

bereich des Messers entsprechend der Veränderung des Winkels λ . Für den Fall I ergibt sich ein mittlerer Fehler von $\Delta(P/P_0) = +10\%$ und für den Fall II von $\Delta(P/P_0) = +8\%$. Die oben genannten Werte ändern sich somit geringfügig zugunsten der neuen Messeranordnung.

Zur Kontrolle wurde eine Maschine mit der neuen Messeranordnung im Feldversuch mit einer serienmäßig ausgeführten Maschine verglichen. In Bild 11 ist aus dem Verlauf der Summenhäufigkeitsverteilung der an der Zapfwelle gemessenen Drehmomentwerte die Verringerung des mittleren Drehmoments (Summenhäufigkeitswert 50%) wie auch der Spitzenwerte ebenfalls eindeutig festzustellen. Die Verbesserung durch Veränderung der Messerstellung ist in der Wirklichkeit etwas geringer als in der Rechnung. Dies dürfte in erster Linie von der Verdichtungs- und Verschiebungsarbeit herrühren, die das Messer zusätzlich übernehmen muß, die aber in der Rechnung unberücksichtigt blieb.

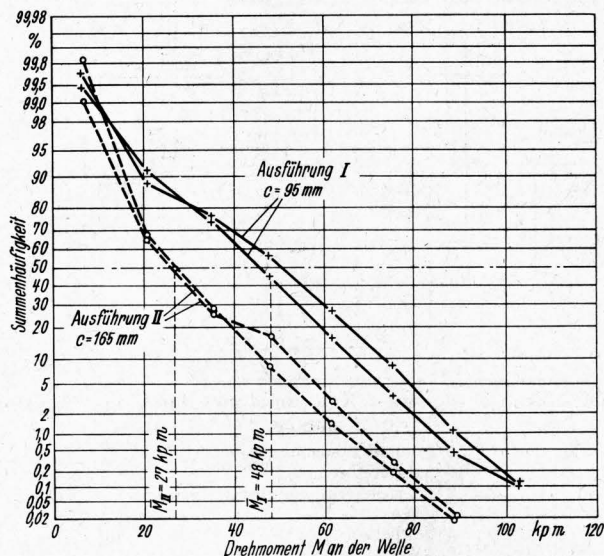


Bild 11. Im Feldversuch an der Schneidwerkzeuge des Scheiberradhäckslers gemessene Drehmomentwerte:

I ursprüngliche empirisch entwickelte Ausführung des Schneidwerks,

II neue Ausführung mit den nach dem Optimierungsverfahren berechneten geometrischen Daten.

Schnittgut: Wiesengras
 Feuchtegehalt: $U = 80\%$
 Durchsatz: $Q = 18 \text{ t/h}$

DK 621-5:631.372-82

Gleichlauf von Hydraulikmotoren im Torfmaschinenbau

Von Gerhard Kampf, Meppen

Professor Dr.-Ing. Georg Segler zum 60. Geburtstag

Die Entwicklung betriebssicherer, langsam laufender Hydraulikmotoren hat es ermöglicht, mit ihnen den Raupenvorschub der Torfmaschinen zu betreiben und stufenlos zu verstellen. Das Drehen ist durch den Gegenlauf beider Raupen erheblich weniger kraftaufwendig und auf kleinerem Platz möglich als durch das seitherige Abbremsen einer Raupe. Für das Abstimmen beider Raupen auf gleiche Geschwindigkeit bei unterschiedlichen Arbeitsdrücken werden verschiedene Lösungsmöglichkeiten aufgezeigt.

Seit einiger Zeit finden immer mehr hydraulische Antriebe beim Bau von Torfgewinnungsmaschinen Eingang. Der Grund für diese Entwicklung ist die leichte Umsteuerbarkeit von Vor-

Dr.-Ing. Gerhard Kampf ist im Hesper Torfwerk GmbH, Meppen/Ems, als Prokurist und Leiter des Konstruktionsbüros tätig.

