

Neuere Getriebekonzeptionen für landwirtschaftliche Schlepper

Von Karl Theodor Renius, Troisdorf *)

DK 621 - 231:631.372 - 58

Die Landwirtschaft fordert in zunehmendem Maße Schlepper, die hinsichtlich ihrer Leistungsfähigkeit und Handhabung verbessert sind. Diese Entwicklung wirkt sich besonders auch auf die Konstruktion der Schleppergetriebe aus. Die vorliegende Arbeit knüpft — auch in der Art der Darstellung — an eine Reihe von Übersichts-aufsätzen an [1 bis 4], in der über die internationale Entwicklung auf dem Gebiet der Schleppergetriebe berichtet wurde.

1. Einleitung

Beim Ackerschlepper kosten die Baugruppen für die Kraftübertragung etwa ein Drittel des Gesamtaufwandes — ein im Vergleich zu den meisten anderen Fahrzeugen relativ hoher Anteil. Rechnet man hinzu, daß die Schlepperentwicklung einer Firma im allgemeinen den Motor nicht mit betreut, sondern diesen aus einem anderen Firmenbereich oder sogar von einem Fremdhersteller fertig bezieht, benötigt das Getriebe für Entwicklung, Konstruktion, Erprobung und Fertigung in vielen Fällen einen Aufwand, der noch deutlich mehr als ein Drittel der Gesamtkapazität bindet. Während sich für den hinteren Teil des Antriebs, die Treibachse, nur eine begrenzte Anzahl von Grundbauformen eingebürgert hat, gibt es beim vorderen Teil, dem Schaltgetriebe oder auch Kennungs-wandler, eine große Vielfalt verschiedenartiger Konzeptionen. Diese lassen sich im wesentlichen in folgende Gruppen einteilen:

- Stufengetriebe mit formschlüssigen Schaltstellen
- Stufengetriebe mit unter Last schaltbaren Gängen
- Stufenlose Getriebe.

2. Stufengetriebe mit formschlüssigen Schaltstellen

Hierher gehören Getriebe mit Schieberad-, Klauen- oder Stiftschaltung und solche mit synchronisierten Schaltstellen. Konstruktionen dieser Art werden sicher noch viele Jahre ihre dominierende Bedeutung behalten, und es wird daher in diesem Abschnitt auch auf einige Einzelheiten heutiger Entwicklungstendenzen eingegangen.

Schieberäder findet man nur noch vereinzelt und dann meist auf den Rückwärtsgang beschränkt, Klauen und Stifte sind Standardelemente, Synchronisationen vielfach Zusatzausrüstung mit gewisser Tendenz zum Standard. Die vor allem von der Zahnradfabrik Friedrichshafen AG (ZF) häufig angewendete Stiftschaltung (Werbewort: Leichtschtung) ist leicht im Rückzug, weil sich die Klauenschaltung mit Evolventenprofil zu hoher technischer Reife entwickeln ließ und inzwischen auf Sondermaschinen verhältnismäßig kostengünstig herzustellen ist.

Getriebe mit formschlüssigen Schaltstellen werden mit recht unterschiedlichem Aufwand gebaut. Typische Kennzeichen einer einfachen und damit billigen Konstruktion sind u.a.: Hohe Mehrfachausnutzung der Zahnräder, Zweiwellenanordnung (mit gewissen Ausnahmen), Einkammer-Gehäuse, vier Grundgänge im Hauptgetriebe, einfach aufgebaute Schaltung, geometrisch einfach gestaltete Zahnräder, aufwendige Elemente (z.B. Kupplungen) im Bereich niedrigen Drehmoments. Obwohl der überwiegende Marktanteil in diese Richtung tendiert, gibt es für besondere Anforderungen auch eine Reihe teurerer Konstruktionen, die aber dafür mehr Schaltkomfort bieten. Als Vertreter dieser Richtung kann z.B. die in der Praxis gut eingeführte Reihe T 3000 von ZF gelten [3].

Die Beurteilung des Getriebeaufwandes und damit der Herstellkosten sollte bei neuen Projekten im Interesse niedriger Entwicklungskosten möglichst frühzeitig einsetzen. Dazu muß nicht unbedingt ein fertiger Konstruktionsentwurf vorliegen, sondern es lassen sich bereits an Hand von Getriebeplänen gewisse Bewertungen vornehmen und dadurch zu aufwendige Konzepte ohne Belastung der Konstruktionsabteilung frühzeitig erkennen und aussondern. Eine solche Bewertung besteht aus verschiedenen Komponenten, von denen eine besonders bedeutsame — den Aufwand an Zahnradern betreffende — etwas ausführlicher besprochen werden soll, Bild 1.

