

LANDTECHNISCHE FORSCHUNG

HERAUSGEBER: LANDMASCHINEN- UND ACKERSCHLEPPER-VEREINIGUNG IM VDMA

Heft 3/1970

München

18. Jahrgang

Verlustleistungen und Wirkungsgrade eines Hydro-Axialkolbengetriebes mit sphärischen Kolben

Dieter Hoffmann

Institut für Landmaschinen, TU Braunschweig

1. Einleitung

Stufenlos verstellbare hydrostatische Getriebe haben wegen ihrer funktionellen Vorteile für den Fahrtrieb von Fahrzeugen und Arbeitsmaschinen bekanntlich bereits heute große Bedeutung erlangt. Sie werden von einer größeren Anzahl von Firmen in verschiedenen Bauformen hergestellt. Dabei haben die Hydro-Axialkolbengetriebe die weiteste Verwendung gefunden.

Bei allen bisher auf dem Markt befindlichen Axialkolbenaggregaten wird der zylindrische Kolben ohne Kolbenring als Verdrängerelement verwendet. Seit kurzer Zeit wird jedoch eine Axialkolbeneinheit — zunächst nur als Konstanteinheit — auf dem Markt angeboten, deren Verdränger aus sphärischen Kolben mit Kolbenring bestehen¹⁾.

Im Rahmen dieses Aufsatzes werden die konstruktiven Merkmale des neuen Elementes beschrieben und sein Einfluß auf Verlustleistungen und Wirkungsgrade dargestellt. Die ermittelten Ergebnisse der zugrunde liegenden Untersuchung werden mit den Daten anders aufgebauter Hydro-Axialkolbengetriebe verglichen.

2. Konstruktiver Aufbau

2.1. Konstruktiver Aufbau des Einzelaggregates

Die Pumpe und der Motor des untersuchten Getriebes sind Axialkolbeneinheiten mit ausgeschwenktem Zylinderblock. Anstelle der üblichen zylindrischen Kolben, die über Kolbenstangen mit dem Triebflansch verbunden sind, werden — wie Bild 1 zeigt — als Verdrängerelemente sphärische Kolben eingesetzt. Die bei Thoma-Einheiten mit zylindrischen Kolben üblichen beiden Teile Kolben und Kolbenstange sind hier in einem Stück gefertigt. Die Abdichtung des Zylinderraumes gegenüber dem Gehäuse übernehmen anpassungsfähige Kolbenringe.

Der Schwenkwinkel zwischen der Triebachse und der Zylinderblockachse beträgt bei den Konstanteinheiten 40° ; für Verstelleinheiten, die später hergestellt werden sollen, ist ein maximaler Schwenkwinkel von 45° vorgesehen.

Konstruktiv interessant ist bei dieser Axialkolbenmaschine weiterhin die Befestigung der Kolben im Triebflansch. Die Kugeln, die in Kugelpfannen geführt die Kolbenkräfte auf

den Triebflansch übertragen, sind teilweise zylindrisch abgedreht, so daß man die Kolben im koaxialen Zustand von Triebwelle und Kolben ein- und ausbauen kann. Konstruktiv anders als allgemein üblich ist auch die Andrückung des Zylinderblockes an den Steuerspiegel. Ein Sprengring, der als Axiallager ausgebildet ist, drückt über einen Konus im Gehäuse den Zylinderblock an den Steuerspiegel.

2.2. Aufbau des Getriebes

Das untersuchte Getriebe besteht aus einer Konstantpumpe mit einem Hubvolumen $V_1 = 39 \text{ cm}^3/\text{U}$ und einem Konstantmotor mit einem Hubvolumen $V_2 = 78 \text{ cm}^3/\text{U}$. Es arbeitet im geschlossenen Kreislauf. Den Schaltplan zeigt Bild 2, eine Ansicht des Getriebes Bild 3. Pumpe und Motor sind durch Rohre miteinander verbunden. Über eine Speisepumpe wird laufend frisches Öl aus dem Behälter in den Kreislauf eingespeist und gefiltert. Über ein Spülventil wird das für den Ersatz der Leckölverluste nicht gebrauchte Öl in den Behälter abgelassen. Zur Sicherung des Getriebes ist zwischen Hochdruck- und Niederdruckleitung ein Druckbegrenzungsventil eingebaut. Das Getriebe wird nur für eine Drehrichtung untersucht. Saug- und Druckseite werden nicht gewechselt, Umsteuer- und Rückschlagventile nicht benötigt. In der Hochdruckleitung werden Druck und Temperatur gemessen.

