

Unter Last und stufenlos schaltbare Fahrtriebe für Schlepper

Von **Jürgen Otto Wendeborn**, Braunschweig-Völkenrode¹⁾

Mitteilung aus dem Institut für Schlepperforschung der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode

Zur Anpassung der Lieferkennungen der Verbrennungsmotoren an die Bedarfskennungen der Schlepper bei landwirtschaftlichen Arbeiten sind Kennungswandler, z. B. Zahnradschaltgetriebe, erforderlich. Eine Verbesserung dieser Schaltgetriebe wurde durch Erhöhen der Gangzahl, Erleichterung des Schaltens und durch Ermöglichung des Schaltens unter Last erzielt. Durch Entwicklung moderner, unter Last stufenlos schaltbarer Getriebe wird versucht, die Lücken in den Kennfeldern zu schließen. Diese Neuentwicklungen werden beschrieben und im Prinzip erläutert. Anhand der Wirkungsgrade bei Voll- und Teillast und des allgemeinen Betriebsverhaltens, auch im Hinblick auf den Fahrkomfort, werden die verschiedenen Prinzipien miteinander verglichen und aus der sich ergebenden Analyse die möglichen Gewinne errechnet. Sie geben — gestützt durch Versuchsergebnisse im landwirtschaftlichen Einsatz — die Basis für eine Rentabilitätsbetrachtung.

In unseren heutigen Ackerschleppern werden allgemein Diesel-, zum Teil auch Ottomotoren als Energieerzeuger und Kraftquelle eingesetzt. Ihre Lieferkennung ist recht ungeeignet für einen landwirtschaftlichen Schlepper: erstens liefern die Motoren ein Drehmoment nur in einem begrenzten Drehzahlbereich, z. B. Dieselmotoren ab etwa 600 bis 800 U/min, wodurch Drehzahlwandler erforderlich werden. Zweitens geben sie ihre Maximalleistung nur bei einer Höchstdrehzahl ab; bei Verringerung der Drehzahl steigt das verfügbare Moment nur am Anfang noch relativ gering an, d. h., die verfügbare Leistung sinkt stark. Dadurch werden Drehzahl-Drehmomenten-Wandler erforderlich [1 bis 3].

Die Eigenarten der Kennlinien führten im Schlepperbau dazu, daß man außer einer Gesamtuntersetzung durch Kegeltrieb, Differential und eventuell Raduntersetzung ein mechanisches Schaltgetriebe zwischen Motor und Räder baute. Die Zahl der Stufen, der Gänge wuchs in den vergangenen Jahren von 3 und 4 auf 8, 12 und noch mehr. Die verbleibenden Lücken wurden durch mechanische Reibkupplungen beim Anfahren und Schalten überbrückt.

Durch technische Verfeinerungen wurde der Schaltvorgang erleichtert, in den letzten Jahren konnte durch unter Last schaltbare Getriebe ein Gangwechsel während der Arbeit ermöglicht werden. Der Sprung von einer Übersetzung zur anderen, von einem Gang zum anderen ist bis zur Vollast hinauf bei jeder Abtriebsdrehzahl durchführbar, während bisher nur im Stand oder zur Not bei relativ geringer Last in Fahrt geschaltet werden konnte. Da der Kraftschluß bei einfachen Zahnradgetrieben während des Schaltvorganges unterbrochen wird, fällt die Fahrgeschwindigkeit insbesondere bei Feldarbeiten schnell ab. Der Schlepper vermag dann im höheren Gang nicht mehr anzulaufen, obwohl der Leistungsbedarf in Fahrt gedeckt werden könnte.

Immer noch kann mit allen diesen Getrieben nur bei bestimmten Fahrgeschwindigkeiten die maximale Motorleistung ausgenutzt werden. Erst durch ein stufenloses Getriebe kann unter Erhalt der maximalen Leistung jede Fahrgeschwindigkeit eingestellt werden, wobei die Zapfwellen- oder Mähmesser-drehzahl

¹⁾ Vorgetragen auf der 23. Tagung der Landmaschinen-Konstrukteure in Braunschweig-Völkenrode am 14. 10. 1965.