Vorgetragen auf der Jahrestagung der VDI-Fachgruppe <Landtechnik> am 15. 11. 1973 in Braunschweig

*) Dr.-Ing. Karl Theodor Renius ist Leiter der Abteilung Vorentwicklung Traktoren und Systemfahrzeuge der Klöckner-Humboldt-Deutz AG im Entwicklungswerk Porz.

Aufgetragen wurde die Anzahl der verwendeten Getrieberäder über der Gangzahl — beides zur besseren Übersicht ohne Rücklauf. Die untere Grenze ergibt sich entsprechend dem geringstmöglichen Aufwand an Zahnrädern für Zweiwellengetriebe nach der bekannten Beziehung

$$x = 2^z - 1$$

mit x als Ganganzahl und z als Anzahl der notwendigen Radpaare [5]. Die Formel gilt sowohl für gleichachsigen als auch für nichtgleichachsigen An- und Abtrieb. Sie geht dabei nur für Ganganzahlen genau auf, die Potenzen von 2 darstellen (2, 4, 8, 16, 32,...). Für andere Werte von x ist der berechnete Wert z jeweils nach oben abzurunden, so daß z.B. für 9 bis 15 Gänge der gleiche Mindestaufwand an Zahnrädern erforderlich ist, wie für 16 Gänge (s. Bild 1).

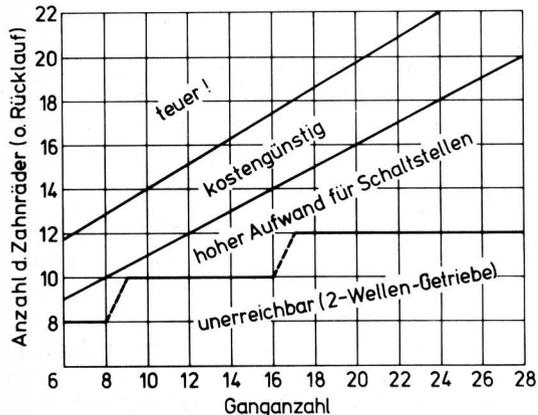


Bild 1. Diagramm zur Beurteilung des auf die Anzahl der Gangstufen bezogenen Aufwands an Zahnrädern für Schlepper-Stufengetriebe. Obwohl die untere Grenzlinie nach [5] für 2-Wellen-Getriebe abgeleitet wurde, ist der Bereich "kostengünstig" auch für 3-Wellen-Getriebe ein brauchbares Kriterium.

Nach der genannten Beziehung, das heißt nach dem Prinzip einer "extremen Mehrfachausnutzung", gebaute Getriebe kommen zwar mit erstaunlich wenigen Zahnrädern aus, sind jedoch wegen des zu hohen Aufwands für andere Baugruppen — insbesondere der Schaltung und der Lagerung — für Fahrzeuge unwirtschaftlich. Ferner sind sie bekanntlich mit dem Nachteil behaftet, daß die Ganggeschwindigkeiten stark voneinander abhängen, das heißt, daß nur eine gewisse Anzahl Fahrstufen frei wählbar ist. Aus diesen Gründen gibt es in der gesamten Technik nur wenige Anwendungen; dem Verfasser ist lediglich die sogenannte Ruppert-Bauform bekannt [6], die für Werkzeugmaschinengetriebe verwendet worden sein soll und mit 4 Radpaaren (8 Gänge) arbeitete.

Als Extrem zur anderen Seite könnte man denjenigen Zahnradtaufwand ansehen, der bei Verwendung von einer Radpaarung je Gang entstände, also z.B. 8 Radpaare = 16 Räder zur Erzeugung von 8 Gängen. Zwischen dieser ebenfalls unwirtschaftlichen Lösung und der besprochenen absoluten unteren Grenze wurde in der Darstellung durch 2 Geraden ein Bereich abgegrenzt, der als Basis für kostengünstige Getriebe gelten kann. Bezüglich des zusätzlichen Aufwands an Zahnrädern für den Rückwärtsgang gilt etwa: 1 Rad = sehr günstig, 2 Räder = noch günstig, 3 oder 4 Räder = normal bis aufwendig. Die Beurteilung läßt sich weiter verfeinern, wenn man in einer ähnlichen Systematik auch den Aufwand für die Schaltung erfaßt und bewertet. Dabei spielt es z.B. eine große Rolle, wie weit sich die Schaltstellen paarweise zusammenfassen lassen, da zwei einzelne Schaltstellen bedeutend teurer sind als eine Doppelschaltstelle, insbesondere bei Anwendung von Synchronisationen. Ferner werden die Kosten auch durch die Lage der Schaltstellen im Getriebe beeinflusst, da hiermit der Aufwand für die Schaltgabeln zusammenhängt.