Zusammenfassung

Die Ermittlung des Drehmomentverlaufs in Abhängigkeit von Drehwinkel und von der Zuordnung der Schneide zur Schnittfläche ist bei einem Scheiberradschneidwerk theoretisch möglich, sofern vereinfachend davon ausgegangen wird, daß die Trennfestigkeit und die Dichte des Schnittgutes über die ganze Schnittfläche konstant sind, ferner die Lage des ungeschnittenen Gutes unter der Einwirkung des Schneidendruckes nicht verändert wird.

Um eine einfache und übersichtliche Berechnung zu ermöglichen, wird zunächst angenommen, daß die Resultierende aus der normal und der tangential zur Messerschneide wirkenden Kraft senkrecht am wirksamen Radius angreift. Der hierdurch entstehende Fehler kann ebenfalls bestimmt werden, so daß sich das Ergebnis nachträglich berichtigen läßt.

Der Ablauf der Messerbewegung gegenüber dem Schnittquerschnitt erfolgt in sechs Phasen, je nachdem, ob die Schneide zwei rechtwinklig bzw. parallel zueinander stehende Begrenzungslinien der Schnittfläche überstreicht. Im ersten Fall gibt es vier, im zweiten Fall zwei jeweils gleichartige Beziehungen für das Schnittmoment.

Bei Verwendung eines elektronischen Rechners ist es möglich, die verschiedenen Zuordnungsgrößen in beliebiger Zahl und Größe miteinander zu kombinieren und so innerhalb vorgegebener, nach konstruktiven Gesichtspunkten festgelegten Grenzen die günstigste Lage von Schneide und Schnittfläche hinsichtlich Spitzenmoment, mittlerem Moment und Arbeitsaufwand zu bestimmen.

Schrifttum

- [1] Gorjatschkin, W. P.: Theorie des Schneidens mit der Schere. In: Landwirtschaftliche Maschinen. Charkow 1930.
- [2] Sablikov, N. V.: Der Schnittwiderstand in Silohäckselmaschinen. Sel'chozmašina (1957) H. 3, S. 1/3.
- [3] Kanajowski, C.: Theorie, Berechnung und Konstruktion der Landmaschinen. Bd. II, Teil 1 Halmfruchterntemaschinen. Berlin: Verlag Technik 1961.
- [4] Souček, Z.: Kräfte- und Elektroenergieverhältnisse beim Messerradhäckler. Zemědělská Technika 8 (1962) H. 4, S. 257/80.
- [5] Wieneke, F.: Untersuchungen zur Erklärung und Beseitigung von Wickelerscheinungen an umlaufenden Maschinenteilen. Landtechn. Forsch. 7 (1957) H. 1, S. 1/8.
- [6] Stroppel, Th.: Zur Systematik der Technologie des Schneidens. Grundle. Landtechn. Heft 5 (1953) S. 126.

Seit die obenerwähnten langsamlaufenden Hydraulikmotore in handlicher Form zur Verfügung stehen, war es naheliegend, u. a. den Raupenvorschub der Torfmaschinen damit zu betreiben und stufenlos zu verstellen. Entweder bekommen beide Raupen einen gemeinsamen oder jede Raupe einen getrennten Hydraulikmotor. Im letzteren Fall kann die Kraftübertragung direkt oder mit nur einer Kettenstufe erfolgen, so daß das Drehen der Maschine nicht wie bisher durch Abbremsen einer Raupe, sondern durch Gegenlauf beider Raupen möglich ist. Hierdurch ist das Drehen erheblich weniger kraftaufwendig und auf kleinerem Platz möglich, die Zerstörung der Mooroberfläche ist geringer und die Lenkfähigkeit genauer, insbesondere wenn mehrere Maschinen zusammen arbeiten müssen.

Da der maschinelle Abbau und die Bearbeitung des Weißtorfes in Streifen und stufenweise erfolgt, wobei je nach Feldeinteilung die sogenannte Gruppenbreite 6 bis 10 m beträgt, müssen auch die Raupenfahrgerüste der Torfmaschinen so gebaut sein, daß sie mit ihren Raupen in 6 bis 10 m Abstand über die Abbaufelder fahren können.