Der Verfasser dankt dem ehemaligen Institutsdirektor Herrn Professor Helmut Meyer für die Anregung zu der vorliegenden Arbeit und die wertvollen Hinweise.

Dipl.-Ing. Jürgen Otto Wendeborn ist wissenschaftlicher Mitarbeiter im Institut für Schlepperforschung der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode.

konstant bleibt. Diese modernen Getriebe bringen je nach Prinzip verschiedene Vereinfachungen in der Bedienung mit sich: Beispielsweise entfällt das Gangschalten weitgehend, ebenso das Kuppeln, und der Wechsel von Vor- und Rückwärtsfahrt wird wesentlich vereinfacht und beschleunigt.

Die logische Weiterentwicklung wäre nun, die Getriebe so auszubilden, daß jedes einzelne Rad angetrieben wird und durch die Konstruktion eine bestimmte räumliche Zuordnung von Energiequelle, Getriebe und Laufwerk nicht mehr erforderlich ist. Auf hydrostatischer Basis wurden solche Einheiten als Prototyp vom National Institute of Agricultural Engineering (NIAE) in England gebaut [4, 5]. Im folgenden soll jedoch das Gewicht nicht auf einer solchen Lösung liegen. Vielmehr sollen die Vor- und Nachteile der Getriebe gegeneinander abgewogen werden, die an Stelle der bisherigen relativ einfachen Zahnradschaltgetriebe treten, wobei also die Grundkonzeption des Schleppers nicht verändert wird.

1. Die Konstruktionen einiger moderner Getriebe

Zuerst seien kurz einige Ausführungen unter Last schaltbarer bzw. stufenloser Getriebe gezeigt, wie sie in bekannten Schleppern eingesetzt werden, wenn auch zum Teil erst in Versuchsauführungen. Diese Aufstellung erhebt keinen Anspruch auf Vollständigkeit; es sollen lediglich einige Konstruktionsprinzipien dargestellt werden.

1.1 Unter Last schaltbare Getriebe

Im Ausland werden seit mehreren Jahren Getriebe gebaut, die teilweise oder ganz unter Last schaltbar sind. Schlepper mit diesen Getrieben befinden sich seit langem im Einsatz. Die Firma Massey Ferguson hat vor ihr normales Sechsgang-Getriebe die „Multi-Power“-Einrichtung gesetzt [6 bis 10], **Bild 1**. Mit Hilfe einer hydraulischen Schaltkupplung und einer Überholkupplung wird die Leistung, je nach Wahl des Fahrers, über zwei verschiedene Zahnradpaare geleitet. Ein Radpaar untersetzt etwa 30% stärker als das andere. Ihr Wechsel kann unter Last erfolgen.

Auf ähnlichem Prinzip beruhen die Einrichtungen „Amplitorc“, **Bild 2**, von Minneapolis Moline und „Torque Amplifier“ von IHC [6, 8]. Hier wird die Drehzahl jedes der fünf Gänge über einen vorgeschalteten Planetensatz geändert, je nachdem, ob das

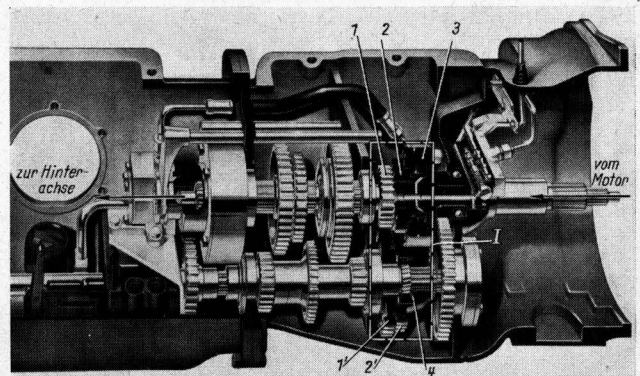


Bild 1. Unter Last schaltbares zweistufiges Vorgelegegetriebe vor dem üblichen 6-Gang-Getriebe („Multi-Power“ der Firma Massey-Ferguson).