Kostenüberlegungen dieser Art wird man sicher in Zukunft zunehmend anstellen müssen, um frühzeitig genug Entscheidungen über die einzuschlagende Entwicklungsrichtung treffen zu können und damit die gesamte Entwicklungszeit entsprechend abzukürzen.

Ein weiterer wichtiger Gesichtspunkt der zukünftigen Stufengetriebe-Entwicklung wird es sein, die Leistungsfähigkeit der Getriebe durch Anhebung des Drehzahlniveaus bei gleichzeitiger Umstellung auf Schrägverzahnung zu steigern und damit den auf die Leistung bezogenen Aufwand zu verringern. Heute sind z.B. die im Automobilbau schon lange üblichen Zahnradrehzahlen von etwa 5000 bis 6000 U/min bei Schleppern noch längst nicht erreicht. Allerdings steigt bei Drehzahlanhebung der Aufwand für die Treibachse, die dann eine größere Untersetzung benötigt. Vielleicht werden hier auf lange Sicht 3 Getriebestufen statt bisher 2 notwendig, was gleichzeitig den mit steigender Leistung immer größer werdenden Drehmomenten am Reifen Rechnung trüge.

Nach diesen allgemeinen Ausführungen soll als praktisches Beispiel ein modernes, formschlüssig schaltbares Stufengetriebe besprochen werden, **Bild 2**, das von der Klöckner-Humboldt-Deutz AG (KHD) entwickelt wurde und in Ackerschleppern der Nenn-Leistung 46 kW und 49 kW eingebaut wird.

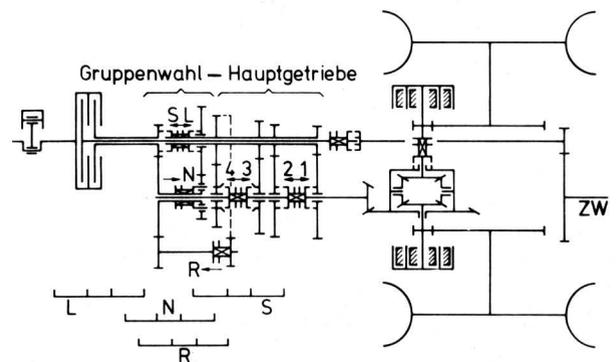


Bild 2. 12-Gang-Stufengetriebe mit 4 Grundgängen (Synchronisation 3 - 4 Standard mit Ausnahme von Allradantrieb-Maschinen) und 3 Gruppenstufen. Kostengünstiges Konzept durch hohe Mehrfachausnutzung der Zahnräder (vergl. mit Bild 1).

Diese 1972 vorgestellte und im wesentlichen auf *H. Keienburg* zurückgehende Konstruktion weist in der dargestellten Standardausführung 12 Vorwärts- und 4 Rückwärtsgänge auf, wobei bis auf das Rückwärtsrad alle Gänge durch Klauen oder Stifte geschaltet werden. Die Grundgänge 3 und 4 sind serienmäßig mit Porsche-Sperrsynchrisation ausgerüstet (Ausnahme: Allradmaschinen). Der links unten dargestellte Geschwindigkeitsplan basiert auf einem logarithmischen Maßstab, so daß man an den Abständen der einzelnen Gangmarkierungen die Abstufung mit einem Blick übersehen und z.B. hinsichtlich ihrer Gleichmäßigkeit beurteilen kann. (Als Anhalt dient bekanntlich allgemein die Stufung nach einer geometrischen Reihe, bei der sich hier gleiche Abstände zwischen den Gangmarkierungen ergeben.) Bei dem vorliegenden Beispiel ist die Zuordnung der Vorwärtsgruppen L, N und S untereinander durch die sogenannte einfache Überdeckung gekennzeichnet, die zwei Vorteile aufweist: Einerseits ergibt sich im hier mittig liegenden, zentralen Anwendungsbereich des Schleppers von etwa 4 bis 12 km/h eine besonders enge Gangstufung — andererseits liegt der 1 S-Gang bei geringerer Fahrgeschwindigkeit und damit zum Anfahren günstig, als es sich bei völliger Trennung der Gruppenbereiche erreichen ließe. Die Rücklaufgruppe ist etwas schneller als die N-Gruppe, was ebenfalls anwendungstechnisch vorteilhaft ist. Kleine Schönheitsfehler der Vorwärtsstufung im Bereich der beiden Gruppenüberdeckungen sind konzeptbedingt. Sie entstehen dadurch, daß für die N-Gruppe kein Extra-Zahnradpaar, sondern

lediglich eine Einfachschaltstelle benutzt wird und damit der Grad der Zahnrad-Mehrfachausnutzung sehr hoch ist – vergl. Bild 1 (12 Räder für 12 Gänge!), so daß hier die Freizügigkeit der Stufung schon leicht eingeschränkt ist. Der Aufwand für den Rücklauf ist mit 2 Rädern "noch günstig", und derjenige für die Schaltung liegt ebenfalls im Rahmen, womit sich nach den zuvor umrissenen Prüfungskriterien verhältnismäßig geringe Kosten ergeben, die sich durch genaue Rechnungen bestätigen lassen.