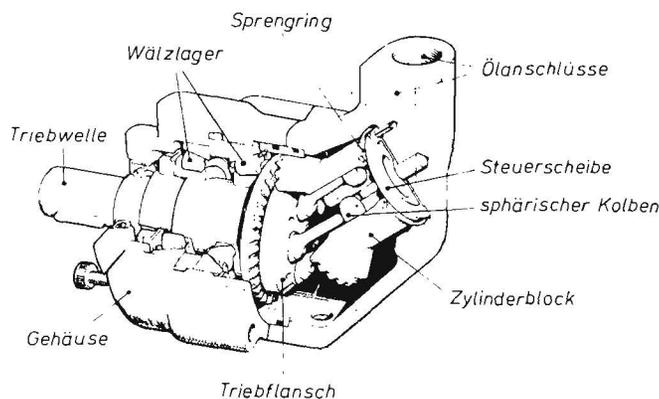


Bild 1: Schnittbild der Axialkolbeneinheit mit sphärischen Kolben.

¹⁾ Der Hersteller dieser Einheit ist die Firma Flygmotor in Schweden

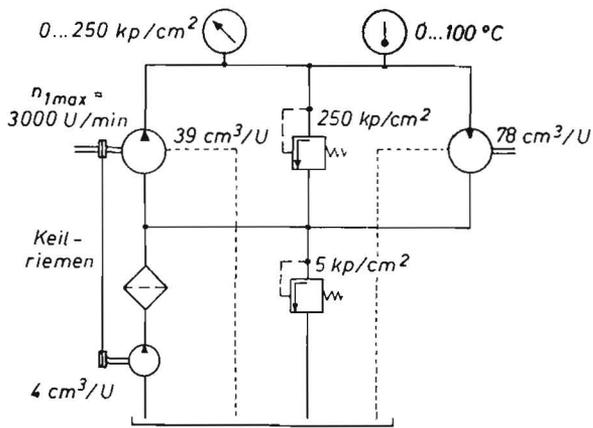


Bild 2: Schaltplan des Getriebes

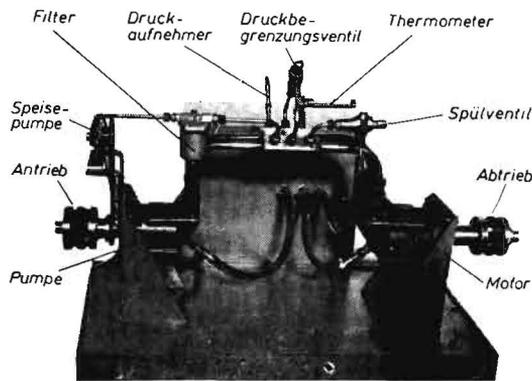


Bild 3: Ansicht des Getriebes

2.3. Vor- und Nachteile des Getriebes mit sphärischen Kolben

Der sphärische Kolben, bei dem Kolben und Kolbenstange aus einem Stück gefertigt werden, hat gegenüber dem zylindrischen Kolben mit Kolbenstange den Vorteil geringerer Herstellungskosten, da einmal der Materialaufwand geringer ist und zum anderen die Fertigung weniger Aufwand erfordert. Bei der Herstellung des sphärischen Kolbens sind weniger Flächen zu bearbeiten als beim zylindrischen Kol-

ben mit Kolbenstange und außerdem sind durch den Einbau des Kolbenringes größere Toleranzfelder zulässig. Ein weiterer Vorteil des sphärischen Kolbens ist seine im Verhältnis zum zylindrischen Kolben geringe Masse. Dadurch bleiben die Massenkräfte klein, und es sind verhältnismäßig hohe Drehzahlen möglich.