- | | | | |
|------|----------------|---|----------------------|
| I | Laststaltstufe | 3 | Mehrscheibenkupplung |
| 1—1' | langsame Stufe | 4 | Überholkupplung |
| 2—2' | schnelle Stufe | | |

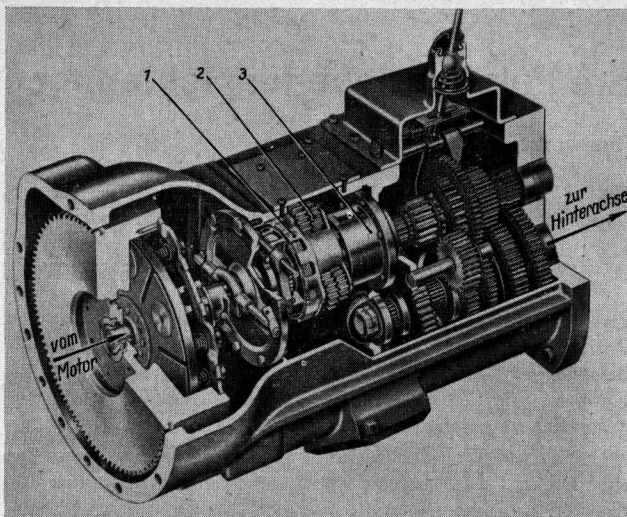


Bild 2. Unter Last schaltbares Planetengetriebe, zweistufig, vor dem üblichen Schaltgetriebe („Ampli-Torc“ der Firma Minneapolis Moline).

- 1 Kupplung
- 2 Planetenräder
- 3 Überholkupplung

Hohlrad abgebremst wird oder mitläuft. Bei einem russischen Schlepper, dem MTZ 50, ist dem 9-Gang-Getriebe ebenfalls ein Planetenradsatz vorgeschaltet [11].

Beim Getriebe der Firma Case, der „Case-O-matic“ in **Bild 3**, ist den acht Gängen ein hydrodynamischer Wandler vorgeschaltet, wie früher schon bei der Firma Allgaier ausgeführt [8, 12]. Hierdurch wird der Anfahrvorgang verbessert, und das Schalten bzw. Wechseln der Gänge wird beschleunigt und erleichtert.

Das kraftschlüssige Durchschalten durch alle Gänge wurde durch das Ford-Getriebe in **Bild 4**, das sogenannte „Select-O-Speed“-Getriebe, möglich [13, 14]. Durch drei hintereinandergeschaltete Planetenradsätze werden 10 Vorwärts- und 2 Rückwärtsübersetzungen ermöglicht, die hydraulisch durch Schließen und Lösen von drei Kupplungen und drei Bandbremsen geschaltet werden. Bei der Konstruktion ergibt sich die besondere Schwierigkeit, die Anpreßkräfte der Kupplungen und Bremsen so auszulegen, daß bei allen Lastzuständen ein ruckfreies Schalten möglich ist.

Die selben Schwierigkeiten ergeben sich bei dem sogenannten „Power-Shift“-Getriebe der Firma John Deere [15], das nach dem gleichen Prinzip arbeitet, **Bild 5**. Über Planetenradsätze, die durch drei Kupplungen und vier Bandbremsen geschaltet werden, können 8 Vorwärts- und 4 Rückwärts-Übersetzungen

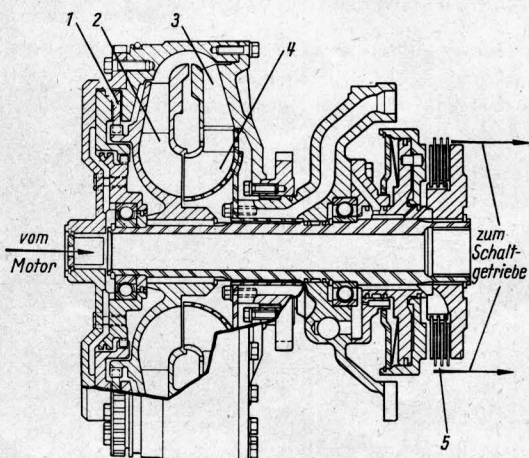


Bild 3. Hydrodynamischer Wandler vor dem Schaltgetriebe („Case-O-matic“ der Firma Case).