3. Stufengetriebe mit unter Last schaltbaren Gängen

Diese vor etwa 20 Jahren in den USA geborene Entwicklung [1] hat auch heute noch dort ihren Schwerpunkt. (Dafür haben sich Synchronisationen erheblich weniger durchgesetzt als in Europa.)

Die einfachste Bauform weist zwei unter Last schaltbare Gänge auf und wurde früher wegen der preisgünstigen Herstellung zu einem großen Teil mit den Schaltelementen Kupplung und Freilauf [1] ausgerüstet. Wegen des Freigangs bei geschobener Maschine im Freilaufgang scheint diese Lösung in den letzten Jahren jedoch rückläufig zu sein und wird wohl auf längere Sicht durch Konstruktionen abgelöst werden, die mit zwei Lamellenkupplungen arbeiten. Eine solche Konstruktion ist z.B. das 1972 vorgestellte "Quad-Range"-Getriebe von J. Deere, das alternativ zu einem Teilsynchrongetriebe in die neuen Schlepper der Typen 4030, 4230 und 4430 (etwa 60, 75 und 90 kW an der Zapfwelle) eingebaut wird [7], Bild 3.

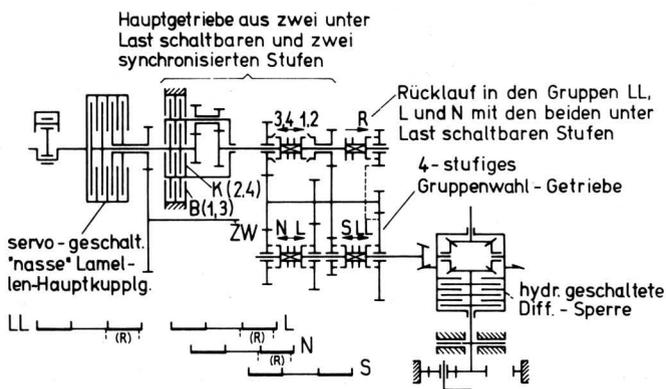


Bild 3. 16-Gang-Stufengetriebe mit 2 unter Last schaltbaren und zwei synchronisierten Gängen im Hauptgetriebe und 4 nachgeordneten, klauengeschalteten Gruppenstufen. Bauart: "Quad Range" von John Deere, USA (1972) [7].

Vielfach entstand der Eindruck, bei diesem Getriebe seien vier Stufen unter Last schaltbar, was jedoch nicht zutrifft. Das Hauptgetriebe besteht vielmehr aus nur zwei unter Last schaltbaren Stufen, die im Prinzip dem LS-Getriebe entsprechen, und zwei nachgeordneten synchronisierten Stufen. Die somit vorhandenen insgesamt vier Stufen werden durch einen einzigen Schalthebel betätigt, der auf die synchronisierten Schaltstellen direkt wirkt, die unter Last schaltbaren Stufen dagegen über ein Ventil betätigt. Es schließt sich das Gruppenwahlgetriebe mit den vier Fahrbereichen LL, L, N und S an (danach der Name "Quad-Range"), die durch einen zweiten Schalthebel vorwählbar sind, so daß sich insgesamt 16 Vorwärtsgänge ergeben. Der Balkenplan der Fahrgeschwindigkeiten zeigt, daß im unteren und oberen Fahrbereich entsprechend der geringen Benutzungshäufigkeit größere Stufensprünge zugelassen werden, während im Hauptarbeitsbereich – hier von ca. 6,5 km/h (4 LL) bis ca. 17 km/h (4 N) – eine starke Konzentration der Gänge vorliegt. Dieser für bisherige Vorstellungen recht hoch liegende zentrale Anwendungsbereich resultiert offenbar aus dem verhältnismäßig geringen auf die Leistung bezogenen Gewicht dieser Maschinen sowie der bekannten Tendenz, daß in den USA kaum Allradantriebe verwendet werden und daher zur Übertragung

der Motorleistung relativ hohe Fahrgeschwindigkeiten notwendig sind. Die Balkendarstellung deutet ferner die Schaltreihenfolge an: Dick ausgezogen sind alle unter Last möglichen Gangwechsel und dünn die synchronisierten Schaltungen. Die zweimal vorhandene Möglichkeit des Schaltens unter Last innerhalb einer Gruppe entsteht dadurch, daß jeweils beim synchronisierten Gangwechsel 2 - 3 oder umgekehrt auch die Übersetzung im unter Last schaltbaren Teil automatisch mit geändert wird.