Vorteilhaft für Verstellgetriebe in der beschriebenen Bauart ist der große Schwenkwinkel des Zylinderblockes bis zu 45° . Aufgrund dieser Tatsache ist das Getriebe einmal sehr klein und kompakt zu bauen, und außerdem ist ein großer Drehzahlbereich bei Nennleistung möglich, da der Zylinderblock des Motors dieser Bauart wahrscheinlich ohne große Nachteile verhältnismäßig weiter zurückgeschwenkt werden kann als bei Einheiten mit kleinerem Maximalschwenkwinkel.

Natürlich hat das beschriebene Getriebe verglichen mit anderen Getrieben auch einige Nachteile. So sind sphärische Kolben nur bei Einheiten in Thoma-Bauweise zu verwenden und somit für Kompaktgetriebe in „back to back“-Anordnung nicht zu gebrauchen. Außerdem muß das Reibmoment des Zylinderblockes am Steuerspiegel durch ein Gelenk zwischen Zylinderblock und Triebflansch (Verstelleinheit) oder durch eine Kegelradpaarung (Konstanteinheit) übertragen werden.

3. Verlustleistungen und Wirkungsgrade des Getriebes

Verlustleistungen und Wirkungsgrade des untersuchten Getriebes werden in Abhängigkeit von den drei Variablen Druck, Drehzahl und Temperatur ermittelt.

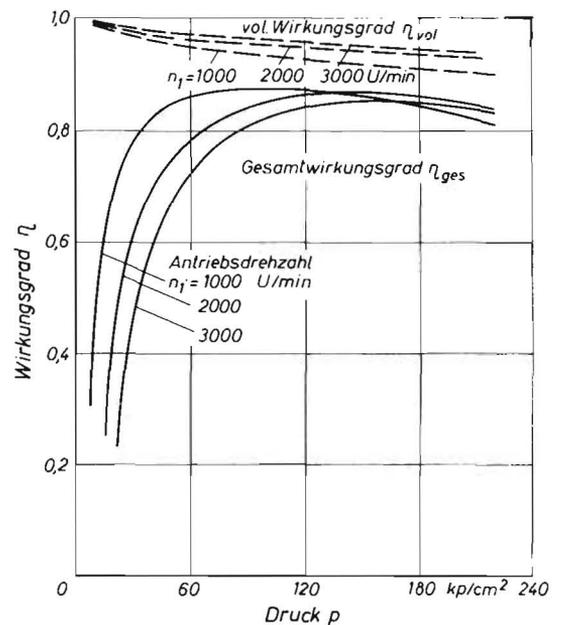
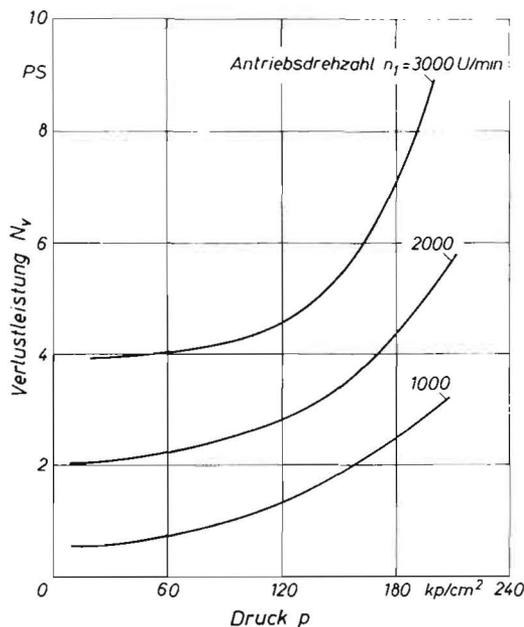
3.1. Abhängigkeit vom Druck für verschiedene Drehzahlen

Die Bilder 4 und 5 zeigen den Verlauf der Verlustleistungen und der Wirkungsgrade für verschiedene Drehzahlen in Abhängigkeit vom Druck. Auf den Abszissen der beiden Diagramme ist jeweils der Druck p und auf den Ordinaten die Verlustleistung N_v , beziehungsweise der Wirkungsgrad η aufgetragen.