- 1 Einscheibenkupplung zur Überbrückung des Wandlers
- 2—4 Wandler: 2 Turbine, 3 Pumpe, 4 Leitrad
- 5 Mehrscheibenkupplung, verbindet Wandler mit Schaltgetriebe

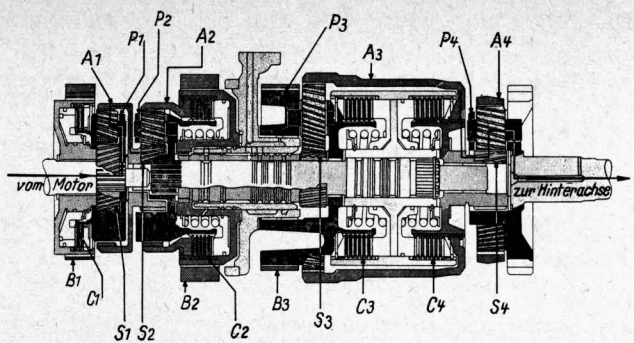


Bild 4. Durch alle Gänge unter Last schaltbares Planetenradgetriebe („Select-O-Speed“ der Firma Ford).

- A₁ bis ₄ äußeres Hohlrad
- P₁ bis ₄ Planetenträger
- S₁ bis ₄ Sonnenrad
- B₁ bis ₃ Bremse
- C₁ bis ₄ Kupplung

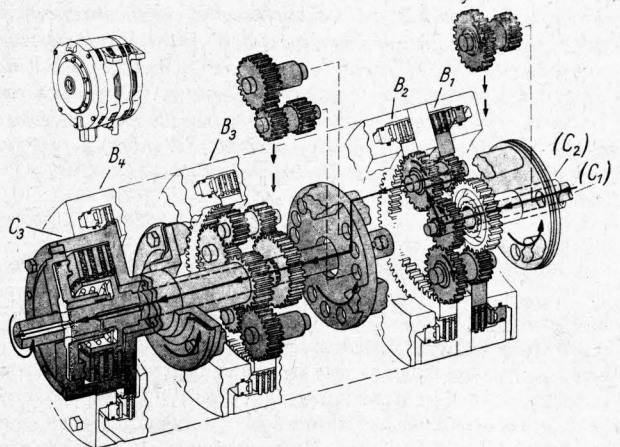


Bild 5. Durch alle Gänge unter Last schaltbares Planetenradgetriebe („Power-Shift“ der Firma John Deere).

Der Kraftfluß vom 1. Vorwärtsgang ist durch Pfeile dargestellt.
B₁ bis ₄ Bremse C₁ bis ₃ Kupplung

unter Last eingestellt werden. Auf die Konstruktion kann hier nicht weiter eingegangen werden; erwähnt sei nur die besonders interessante Lösung, daß die Planetenräder des einen Satzes die des nächsten direkt antreiben. In **Bild 5** fehlen die Kupplungen C1 und C2, die die Leistung auf die Welle bzw. die Hohlwelle auf der Eingangsseite bringen; als Beispiel ist der Leistungsfluß im ersten Gang dargestellt.

Lastschaltgetriebe in der Zweistufenform sind in Deutschland in mehreren Ausführungsformen bekanntgeworden. Durch alle

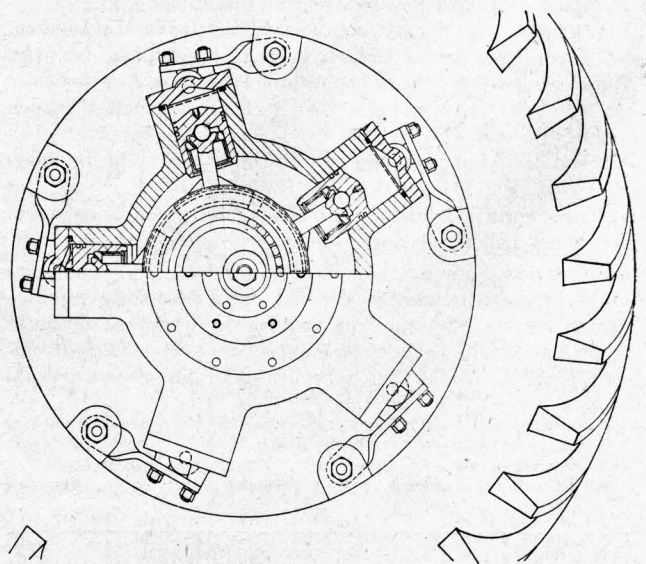


Bild 6. Hydrostatischer Direktantrieb in den Hinterrädern (National Institute of Agricultural Engineering, Silsoe).