An der konstruktiven Ausführung dieses neuen Getriebes ist bemerkenswert, daß hier zum ersten Mal für eine Großserie eine "nasse", d.h. in Öl laufende, Hauptkupplung Verwendung findet, von der man eine besonders lange Standzeit erwartet. Dabei wird durch neuartige organische Beläge trotz Ölpülung eine verhältnismäßig hohe und von der Gleitgeschwindigkeit nur wenig beeinflusste Reibungszahl erreicht. Da die Kupplung im Gegensatz zur herkömmlichen Bauart anstatt mit Federkraft durch Öldruck geschlossen wird, kann man das Rutschmoment recht genau und gleichbleibend durch den Öldruck einjustieren.

Man gewinnt aus den Berichten anlässlich der Vorstellung des beschriebenen Getriebes den Eindruck, daß man sich bei J. Deere von dieser Neukonstruktion mehr verspricht als von einem weiteren Ausbau des bekannten "full-power-shift"-Konzeptes. Der nach [7] verhältnismäßig geringe Preis läßt sich bei Anwendung der zu Anfang dieser Arbeit umrissenen Bewertungsmethode bestätigen, wobei vor allem der außergewöhnlich geringe Aufwand an Zahnrädern ins Gewicht fällt.

Neben einer Vielzahl weiterer, bezüglich der kraftschlüssigen Schaltung ähnlicher Getriebe wurden von den Firmen Oliver [8], Case [9] und David Brown [10] in den letzten Jahren einige Getriebe mit 3 und 4 unter Last schaltbaren Gängen vorgestellt. Damit wird erreicht, daß man innerhalb einer vorgewählten Gruppe sowohl nach oben als auch nach unten kraftschlüssig schalten kann, was ja mit der einfachen "HI-LO"-Schaltung nicht möglich ist. Alle drei genannten Getriebe wurden vom Verfasser bereits ausführlich behandelt [3]. Daher sollen die Merkmale dieser erst einige Jahre alten Entwicklungsrichtung hier lediglich an der Konstruktion von Case noch einmal erläutert werden, Bild 4.

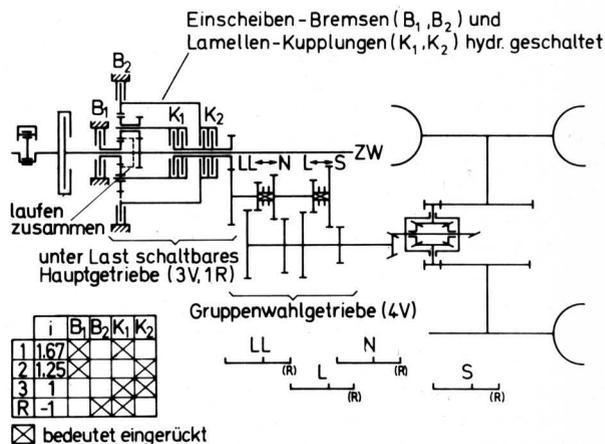


Bild 4. 12-Gang-Stufengetriebe mit 4 unter Last schaltbaren Stufen im Hauptgetriebe (davon eine Rückwärtsstufe) und 4 nachgeordneten, schieberadgeschalteten Gruppenstufen. Bauart: "Agri-King" von Case, USA (1969) [9].

Das Schaltgetriebe besteht im wesentlichen aus einem herkömmlich schaltbaren Teil mit vier Gruppenstufen (Gruppenwahlgetriebe) und einem unter Last schaltbaren Teil mit drei fein gestuften Gängen und dem Rücklauf (Hauptgetriebe). Das kraftschlüssig schaltbare Hauptgetriebe lehnt sich dabei im Aufbau an die Bauart des sogenannten Ravignaux-Radsatzes an, der bekanntlich bei automatischen PKW-Getrieben stark verbreitet ist [11]. Drei der vier

Ähnliche Arbeitsbedingungen liegen bei Intrac 2005 vor: Wegen der Geräte-intensiven Anwendung steht die Nutzung der front- und heckseitigen Zapfwelle so sehr im Vordergrund, daß die Verluste des hydrostatischen Antriebs wegen der im Durchschnitt gegenüber Standardschleppern geringeren Fahrleistungsleistung nicht so ins Gewicht fallen, während die Vorteile der Stufenlosigkeit voll genutzt werden.