Die Verlustleistungskurven steigen mit dem Druck progressiv an und liegen erwartungsgemäß für höhere Drehzahlen höher als für niedrige Drehzahlen.

Die Wirkungsgrade verlaufen aufgetragen über dem Arbeitsdruck degressiv. Sie steigen mit dem Druck zunächst steil an, erreichen bei mittleren Drücken ein Maximum und fallen danach leicht ab.

Für niedrige Antriebsdrehzahlen ist der Wirkungsgrad bei geringer Belastung günstig, da in diesen Bereichen sowohl Strömungs- und Reibungsverluste als auch Lecköl- und



Bilder 4 und 5: Verlustleistungen und Wirkungsgrade des Getriebes in Abhängigkeit vom Druck für verschiedene Drehzahlen Schwenkwinkel $\varphi_1 = \varphi_2 = 40^\circ$; Öltemperatur $\vartheta = 50^\circ \text{C}$

Kompressionsverluste gering sind. Bei niedrigen Antriebsdrehzahlen und hoher Belastung dagegen bewirken die relativ größer werdenden volumetrischen Verluste (Lecköl- und Kompressionsverluste) einen Abfall des Gesamtwirkungsgrades.

Bei hohen Antriebsdrehzahlen ist der Wirkungsgrad im Bereich geringer Belastung ungünstig, weil die Strömungs- und Reibungsverluste hier relativ groß sind; bei hoher Belastung, also bei hohen Drücken, werden jedoch für hohe Drehzahlen gute Wirkungsgradwerte erzielt, da die Strömungs- und Reibungsverluste und die volumetrischen Verluste in der gleichen Größenordnung liegen.

Bemerkenswert ist, daß dieses Getriebe über weite Betriebsbereiche relativ günstige Wirkungsgradwerte zwischen 0,8 und 0,875 erreicht.

3.2. Abhängigkeit vom Druck für verschiedene Öltemperaturen

In Bild 6 ist über der Abszisse mit dem Druck p auf der Ordinate wieder der Wirkungsgrad η aufgetragen. Die drei Wirkungsgradkurven, die für verschiedene Temperaturen ermittelt wurden, zeigen wieder degressiven Verlauf.

Bei niedrigen Temperaturen sind die Strömungs- und Reibungsverluste verhältnismäßig hoch, der Wirkungsgrad ist hier deshalb für niedrige Drücke ungünstig und erreicht erst bei höheren Drücken bessere Werte.

Bei hohen Temperaturen dagegen werden schon bei geringer Belastung günstige Wirkungsgradwerte erreicht. Jedoch fällt der Wirkungsgrad hier bei hoher Belastung aufgrund der wachsenden Leckölverluste wieder ab.

Man erkennt, daß eine Öltemperatur von 50 °C bei dem gewählten Öl etwa optimale Verhältnisse ergibt.

3.3. Abhängigkeit der Leerlaufverluste von der Antriebsdrehzahl

In Bild 7 ist über der Abszisse mit der Antriebsdrehzahl n_1 auf der Ordinate die Leerlaufverlustleistung N_{v0} des Getriebes für verschiedene Öltemperaturen aufgetragen. Die Kurven zeigen die zu erwartende progressive Tendenz. Es zeigt sich, daß die Öltemperatur auf die Leerlaufverlustleistung einen erheblichen Einfluß hat.

4. Vergleich mit hydrostatischen Getrieben anderer Bauweise

Zur Beurteilung der für das Getriebe mit sphärischen Kolben ermittelten Verlustleistungs- und Wirkungsgradwerte werden die Ergebnisse einiger vergleichbarer Getriebe, die auf demselben Prüfstand untersucht wurden, herangezogen [1; 2]. Zwar ist ein Vergleich der Werte verschiedener Getriebe mit unterschiedlichen Hubvolumina, unterschiedlichen Maximaldrehzahlen und unterschiedlichen Maximaldrücken immer etwas problematisch, er läßt aber dennoch gewisse Rückschlüsse und Erkenntnisse zu.