Große Schwierigkeiten bereitete bisher der Antrieb von diesen weit auseinanderliegenden Raupen. Bei mechanischer Übertragung des Drehmoments mußte mit aufwendigen Gelenkwellenrieben gearbeitet werden. Bei hydraulischer Übertragung mit Hilfe von zwei Hydraulikmotoren lag die Schwierigkeit in dem geforderten Gleichlauf der beiden Raupen, da die Drehzahlen an den Motoren sehr von den Schwankungen des Arbeitsdruckes abhängen. Ein Abstimmen der beiden Raupen auf gleiche Geschwindigkeit bei unterschiedlichen Arbeitsdrücken mit Hilfe der normalen Steuergeräte hätte unter diesen Bedingungen das Bedienungspersonal überfordert.

Durch Weiterentwicklung auf dem Hydrauliksektor zeigen sich für dieses Problem jetzt folgende Lösungsmöglichkeiten:

a) *verstellbare Doppelstromkolbenpumpe*

Diese Pumpe hat einen guten Wirkungsgrad und arbeitet auch bei unterschiedlichen Arbeitsdrücken in bestimmten Grenzen sehr genau. Der Leistungsbedarf ist immer der entsprechend der Verstellung geförderten Ölmenge und dem Arbeitsdruck proportional. Sie hat aber den Nachteil, daß die Genauigkeit der Regelung über einen Bereich von 1:10 oder höchstens 1:15 (vom maximalen Förderstrom gerechnet) hinaus sehr stark nachläßt. Da es sich bei dieser Pumpenart um eine Kolbenpumpe handelt, ist sie verhältnismäßig teuer und außerdem störungsempfindlich gegen Verschmutzung.

Bild 1 zeigt den Schaltplan einer solchen Anlage mit verstellbarer Doppelstrompumpe, wobei die beiden Ölströme über je ein 4/3-Wegeventil, die zum langsamen Anfahren evtl. mit Hilfe von Feinsteuernuten und zum Umkehren der Drehrichtung dienen, zu den beiden langsamlaufenden Axialkolbenmotoren geleitet werden.

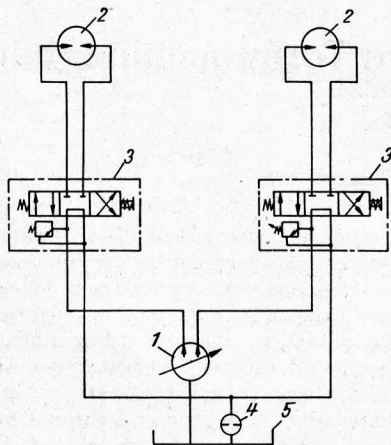


Bild 1. Antrieb von zwei Kolbenmotoren durch eine verstellbare Doppelstrompumpe.

- 1 verstellbare Doppelstrom-Kolbenpumpe
- 2 Axial-Kolbenmotor
- 3 4/3 Wegeventil mit Druckbegrenzung
- 4 Filter
- 5 Ölbehälter

b) *nicht verstellbare Doppelstromkolben- oder Zahnradpumpe mit nachgeschalteten Mengenregelventilen*

Die Zahnradpumpe ist billiger als die Kolbenpumpe, die Fördergenauigkeit beider Ströme bei unterschiedlichen Drücken geringer. Diese Ungenauigkeit wird aber bei guten nachgeschalteten Mengenregelventilen, die die Ölmengen von 0 bis max. und die Unterschiede der beiden Ströme unabhängig vom Druck regeln, ausgeglichen, **Bild 2**. Das Einstellen der beiden Mengenregelventile auf gleiche Ölströme erfolgt von Hand, indem man die Verstellräder mit einer geeichten Skala versieht oder auch nach Augenmaß kontrolliert.