Gänge unter Last schaltbare Getriebe kennen wir bislang im deutschen Schlepperbau nicht. Auf verwandtem Gebiet wird jedoch z. B. das Media-Getriebe der Zahnradfabrik Friedrichshafen [16] gebaut und eingesetzt, bei dem die Gänge durch Einschalten oder Überbrücken von Zahnradpaaren durch Reibkupplungen gebildet werden. Ein Prinzip, das, wenn auch teuer, für den Schlepperbau ebenfalls geeignet sein könnte.

1.2 Stufenlose Getriebe

Bei den stufenlosen Getrieben wurden im Ausland die bereits erwähnten Radmotoren des NIAE bekannt. Eine direkt an den Dieselmotor des Schleppers angeflanschte Hydraulikpumpe fördert ihr Öl in die Radialkolbenmotoren in den beiden hinteren Antriebsrädern, **Bild 6**. Die Bedeutung dieser Entwicklung wird dadurch nicht beeinträchtigt, daß sie noch nicht zur Serienproduktion geführt hat [5, 17, 18].

Für Einachsschlepper, neuerdings auch für Vierradschlepper kleinerer Leistung, lernten wir in Deutschland den Keilriemenantrieb der Firma Hans Koch kennen. Dieses einfache Prinzip hat sich offensichtlich nicht nur im Mährescher bestens bewährt. Versuche, es in Schleppern größerer Leistungsklassen einzusetzen, sind noch nicht bekanntgeworden.

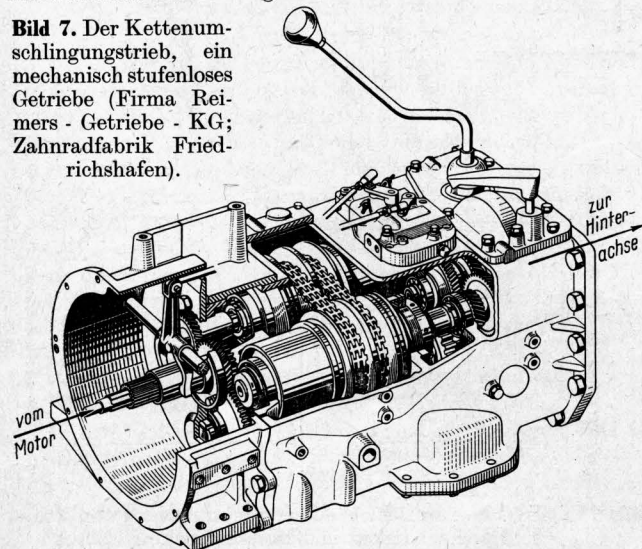
Mechanisch-stufenlos arbeitet ebenfalls der in **Bild 7** gezeigte Kettenumschlingungstrieb der Firma Reimers Getriebe KG [19]. Eine Spezialekette aus Stahl läuft zwischen zwei konischen Keilscheibenpaaren, die Übersetzung wird wie beim Keilriemen durch Änderung der Laufradien erzeugt. Stufenlose Wandlung ist bis etwa 5:1 möglich, der Wandlungsbereich wird deshalb durch ein nachgeordnetes Stufenschaltgetriebe erweitert.

Als Lösung für ein hydrostatisch-stufenloses Getriebe wurde die Einheit der Firma Dowty, eingebaut auch in deutsche Schlepper, bekannt, **Bild 8**. Eine Axialkolbenpumpe, vom Dieselmotor angetrieben, arbeitet auf einen ebensolchen Ölomotor, der direkt die Abtriebswelle treibt. Pumpe und Motor sind mechanisch gekoppelt und beide schwenkbar; dadurch wird ein großer Wandlungsbereich unter Vermeidung von schlechten Wirkungsgraden ermöglicht. Durch Wechsel der Förderrichtung der Pumpe, d. h. Schwenken durch Null hindurch, ist sehr einfach eine Umkehr der Abtriebsdrehrichtung zu erreichen.