Die charakteristischen Daten der untersuchten fünf Getriebe sind in Tafel 1 zusammengestellt.

Der Verlauf der relativen Verlustleistung und des Wirkungsgrades über der Belastung ist den Bildern 8 und 9 zu entnehmen. Auf der Abszisse ist der relative Druck p/p_{max} aufgetragen, auf der Ordinate von Bild 8 die auf die Maximalleistung bei $n_1 = 2000$ U/min bezogene relative Verlustleistung und auf der Ordinate von Bild 9 der Wirkungsgrad. Alle in den Diagrammen angegebenen Werte sind damit dimensionslos.

Die Kurven wurden für alle Getriebe unter etwa gleichen Bedingungen ermittelt. Die Schwenkwinkel von Pumpe und Motor waren jeweils auf den maximalen Wert eingestellt, die Antriebsdrehzahl betrug 2000 U/min, die Öltemperatur 50 °C.

Die Kurven der relativen Verlustleistung und des Wirkungsgrades, die für das Getriebe in Thoma-Bauweise mit sphärischen Kolben (Getriebe A) ermittelt wurden, lassen sich am besten mit denen eines Getriebes in Thoma-Bauweise mit

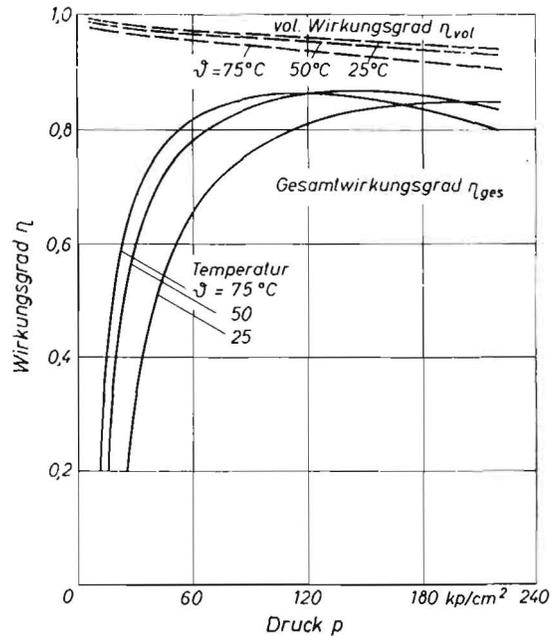


Bild 6: Wirkungsgrade des Getriebes in Abhängigkeit vom Druck für verschiedene Öltemperaturen
Schwenkwinkel $\gamma_1 = \gamma_2 = 40^\circ$; Antriebsdrehzahl $n_1 = 2000$ U/min

zylindrischen Kolben (Getriebe B) vergleichen. Man erkennt, daß Verlustleistungen und Wirkungsgrade des Getriebes A günstigere Werte aufweisen als die des Getriebes B. Dieser Unterschied ist sicherlich teilweise auf die höheren Strömungsverluste des Getriebes B zurückzuführen, da dieses Getriebe als Pumpe eine Verstellereinheit besitzt, bei der bekanntlich die Ölführung mehrmals umgelenkt durch die Schwenzapfen geht, und da die Verbindungsrohre von Pumpe und Motor relativ klein ausgelegt sind. Man kann die günstigeren Werte des Getriebes A wahrscheinlich aber auch zum Teil den günstigeren Reibungsverhältnissen am sphärischen Kolben (kleinere Reibfläche) und dem großen Schwenkwinkel der Zylinderblöcke von Pumpe und Motor zuschreiben. Große Schwenkwinkel ermöglichen nämlich einmal ein relativ kleines Totraumvolumen und damit geringe relative Kompressionsverluste, und zum anderen haben sie