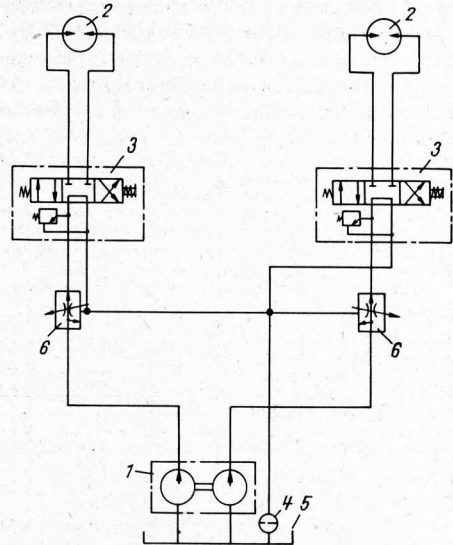


Bild 2. Antrieb von zwei Kolbenmotoren durch eine Tandempumpe.

- 1 Zahnrad-Tandempumpe
- 2 Axial-Kolbenmotor
- 3 4/3 Wegeventil mit Druckbegrenzung
- 4 Filter
- 5 Ölbehälter
- 6 3-Wege-Mengenregelventil

Der Nachteil dieser Schaltung liegt darin, daß die Pumpe immer den gesamten Förderstrom, auch die von den Mengenregelventilen direkt zum Ölbehälter abfließende Restmenge, die in manchen Fällen sehr groß sein kann, gegen den Arbeitsdruck fördern muß, so daß der Leistungsbedarf der geförderten Gesamtölmenge und dem Arbeitsdruck proportional ist. Während bei früheren Mengenregelventilen die im Nebenstrom abfließenden Ölmengen nur dann einem weiteren Verbraucher zugeführt werden konnten, wenn dessen Arbeitsdruck geringer als der des Hauptverbrauchers war, befinden sich heute Mengenregelventile auf dem Markt, deren Nebenstrom auch dann arbeitet, wenn der Hauptstrom drucklos weggeht.

c) *Einfachkolben- oder Zahnradpumpen mit nachgeschalteten Stromteilventilen und Mengenregelventilen*

Aufgabe des nachgeschalteten Stromteilventils ist es, den Gesamtförderstrom der Einfachpumpe im Verhältnis 1:1 so zu teilen, daß beide Ströme unabhängig von ihren jeweiligen Arbeitsdrücken konstant bleiben. Die Regelung der Ölmengen und der relativen Stromunterschiede erfolgt wie im Falle b) mit Mengenregelventilen. Für das Mengenregelventil gilt das bereits dort Gesagte. Handelt es sich um Anlagen mit größeren Ölmengen und höheren Drücken, so darf keinesfalls der im Stromteilventil erheblich ansteigende Druckverlust außer acht gelassen werden. Falls man mit Förderstromgenauigkeiten von ± 1 bis 4% zufrieden ist und die Ölmengen sich in einem begrenzten Bereich entsprechend der Auslegung des Stromteilventils bewegen, kann auch ein einzelnes Mengenregelventil zwischen Pumpe und Stromteilventil gelegt werden, so daß durch Einsparung des zweiten Regelventils die Anlage kosten- und bedienungsmäßig vereinfacht wird. Eventuell doch noch erforderliche Lenkkorrekturen können dann mit Hilfe der Hauptsteuergeräte erfolgen. Ferner besteht die Möglichkeit, Pumpe und Stromteilventil durch eine Einstromverstellpumpe zu ersetzen. Auch für diese Anordnung gilt das Obengesagte.

d) Zuschaltung von Zusatzölmengen über Stromteiler

Für die drei unter a) bis c) aufgeführten Anlagen besteht die Möglichkeit, die normale Arbeitsfahrt der Raupen im Fall von Leer- und Transportfahrten durch Zuschalten der bei den meist auch hydraulisch betriebenen Arbeitsgeräten vorhandenen, dann aber nicht benötigten Ölmengen über zusätzliche Stromteilventile wesentlich zu erhöhen. **Bild 3** zeigt den Schaltplan einer Anlage mit Einfachkolben- oder Zahnradpumpe mit nachgeschaltetem Stromteilventil und Mengenregelventilen, wie unter b) beschrieben, ferner die Zuschaltmöglichkeit von Zusatzölmengen über ein Stromteilventil. Die in diesem Fall für den Betrieb von Förderbändern benötigten und von der Pumpe 2 geförderten Ölmengen werden im Schnellgang, wenn der Förderbandbetrieb ruht, zusätzlich über das Stromteilventil 6 den