Neben den geschilderten Entwicklungen ist immer wieder versucht worden, den unbefriedigenden Wirkungsgrad (bei Vollast je nach Bauart maximal etwa 78 bis 85 %) durch Leistungsverzweigungen zu verbessern und damit eventuell auch den sonst notwendigen Ölkühler einzusparen. Eine betriebssichere und wirtschaftliche Lösung liegt jedoch bis heute für Ackerschlepper noch nicht vor. Das Hauptproblem besteht wohl vor allem in der Gefahr einer weiteren Erhöhung der Herstellkosten, die trotz gestiegener Stückzahlen auch beim einfachen Hydrostatik-Antrieb noch immer beträchtlich sind.

Vielleicht wird die Entwicklung - zumindest für Großschlepper - durch eine Neukonstruktion von Sundstrand befruchtet [18, 19], Bild 6. Aus der Konzeptdarstellung des Getriebes im linken Bildteil ist zu ersehen, daß der Antrieb sowohl wie ein gewöhnliches hydrostatisches Getriebe (Kupplung K_2 geschlossen, K_1 offen) als auch mit Leistungsverzweigung arbeiten kann (K_1 geschlossen, K_2 offen). Wegen dieser beiden Möglichkeiten wurde das Prinzip auch unter der Bezeichnung "Dual Mode" bekannt. Man gelangte zu dieser vor allem in den USA vorangetriebenen Entwicklung, um im Bereich niedriger Fahrgeschwindigkeiten und im Rücklauf die sonst bei dieser Art der Leistungsverzweigung auftretenden hohen Verluste infolge von Blindleistungen zu umgehen. Daher wird hier bei Rückwärtsfahrt und bis zu 20% der maximalen Fahrgeschwindigkeit im direkten Betrieb gearbeitet und an dieser Stelle (ohne nennenswerte Reibungsarbeit der Kupplungen) auf Leistungsverzweigung umgeschaltet.

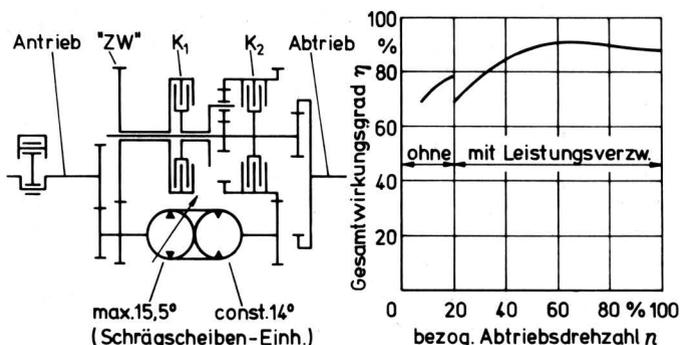


Bild 6. Stufenloser hydrostatischer Fahrtrieb für schwere Lastkraftwagen mit Leistungsverzweigung zur Verbesserung des Wirkungsgradverhaltens. Umschaltung auf direkten Antrieb im Bereich kleiner Fahrgeschwindigkeiten, um hohe Blindleistungen zu vermeiden.

Bauart: "Responder" von Sundstrand, USA (1973) [18, 19].

Dieses Vorgehen spiegelt sich auch im Verlauf des Vollastwirkungsgrades wieder, siehe rechter Bildteil: Bis zu 20 % der maximalen Fahrgeschwindigkeit ähnelt der Verlauf dem eines einfachen hydrostatischen Getriebes; hier wird die Pumpe von null bis 15,5 Grad ausgeschwenkt. Nach dem (automatischen) Umschalten ist der Wirkungsgrad zunächst infolge von Blindleistung relativ niedrig, steigt jedoch mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit rasch an; dabei wird die Pumpe langsam zurückgeschwenkt und erreicht bei etwa 2/3 der Höchstgeschwindigkeit die Nulllage. Bei diesem Betriebszustand treten im hydrostatischen Getriebeteil nur noch Leckstromverluste auf, die man offenbar trotz eines relativ hohen

Druckniveaus so weit herabdrücken konnte, daß der Gesamtwirkungsgrad etwas über 90 % erreicht [18]. Bei weiterer Aussteuerung des Getriebes wird die Schrägscheibe der Pumpe zur anderen Seite verstellt und der Wirkungsgrad sinkt infolge des nun zunehmenden hydrostatischen Leistungsanteils wieder etwas ab. Insgesamt wird auf diese Weise ein beachtlich guter Wirkungsgradverlauf erreicht, dessen Haupt-Vorteile allerdings der Anwendung beim LKW entsprechend im oberen Geschwindigkeitsbereich liegen.