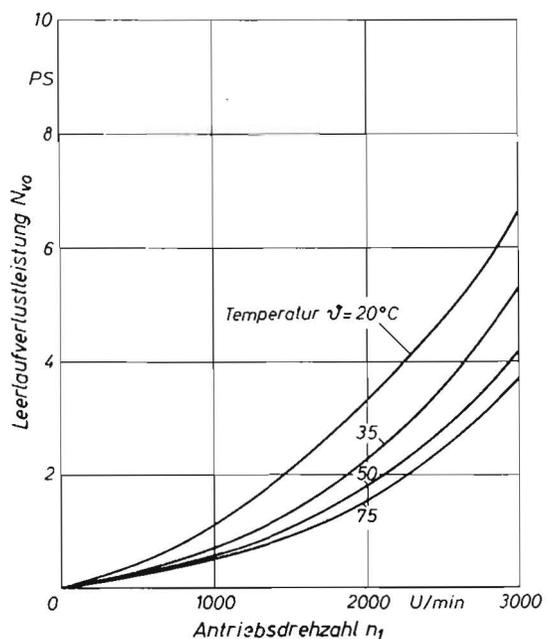
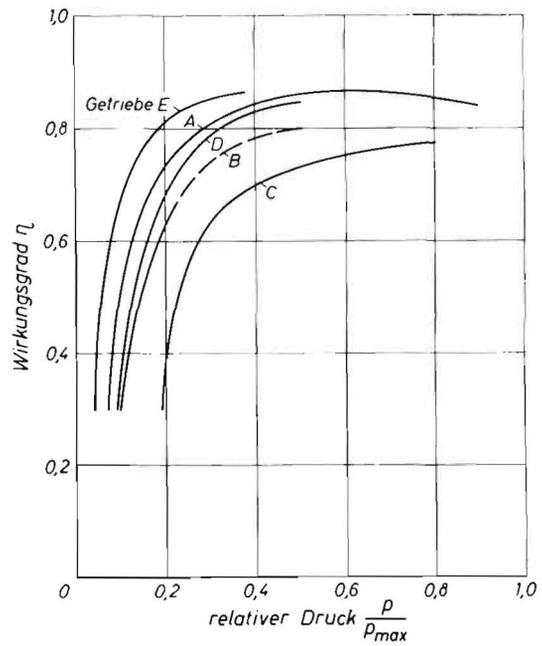
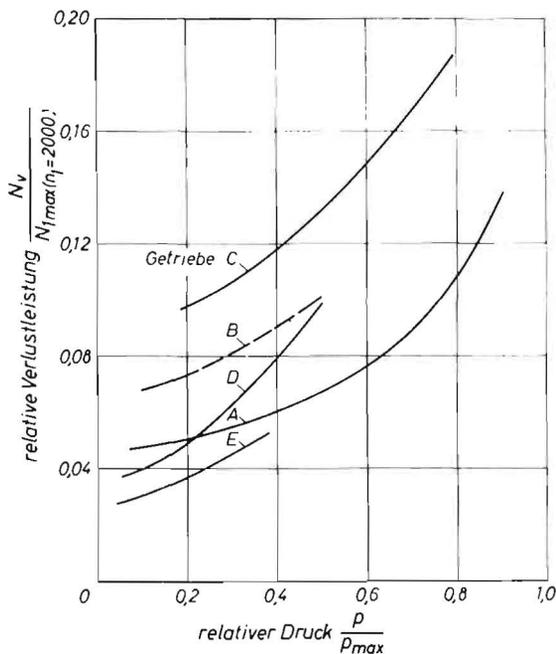


Bild 7: Leerlaufverlustleistungen des Getriebes in Abhängigkeit von der Antriebsdrehzahl
Schwenkwinkel $\gamma_1 = \gamma_2 = 40^\circ$



Bilder 8 und 9: Relative Verlustleistungen und Wirkungsgrade der Getriebe A bis D in Abhängigkeit vom relativen Druck

relativ kleine Belastungen der Wälzlager für die Triebwelle zur Folge.