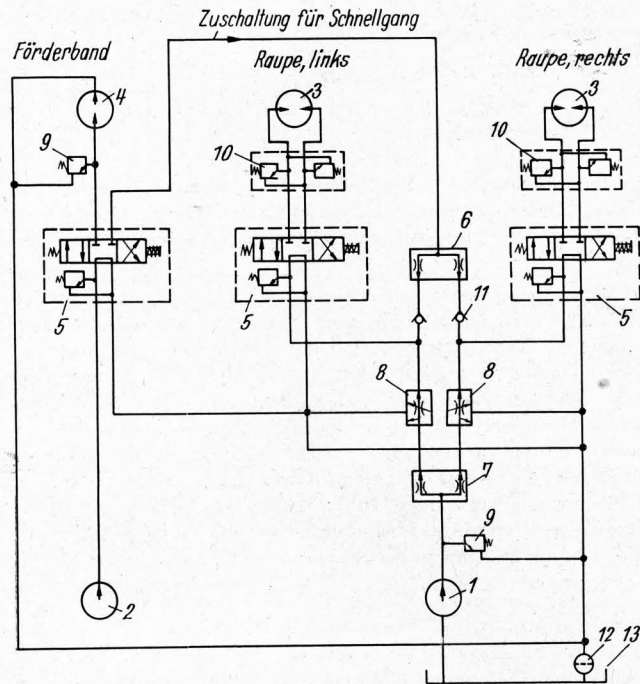


Bild 3. Antrieb von zwei Kolbenmotoren durch eine Einfachpumpe über Stromteilventil und 3-Wege-Mengenregelventil mit zusätzlicher Schnellgangschaltung.

- | | |
|----------------------------|-------------------------------------|
| 1, 2 Zahnradpumpen | 9 Druckbegrenzungsventil |
| 3 Axial-Kolbenmotor | 10 doppelte Druckbegrenzungsventile |
| 4 Zahnradmotor | 11 Rückschlagventil |
| 5 4/3 Wegeventil | 12 Filter |
| 6, 7 Stromteilventil | 13 Ölbehälter |
| 8 3-Wege-Mengenregelventil | |

beiden Raupenvorschubmotoren 3 zugeführt. Um den bei Normalfahrt über das Stromteilventil 6 möglichen Ölausgleich zu unterbinden, wurden Rückschlagventile 11 eingebaut. Außerdem ist in diesem Fall der Einbau von Überdruckbegrenzungsventilen 10 in die Leitungen zu den Raupenvorschubmotoren zweckmäßig, da beim Ausschalten des Schnellganges die Massenverzögerung durch das nicht unerhebliche Maschinengewicht in den durch die beiden Wegeventile 5 dann blockierten Ölkreisläufen große Druckspitzen erzeugt, die über die Begrenzungsventile abgebaut werden können.

e) Stromteilventile

Nachfolgend soll etwas ausführlicher auf die Stromteilventile eingegangen werden, da sich erst seit kurzem solche auf dem Markt befinden, die mit einer Genauigkeit von 1 bis 4% der angegebenen Durchflußmenge arbeiten und deren Preise wirtschaftlich vertretbar sind, so daß man sie für den Gleichlauf von Hydraulikzylindern und -motoren zur Zufriedenheit einsetzen kann. Die unterschiedlichen Fabrikate arbeiten alle nach dem gleichen Funktionsprinzip, indem mit Hilfe eines gefederten Regelkolbens, der im Falle von ungleichen Drücken bei den beiden Verbrauchern beeinflußt wird, ein Steuerkolben bewegt und durch Drosselung im Ventil wieder Druck- und Mengengleichheit erzeugt wird. Bei veränderlichem Förderstrom muß das Strom-