Nach Angaben des Herstellers kostet dieses LKW-Getriebe trotz Leistungsverzweigung nur 10 bis 20 % mehr als ein modernes 10-Gang-Stufengetriebe für den gleichen Zweck. Diese als großer Fortschritt anzusehende Relation würde allerdings bei den kleineren Leistungen der Ackerschlepper wohl weniger günstig ausfallen. Trotzdem wird es lohnend sein, diese interessante Entwicklung weiter zu verfolgen.

5. Zusammenfassung

Trotz aufwendiger Entwicklungsarbeiten an stufenlosen Antrieben beherrschen noch immer herkömmliche Stufengetriebe das Feld. Man stellt sie in einer großen Vielfalt von Bauarten her, deren Entwicklung jedoch in den letzten Jahren durch zunehmenden Kostendruck geprägt wird und den Konstrukteur zwingt, bereits im frühen Konzeptstadium den Aufwand zu optimieren. Hierzu werden einige Möglichkeiten aufgezeigt, die vom Verfasser mit Erfolg angewendet worden sind.

Die neuere Entwicklung der Stufengetriebe betrifft darüber hinaus vor allem die weitere Verbesserung der Schaltbarkeit, wobei zwei Richtungen erkennbar sind: In USA und England wurden die bekannten, teilweise unter Last schaltbaren Konzeptionen vervollkommen - in Kontinental-Europa dagegen ging die Entwicklung mehr in Richtung der synchronisierten Schaltung.

Durch alle Gänge unter Last schaltbare Getriebe wurden im vergangenen Jahrzehnt zwar in beachtlichen Stückzahlen abgesetzt, verlieren aber zur Zeit stark an Bedeutung. Dafür kam in den USA und England in den letzten Jahren ein neuer Getriebetyp auf, bei dem sich die Hälfte der Gänge unter Last schalten läßt, und dabei eine verhältnismäßig große Anzahl von Stufen aufweist.

Bei den stufenlosen Antrieben kristallisierte sich das hydrostatische Getriebe als am besten geeignet heraus. Ernst zu nehmen ist sein Erfolg bisher vor allem in den USA, obwohl gerade aus Europa sehr zahlreiche Grundlagen-Arbeiten und Pionierleistungen kamen. Leistungsverzweigungen hatten bei Ackerschleppern bisher keine Bedeutung. Die hier etwas schleppend verlaufende Entwicklung erhielt jedoch durch ein neuartiges LKW-Getriebe neue Impulse, das jüngst in den USA vorgestellt wurde und dessen Konzept langfristig für Großschlepper gewisse Bedeutung gewinnen könnte.

Schrifttum

Bücher sind durch ● gekennzeichnet

- [1] *Renius, K.Th.:* Grundkonzeptionen der Stufengetriebe moderner Ackerschlepper. *Grundl. Landtechnik* 18 (1968) Nr. 3, S. 97/106.
- [2] *Renius, K.Th.:* Stufenlose Drehzahl-Drehmoment-Wandler in Ackerschlepper-Getrieben. *Grundl. Landtechnik* 19 (1969) Nr. 4, S. 109/18.
- [3] *Renius, K.Th.:* Die neueren Getriebeentwicklungen bei Ackerschleppern, Teil 1: Stufengetriebe. *VDI-Z.* 115 (1973) Nr. 11, S. 930/36.
- [4] *Renius, K.Th.:* Die neueren Getriebeentwicklungen bei Ackerschleppern, Teil 2: Stufenlose Getriebe. *VDI-Z.* 115 (1973) Nr. 13, S. 1067/71.
- [5] ● - : Hütte II A. Berlin: Verlag W. Ernst u. Sohn 1954 (siehe S. 283 ff.).