Auf verwandtem Gebiet im „Hydrocar“ hat sich das in **Bild 9** gezeigte hydrostatische Getriebe der Firma Güldner bewährt [20]. Es ist dem Dowty-Getriebe ähnlich, hat jedoch lediglich Primärregelung. Die Schluckmenge der beiden parallelgeschalteten Ölomotoren ist unveränderlich.

Durch Anwendung der Leistungsverzweigung, die in dem Getriebe von *Molly* auf der letzten Konstrukteurtagung gezeigt wurde [21], die aber auch z. B. von der Firma Allgaier, **Bild 10**, konstruktiv verwirklicht worden ist, werden gewisse Vorteile gegenüber der direkten hydrostatischen Übertragung erwartet. Die Abtriebswelle treibt bei diesen Systemen eine Ölkolbenpumpe nach dem Taumelscheibenprinzip. Das geförderte Öl fließt durch die Steuerscheibe in den Ölomotor, der seinerseits nicht drehbar um die Längsachse mit dem äußeren Gehäuse ver-

Bild 7. Der Kettenumschlingungstrieb, ein mechanisch stufenloses Getriebe (Firma Reimers - Getriebe - KG; Zahnradfabrik Friedrichshafen).



bunden ist. An ihm stützt sich entsprechend die Steuerscheibe ab, die sich mit dem inneren Gehäuse dreht. Dieses Gehäuse geht in die Abtriebswelle über. Je nach Stellung der Taumelscheiben, deren Verstellung auch über dieses Gehäuse vorgenommen wird, kann eine bestimmte Drehzahlübersetzung erzielt wie auch eine Drehrichtungsumkehr bewerkstelligt werden. Diese Entwicklungen sind für Fahrzeuge jedoch noch nicht in Serienproduktion gegangen.

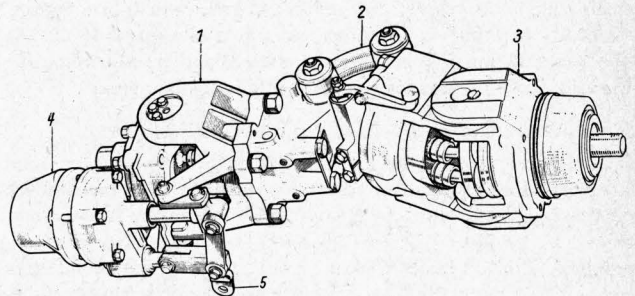


Bild 8. Hydrostatisch stufenloses Getriebe mit Primär- und Sekundärverstellung („Taurodyne“ der Firma Dowty).

- 1 Ölpumpe
- 2 Verbindungsglieder
- 3 Ölomotor
- 4 Verstellzylinder
- 5 Verstellhebel

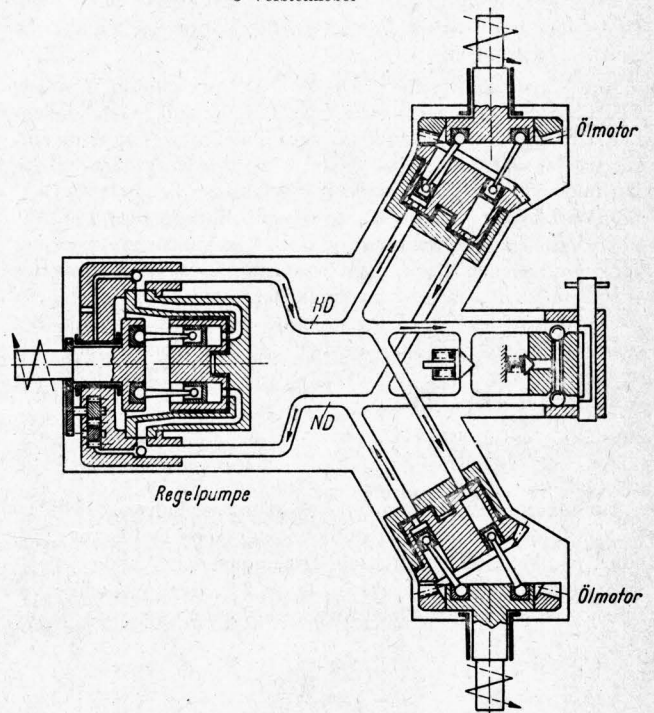


Bild 9. Hydrostatisch stufenloses Getriebe mit Primärverstellung, eingebaut im „Hydrocar“ der Firma Güldner-Motoren-Werke.