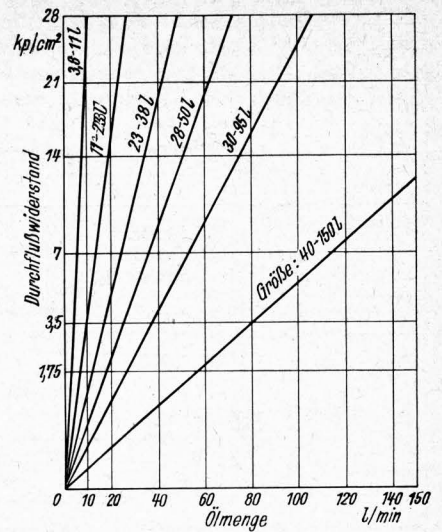


Bild 4. Durchflußwiderstände bei Stromteilventilen verschiedener Größe (amerikanisches Fabrikat).

teilventil nach der kleinsten Durchflußmenge ausgelegt werden und soll ein Verhältnis von 1:2 nicht überschreiten, da die Teilgenauigkeit leidet und der im Gerät auftretende Druckverlust sonst erheblich ansteigt, wie das Diagramm aus **Bild 4** zeigt. Dieses Diagramm bezieht sich auf das nachfolgend beschriebene amerikanische Fabrikat.

Bei dieser einfachen amerikanischen Lösung wird der Ölstrom bei umgekehrter Arbeitsrichtung auf demselben Weg, also über die gleiche Steuerung und Drosselung, wieder zusammengeführt. Diese Arbeitsweise ist in Zusammenarbeit mit Ölmotoren ausreichend, bei Hydraulikzylindern genügt sie nicht, da beim Anhalten der Zylinder in Zwischenstellungen ein Druckausgleich durch rückströmendes Öl erfolgen kann. Die deutschen Fabrikate arbeiten entweder nur in einer Richtung und beim Rückstrom unter Umgehung der Drosselung über Rückschlagventile, **Bild 5**, oder zwar auch in beiden Richtungen, aber mit Hilfe von im gleichen Gerät zusätzlich eingebauten Drosselkolben für den Rückweg. Eine Vervollkommnung der deutschen Geräte im Hinblick auf ihre Verwendung für Zylinder erfolgte noch durch weiterhin eingebaute Vorsteuerventile, wodurch die Hubbewegung der Zylinder an beliebiger Stelle unterbrochen werden kann, ohne daß ein Ausgleich der beiden Zylinderkammern erfolgt, da diese beim Abschalten des Ölstromes durch das Vorsteuerventil automatisch gegeneinander abgeschlossen werden, **Bild 6**. Wenn z. B. bei halbem Zylinderhub auf dem zur Leitung 6 gehörenden Zylinder der größere Druck herrscht, so öffnet sich das Rückschlagventil 5 zu der Leitung mit dem höheren Druck und läßt die Drucksäule auf die beiden Vorsteuerventile wirken. Diese schließen sich und die Verbindung zwischen den beiden Zylindern, über die evtl. ein Ausgleich erfolgen kann, ist gesperrt, da auch die Rückschlagventile 3a und 3b zur Wirkung kommen.

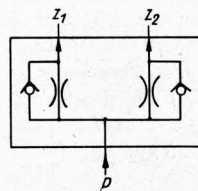


Bild 5. Stromteilventil für eine Durchflußrichtung.

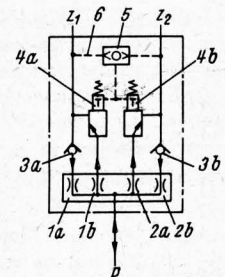


Bild 6. Stromteilventil mit Vorsteuerventil für zwei Durchflußrichtungen.