Wesentlich ungünstigere Werte der Verlustleistung und des Wirkungsgrades wurden für ein Getriebe in Schrägscheibenbauweise mit Gleitschuhkolben (Getriebe C) gemessen. Die relativ hohen Leckölverluste an den Gleitschuhen und die ungünstigen Reibungsverhältnisse zwischen Kolben und Zylinder müssen hierfür verantwortlich gemacht werden.

Relativ günstige Verlustleistungen und Wirkungsgrade wurden dagegen für ein Kompaktgetriebe in Schrägscheiben-

bauweise mit Kappenkolben (Getriebe D) ermittelt. Verglichen mit dem Getriebe C treten beim Getriebe D wahrscheinlich geringere relative Leckölverluste (keine Gleitschuhe), geringere relative Reibungsverluste zwischen Kolben und Zylinder (kleineres Kippmoment am Kolben) und geringere relative Strömungsverluste („back to back“-Anordnung von Pumpe und Motor) auf.

Die niedrigsten relativen Verlustleistungen und die höchsten Wirkungsgrade wurden für ein Kompaktgetriebe mit innerer Leistungsverzweigung (Getriebe E) ermittelt. Diese günstigen Werte sind darauf zurückzuführen, daß bei dem

Tafel 1: Kenngrößen und Daten der untersuchten Hydro-Axialkolbengetriebe

Untersuchtes Getriebe	A	B	C	D	E
Aggregatbauform	Thoma sphärische Kolben	Thoma zylindrische Kolben	Schrägscheibe Gleitschuhkolben	Schrägscheibe Kappenkolben	Schrägscheibe Kappenkolben
Getriebeaufbau	Primär- und Sekundärteil hintereinander angeordnet durch Rohre verbunden 2 Rohre 400 × Ø 28	Primär- und Sekundärteil untereinander angeordnet durch Rohre verbunden 2 Rohre 400 × Ø 15	Primär- und Sekundärteil hintereinander angeordnet durch Rohre verbunden 2 Rohre 400 × Ø 28	Primär- und Sekundärteil in „back to back“-Anordnung direkt hintereinander	Primär- und Sekundärteil in „back to back“-Anordnung direkt hintereinander
spezifisches Hubvolumen q_p [cm ³ /U] q_M [cm ³ /U]	39 78	105 105	32 64	132 233	100 203
Kolbenzahl $z_p = z_M$	5	7	7	9	11
Max. Schwenkwinkel γ_p [Grad] γ_M [Grad]	40 40	28 28	20 20	15 15	15 15
max. Druck P_{max} [kp/cm ²]	250	320	280	200	200
max. Antriebsdrehmoment M_{1max} [kpm]	15,5	53,4	14,25	42,0	31,8
max. Antriebsdrehzahl n_{1max} [U/min]	3 200	2 500	2 500	2 000	2 500
max. Leistung bei $n_1 = 2 000$ $N_{1max} (n_1 = 2 000)$ [PS]	43,2	149,5	39,8	117	88,8
spez. Speisevolumen q_{sp} [cm ³ /U]	4	15	8	5	8
Speisedruck P_{sp} [kp/cm ²]	5	10	11	4	10
Bemerkungen	Konstantgetriebe	Primärverstellung	Primärverstellung	Primärverstellung	innere Leistungsverzweigung

schon relativ günstigen Grundaufbau des Getriebes E — ähnlich Getriebe D — bei der gewählten Schrägscheibenstellung etwa $\frac{1}{3}$ der Leistung fast verlustfrei mechanisch übertragen wird.

5. Zusammenfassung

Die charakteristischen Werte des untersuchten Getriebes wurden mit denen anderer hydrostatischer Getriebe kritisch verglichen. Es zeigt sich, daß die Verlustleistungen und Wirkungsgrade im Vergleich zu anderen hydrostatischen Getrieben sehr günstig liegen. Aufgrund theoretischer Überlegungen wurde die Vermutung geäußert, daß die kleineren Reibkräfte am sphärischen Kolben und der große Schwenkwinkel des Zylinderblockes die Verlustleistungen und Wirkungsgrade günstig beeinflussen. Auch in fertigungstechnischer Hinsicht haben sphärische Kolben für Einheiten in Thoma-Bauweise Vorteile gegenüber den zylindrischen Kolben mit Kolbenstangen.