- [6] *Wallichs, A. u. H. Schöpke:* Die Berechnung von Zahnradgetrieben unter besonderer Berücksichtigung der Drehzahlnormung. Z.VDI 80 (1936) Nr. 9, S. 241/44.
- [7] *Best, W.A.:* John Deere power trains — Quad Range and Perma-Clutch (John Deere-Getriebe mit vier Fahrbereichen und "Perma"-Kupplung). SAE-paper Nr. 720 795 (1972).
- [8] *Ronayne, R.J. u. R.E. Prunty:* Oliver over/under hydraulic drive (Hoch und runter lastschaltbares Oliver-Getriebe). Farm, Constr. + Industr. Machinery Meeting, Milwaukee/Wisc. Sept. 1968, SAE-paper Nr. 680 569 (1968).
- [9] *North, M.R.:* Case 1970 Agri-King tractors (Case "Agri-King"-Schlepper 1970). SAE-paper Nr. 690 589 (1969).
- [10] —: Prospekte und Konstruktionszeichnungen der David Brown Tractors GmbH, Seelze/Hannover.
- [11] *Looman, J.:* Zahnradgetriebe, Grundlagen und Konstruktion der Vorgelege- und Planetengetriebe. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 1970.
- [12] *Franz, G.:* Die historische Entwicklung des Pfluges. Landtechnik 14 (1959) Heft 1/2, S. 6/10.
- [13] —: Hydraulically propelled tractor (Hydraulisch angetriebener Schlepper). Farm Mech. 6 (1954) Nr. 62, S. 224/25 Ref. in Landtechn. Forschung 4 (1954) Nr. 3, S. 95.
- [14] *Kahrs, M.:* Konstruktion und Anwendung von Axialkolbenmaschinen in Schrägtrommel- und Schrägscheibenbauweise. Ölhydraulik u. Pneumatik 17 (1963) Nr. 1, S. 1/9.
- [15] *Zenker, W., M.W. Beusch u. D. Zeus:* A new automatic system for farm machinery (Ein neues automatisches Antriebs-system für landwirtschaftliche Maschinen). Diesel and Gas Turb. Progr. 38 (1972) Nr. 7, S. 15/17.
- [16] *Gego, A.:* INTRAC-System 2000 — a new agricultural system (INTRAC-System 2000 — ein neues System der Landtechnik). ASAE-paper Nr. 72-689 (1972).
- [17] *Scholtz, K.-H.:* Hydrostatische Fahrtriebe für Landmaschinen. Linde-Berichte aus Technik u. Wiss. Nr. 27 (April 1970) S. 37/47.
- [18] *Ross, W.A.:* Designing a hydromechanical transmission for heavy duty trucks (Konstruktion eines leistungsverzweigten hydrostatischen Getriebes für schwere Lastkraftwagen). SAE-paper Nr. 720 725 (1972).
- [19] *Wadman, B.:* Responder automatic transmission ready for market (Automatisches Getriebe "Responder" bereit zur Markteinführung). Diesel and Gas Turb. Progr. 39 (1973) Nr. 6, S. 32/35.

Ursachen und Folgen der Verschmutzung von Hydraulikflüssigkeiten

Von Otto Böinghoff, Braunschweig *)

DK 631.372:62 - 82:62 - 73

Die Lebensdauer hydrostatischer Bauelemente wird sehr stark durch die Verschmutzung des Hydrauliköles beeinflusst. Gerade bei landwirtschaftlichen Maschinen und Ackerschleppern, die oftmals in Schmutz und staubiger Atmosphäre eingesetzt werden, muß die Ölverschmutzung beachtet werden. Dazu werden Schmutzarten, Schmutzquellen und der Einfluß der Schmutzteilchen auf die Lebensdauer beschrieben. Weiter wird ein neues Verfahren zur Ermittlung des erforderlichen Ölfilters oder zur Vorausberechnung der Lebensdauer bei bekannter Ölverschmutzung vorgestellt.

*) Dipl.-Ing. O. Böinghoff ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Landmaschinen (Direktor: Prof. Dr.-Ing. H.J. Matthies) der TU Braunschweig.

1. Einleitung

In jeder Hydraulikanlage, sei es in einem Ackerschlepper, einer Werkzeugmaschine oder in einem Flugzeug, werden mit dem Hydrauliköl eine Vielzahl kleiner Schmutzteilchen umgewälzt. Ihre Anzahl und ihre Größe haben neben den übrigen Betriebsbedingungen wie Drehzahl, Druck und Temperatur einen sehr großen Einfluß auf die Betriebssicherheit und die Lebensdauer der Hydraulikelemente, die in den letzten Jahren immer schmutzempfindlicher geworden sind. Der Grund hierfür liegt hauptsächlich in der Anhebung der Betriebsdrücke zwecks geringeren Leistungsgewichtes, was wiederum zur Verringerung der Leckverluste besonders enge und damit schmutzempfindliche Dichtspalte zwischen bewegten Elementen erfordert. Wie sehr gerade ein hoher Betriebsdruck die Schmutzempfindlichkeit z.B. einer Pumpe vergrößert, zeigt **Bild 1**. Auf der Abszisse ist der Betriebsdruck in bar und auf der Ordinate die Konzentration der Schmutzteilchen, als Teilchenzahl je cm³ Flüssigkeit, aufgetragen, die für eine bestimmte Lebensdauer zulässig ist. Die von *Fitch* aufgrund langjähriger Untersuchungen erstellte Kurve zeigt sehr deutlich, daß bei hohen Drücken sehr fein gefiltert werden muß, damit die Pumpe die geforderte Lebensdauer erreicht [1]. Gerade die Filterung aber scheint heute immer noch nicht die notwendige Beachtung zu finden, denn schätzungsweise 60 bis 75 % [2] aller Schäden in Hydraulikanlagen könnten durch die richtige Auswahl und Wartung von Filtern vermieden oder weiter hinausgeschoben werden.