- | |
|---|
| 1a, 1b, 2a, 2b Drosselkolben |
| 3a, 3b Rückschlagventil |
| 4a, 4b Vorsteuerventil |
| 5 Doppelrückschlagventil |
| 6 Steuerleitung |
| Z ₁ , Z ₂ Leitungen zum Zylinder 1 bzw. 2 |
| P Leitung von der Pumpe |

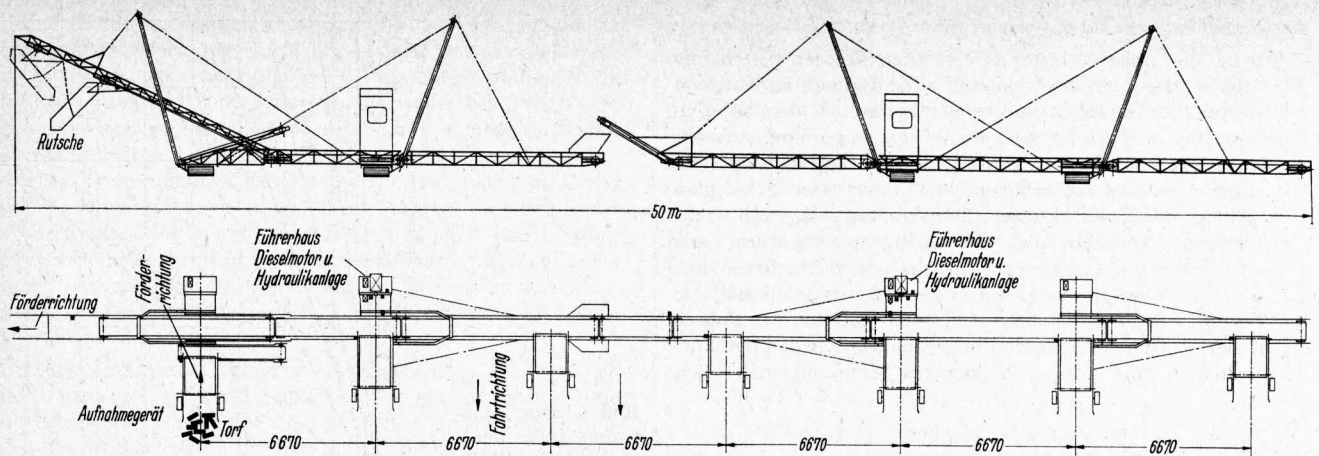


Bild 7. Zweiteiliger Weißtorfsammler.

Länge 50 m; 7 Aufnahmegeriite

(Werkbild: Hesper Torfwerk G. m. b. H., Meppen)

Für alle Stromteilventile gilt mehr oder weniger die Regel, da sie auf dem Prinzip der Druckwaage beruhen, daß sich schnell ändernde Laststöße, wie sie z. B. bei im Takt arbeitenden Arbeitsmaschinen auftreten, übersteuert werden. In diesem Fall sollte man von ihrer Verwendung absehen. Der amerikanische Hersteller versucht, das Übersteuern durch Verwendung von starken Federn bei den Regelkolben zu beheben, indem durch die Federn die Bewegung der Regelkolben träger gestaltet wird. Diese Lösung geht aber auf Kosten der Teilgenauigkeit.

Abschließend sei noch die Arbeitsweise einer Maschine mit hydraulisch betriebenen Raupenfahrgestellen geschildert, bei der es besonders auf den Gleichlauf wie auch auf die leichte Lenkbarkeit ankam. Ein aus zwei selbständigen Teilen bestehender Weißtorfsammler, **Bild 7**, von insgesamt 50 m Breite, welcher zwei Fahrgestelle mit 6,6 m auseinanderliegenden Raupen besitzt und dessen einer Teil die vom Feld aufgesammelten Weißtorfsoden mit Förderbändern in den anderen Teil übergibt, muß so im Gleichlauf fahren, daß durch gleiche Geschwindigkeit

und Parallelität der beiden Teile die Übergabe des Torfs von einem Förderband zum anderen und am Ende die Abgabe vom Förderband in parallel verlaufende Haufen oder in Loren gewährleistet ist.

