eine Speisepumpe ergänzt dabei die im geschlossenen System auftretenden Leckverluste, hält den erforderli-chen Zulaufdruck aufrecht, fördert gekühltes Öl in den Kreislauf und speist die Servoverstellung von Hydropumpe und Hydromotor. Eine

Ventilkombination dient der Abführung des überschüssigen Öls in den Behälter und der Kreislaufabsicherung. Ein Ölbehälter (Inhalt 50 l) mit eingebautem Saugfilter und ein Ölkühler vervollständigen die Anlage. Die stufenlose Drehzahlverstellung der Hydro-motoren wird im Fahrgeschwindigkeitsbereich vorwärts bis 7 km/h durch die Verstellung der Fördermenge der Hydropumpe von 0 bis rd. 180 l/min und darüber hinaus durch die synchrone Absenkung der Schluckmenge der Hydromotoren von 89 cm^3 je Umdrehung auf $33,7 \text{ cm}^3$ je Umdrehung erzielt. Im Bereich der Pumpenverstellung ist das Moment-Angebot annähernd konstant (d. h. bis 7 km/h), darüber hinaus fällt das Moment an den Triebbrädern ab. Für die Rückwärtsfahrt wird nur die Hydro-pumpe verstellt, dabei über Null in entgegen-gesetzter Förderrichtung. Der geschlossene Kreislauf ermöglicht es, den hydrostatischen Fahrtrieb als Betriebsbremse zu benutzen. Die Hydromotoren werden in diesem Fall von den Fahrzeugrädern angetrieben und arbeiten als Pumpe. Die Hydropumpe im Motorbetrieb wird durch das Schleppmoment des Dieselmotors gebremst. Die Nacheinanderverstellung von Hydropumpe und -motor ist über ein Gestänge gelöst. Die Bedienperson des Mäh-dreschers verfügt dabei lediglich über einen einzigen Handhebel. Der mit dem E 516 erstmals in die Landwirtschaft eingeführte hydrostatische Fahrtrieb stellt neue und höhere Anforderungen an den Betreiber, die der VEB Kombinat Fortschritt durch Schulungs-programme vermittelt, und an den Instandset-zungssektor, der in Abstimmung mit dem Kombinat Fortschritt neue Technologien zur Anwendung bringen muß. A 2440

Das neue Reinigungsgebläse des Mähreschers E 516

Dr.-Ing. K. Döge, Technische Universität Dresden, Sektion Energieumwandlung
Dr.-Ing. G. Manig, KDT, VEB Kombinat Fortschritt Landmaschinen Neustadt in Sachsen

Verwendete Formelzeichen

| | | |
|---------------------|--------------|---|
| $A_{A \text{ eff}}$ | m^2 | effektiver Austrittsquerschnitt |
| A_R | m^2 | Eintrittsquerschnitt |
| a_s | m | Abstand zwischen Laufradaustritts-kante und Seitenwand des Austritts-kanals |
| $b(2b)$ | m^2 | Breite des Austrittskanals des (zwei-flutigen) Lüfters |
| c | m/s | Luftgeschwindigkeit |
| c_{max} | m/s | maximale Luftgeschwindigkeit |
| D_R | m | Innendurchmesser des Gehäuses |
| d_s | m | Durchmesser der Stauscheiben |
| h | m | Höhe des Austrittskanals |
| h_{eff} | m | effektive Höhe des Austrittskanals |
| x | m | kartesische Koordinate |
| x_s | m | Abstand der Stauscheibe von der Seitenwand des Austrittskanals |
| y | m | kartesische Koordinate |

1. Einleitung

Die steigenden Getreideerträge und die in den letzten Jahren stark erhöhten Durchsätze der Mährescher stellen hohe Anforderungen an den Entwicklungsstand der Mährescherbau-gruppen, um eine verlustarme Bergung des Getreides in guter Qualität zu gewährleisten. Das Spektrum der mit dem Mährescher zu erntenden Druschfrüchte reicht jedoch über das Getreide hinaus von Feinsämereien über Sonnenblumen, Sojabohnen und Reis bis zum Körnermais.

Einen entscheidenden Einfluß auf die Arbeits-

qualität des Mähreschers hat dessen Reini-gungseinrichtung.

2. Problem der Strömungserzeugung für die Reinigungseinrichtung

Die Arbeitsqualität der Reinigungseinrichtung des Mähreschers hängt u. a. von den Eigen-schaften des Guts (Gutart, Gutzusammenset-zung, Feuchtigkeitsgehalt usw.), der Dicke der Gutschicht und der Geschwindigkeit der Luft, die zur Unterstützung der Arbeit der Siebe durchgeblasen wird, ab. Um eine gleichmäßig gute Windsichtung zu erreichen, wird deshalb eine der Gutschichtdicke entsprechende Luft-geschwindigkeit gefordert. Das bedeutet, daß die Luftgeschwindigkeit außer an den Seiten-wänden, wo Randeffekte wirken, so gleich-mäßig wie möglich sein muß. Die Gleichmäßig-keit der Luftgeschwindigkeitsverteilung ist entscheidend für die Güte der Windsichtung [1]. Aus der Strömungslehre ist bekannt, daß mit den Anforderungen an die Gleichmäßigkeit von Luftstrahlen, z. B. bei Windkanälen, das Bau-volumen und der Bauaufwand steigen und Einbauten erforderlich werden. Bei der vor-liegenden Aufgabe geht es aber gerade darum, eine gleichmäßige Geschwindigkeit mit einem Reinigungsgebläse (häufig auch Lüfter oder Ventilator genannt) zu erzielen, das geringen

Bauaufwand, kleines Bauvolumen und komp-akte Ausführung, wegen der Verstopfungs-gefahr möglichst keine Einbauten sowie ge-ringen Leistungsbedarf und günstige akustische Eigenschaften besitzt. Einige grundsätzliche Lösungsmöglichkeiten sind im Bild 1 dar-gestellt.

Im Mährescher E 512 wurde bisher erfolgreich ein zweiflutiger, d. h. ein von beiden Seiten ansaugender Trommellüfter (Radiallüfter) ein-gesetzt. Größere Austrittsbreiten und eine verbesserte Geschwindigkeitsverteilung lassen sich damit jedoch nur verwirklichen, wenn der Laufraddurchmesser vergrößert wird. Weiterhin werden in Fahrtrichtung fördernde, parallelgeschaltete Axiallüfter verwendet. Die Laufräder rotieren in Blenden oder in Düsen. Die großen Unterschiede in Größe und Richtung der Geschwindigkeit hinter dem Laufrad erfordern Leitbleche und eine nachfolgende Düse zur Vergleichmäßigung der Strömung. Im Mährescher hat sich diese Anordnung nicht bewährt, weil die Geschwindigkeitsverteilung zu ungleichmäßig ist, die Leiteinrichtungen verstopfen und der Fertigungsaufwand groß ist. Der für den Mährescher E 516 entwickelte Breitstromlüfter (Bild 2) [2, 3] ist wiederum zweiflutig, also von beiden Seiten ansaugend, ausgeführt. Er besteht aus zwei in Düsen