Es scheint jedoch schwierig zu sein, das für Verstelleinheiten zwischen Triebsscheibe und Zylinderblock notwendige Gelenk zu einem wirtschaftlich tragbaren Preis zu entwickeln. Wenn dies gelingen sollte, so ist immer noch offen, inwieweit die bei Verstelleinheiten längeren Strömungsverluste die Vorteile hinsichtlich des Wirkungsgrades wieder aufheben.

6. Schrifttum

- [1] KAHR, M.: Verlustleistungen und Wirkungsgrade mechanischer und hydrostatischer Getriebe für Ackerschlepper und selbstfahrende Landmaschinen. *Grundl. Landtechnik* 17 (1967), S. 215—224
- [2] KAHR, M.: Verlustleistung und Wirkungsgrad von Hydro-Axialkolbengetrieben und ihre Abhängigkeit von konstruktiven Merkmalen. *Grundl. Landtechnik* 19 (1969), S. 37—46

Untersuchungen über die Bedeutung der Furchenräumung bei Verwendung breiter Schlepperreifen

Claus Sommer, Miloslav Zach und Helmut Klügel
Institut für Bodenbearbeitung, FAL Braunschweig

1. Einleitung

Der Trend zu höheren Schlepper-Leistungsklassen ist im Laufe der vergangenen Jahre in Deutschland wie auch in anderen Ländern immer weiter vorangeschritten. Um bei Ackerarbeiten die zur Verfügung stehenden PS möglichst gut in Zugkraft umsetzen zu können, werden an den Schlepperreifen besondere Anforderungen gestellt. Er soll in erhöhtem Maße Triebkraft bei kleinem Rollwiderstand übertragen. Der AS-Reifen mit großem Durchmesser ist dabei jenem mit kleinerem Durchmesser überlegen. Die Herstellungskosten und die Frage nach der notwendigen Tragfähigkeit haben aber vor allem die Reifenbreite, weniger dagegen den Durchmesser erhöht. Breite Reifen moderner Schlepper stellen jedoch — soweit in der Furche gefahren wird — an das Pflügen besondere Anforderungen [1].

In Feldversuchen sollte deshalb der Frage nachgegangen werden, inwieweit bei einer Auswahl von Pflugkörpern, wie sie heute auf dem deutschen Markt zu kaufen sind, der Seitentransport des Bodens für breite Schlepperreifen ausreicht und welcher Energieaufwand dafür notwendig ist.

2. Die Versuchsbedingungen

2.1. Die Versuchsböden

Die Untersuchungen wurden im Herbst 1968 auf drei verschiedenen Böden durchgeführt, deren Bewuchs durch ganz flaches Fräsen eingearbeitet worden war. Die Korngrößenverteilung dieser Böden geht aus der Tafel 1 hervor, der Mittelwerte über die Tiefe 0—30 cm zugrunde liegen.

Die mittleren Werte von Porenvolumen (PV) und Wassergehalt (WG) im Zeitraum der Versuchsdurchführung sind in Tafel 2 zusammengestellt.

2.2. Die Versuchskörper

Die Auswahl fiel auf zwei ausländische und fünf inländische Pflugkörper, unter denen sich absichtlich ein Körper befand, der vor Jahren von SÖHNE für höhere Geschwindigkeiten entwickelt worden war. Eine einfache Apparatur nach GIL [2], mit deren Hilfe Oberflächen Punkt für Punkt abgetastet werden können (Bild 1), gestattet die Aufnahme der

Tafel 1: Korngrößenverteilung der Versuchsböden

Versuchsfeld	Sand (S) (2000—63 my)	Schluff (63—2 my)	Ton (< 2 my)	Körnungsart
Papenkamp Ost	30	49	21	sandig-schluffiger Lehm (suL)
Allée r. II	35	44	21	sandig-schluffiger Lehm (suL)
Lengeder Weg	2	85	13	Lehmiger Schluff (lu)