Die unter a) bis c) und zusätzlich d) aufgeführten Methoden finden bei den obengeschilderten Sammlerkonstruktionen Verwendung. Welche Methode bei der Ausführung gewählt wird, hängt von den jeweiligen Erfordernissen ab. Im Fall eines größeren Verstellbereichs und evtl. auftretender Verschmutzungsmöglichkeit innerhalb des Hydrauliksystems — z. B. durch lösbare Leitungskupplungen — sollte man trotz des besseren Wirkungsgrades und geringeren Kraftbedarfs keine verstellbare Kolbenpumpe verwenden. In den Fällen, wo keine ausreichende Kraftreserve vom Antriebsmotor her vorhanden oder eine starke Erwärmung des Öles zu vermeiden ist, sollte man auf das Stromteilventil verzichten, obgleich diese Anwendung äußerst preisgünstig ist.

DK 621.867.8

Grundlagen zur Fluidisierung und Fließbettförderung von Schüttgütern kleiner Teilchengröße¹⁾

Von **Klaus Keuneke**, Ludwigshafen

Professor Dr.-Ing. Georg Segler zum 60. Geburtstag

Zum Bestimmen der optimalen Abmessungen von Anlagen zur Fluidisierung und zur Fließbettförderung wurden die Zusammenhänge zwischen der Luftgeschwindigkeit, dem Druckverlust, der Schichthöhenzunahme, der Viskosität und den Widerstandsbeiwerten während des Fließens für verschiedene Schüttgüter und unterschiedliche Rinnenabmessungen untersucht. Angeführte Gleichungen gestatten die Berechnung der Geschwindigkeit am Wirbelpunkt, der Schichthöhenzunahme und der Viskosität. Ferner wurden im Zusammenhang mit der Fließbettförderung die Gesetze der laminaren Strömung in geraden, rechteckigen Kanälen unter Verwendung von Widerstands- und Formbeiwerten aufgestellt.

Die Verfahren der Fluidisierung und Fließbettförderung haben — oft in Verbindung mit chemischen Reaktionen — für die Mischung und die Förderung feinkörnigen Schüttguts

große Bedeutung gewonnen. Das ihnen gemeinsame Prinzip besteht darin, daß schüttfähiges Gut kleiner Teilchengröße durch einen Gasstrom aufgelockert und fließfähig gemacht wird [2]. In einem Behälter oder einer Förderrinne wird aus einem getrennten Luftraum von unten her durch einen gasdurchlässigen Boden Druckluft zugeführt. Die Luftkräfte vermindern die auf das Fördergut wirkende Schwerkraft, so daß es fließfähig wird.

Bei der Durchströmung von Schüttgütern mit Gasen können je nach Richtung und Geschwindigkeit des strömenden Mittels sowie der Bewegungsrichtung der festen Teilchen verschiedene Phasen entstehen [3]. **Bild 1** gibt eine Übersicht über die erreichbaren Zustände fester Teilchen in einem Gas. Die Zusammenstellung nach **Bild 2** zeigt die verschiedenen Übergangsbereiche zwischen der Ruheschüttung und der Gutwolke, dem Zustand der pneumatischen Flugförderung. Zwischen Ausdehnungspunkt und dem oberen Austragspunkt als Grenzen eines Schwebereichs besteht für jede Strömungsgeschwindigkeit bei einem bestimmten mittleren Abstand der Teilchen voneinander ein Gleichgewichtszustand. Ausgehend von der Schüttschicht nimmt die Schichthöhe nach Erreichen des Ausdehnungspunktes mit steigendem Volumenstrom des Gases allmählich zu. Der Aus-

¹⁾ Auszug aus der gleichnamigen Dissertation TH Stuttgart 1965 [1]. Vortragen auf der Gemeinschaftstagung Nutzstäube in Basel 1966.

Dr.-Ing. Klaus Keuneke war wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Landtechnik Stuttgart-Hohenheim (Direktor: Prof. Dr.-Ing. G. Segler) und ist jetzt in der Versuchsabteilung der Badischen Anilin- & Soda-Fabriken, Ludwigshafen, tätig.