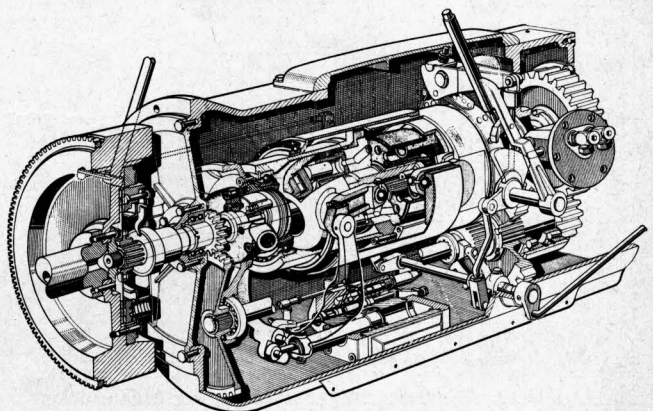


Bild 10. Hydrostatisch stufenloses Getriebe mit Leistungsverzweigung, Primär- und Sekundärverstellung (System Allgaier). Funktionsprinzip ist in Bild 16 schematisch dargestellt.

2. Die Vollastkennlinien der verschiedenen Getriebetypen

Wesentlich für theoretisch vergleichende Betrachtungen ist die Kenntnis der Drehmomentverläufe und Wirkungsgrade für alle einstellbaren Übersetzungsverhältnisse. In den folgenden Bildern sind die Vollastkennlinien für die hauptsächlichsten Getriebetypen zusammengestellt, die in modernen Schleppern installiert sind. Es wurden jeweils die günstigsten Wirkungsgrade zugrunde gelegt, die heute bei guten Ausführungen erreicht werden können. Die Angaben zum Wirkungsgrad beziehen sich nur auf den jeweils besprochenen Wandler, also ohne die Verluste in den folgenden konstanten Übersetzungen.

2.1 Wandler zur Überbrückung der Drehzahllücke

Zur Überbrückung der Drehzahllücke des Dieselmotors sind in erster Linie Drehzahlwandler gebräuchlich, z. B. mechanisch oder magnetisch betätigte Reib-Schaltkupplungen. Diese übertragen im gesamten Drehzahlbereich genau das Antriebsdrehmoment, **Bild 11**, der Wirkungsgrad steigt proportional dem Schlupf linear von Null bis Eins, abgesehen von geringen unberücksichtigten Verlusten. Nur kurzzeitig, durch Entnahme von Energie aus dem Schwungrad, ist eine höhere Momentenabgabe denkbar [22]. Die hydraulische Kupplung, eine hydrokinetische Einheit aus Pumpe und Turbine ohne feststehendes Leitrad, also ebenfalls ein Drehzahlwandler, hat ein ähnliches Verhalten. Kurzzeitige Übermomente sind jedoch nur bedingt bei höheren Drehzahlen übertragbar. Für unsere Betrachtung gelten also die gleichen Kennlinien.

Ein hydrokinetischer Drehzahl-Drehmomenten-Wandler, **Bild 12**, der bekanntlich aus Pumpe, Turbine und feststehendem Leitrad aufgebaut ist, kann mit Vorteil als Anfahrkupplung eingesetzt werden. Durch das Leitrad ist eine Vergrößerung des Drehmomentes möglich, was beim Anfahren sehr erwünscht ist. Der Wirkungsgrad verläuft etwa parabelförmig über der Abtriebsdrehzahl, das Maximum je nach konstruktiver Auslegung bei verschiedenen Drehzahlen ist etwa $\eta = 0,87$. Vorteil des Wandlers ist, daß ohne Schwierigkeit in dem Gang angefahren werden kann, der den Motor während der Fahrt auslastet. Bei einer einfachen Kupplung genügt das Reibmoment mit den Spitzen aus der Schwungradenergie in Extremfällen nicht zum Anfahren im richtigen Gang.

2.2 Wandler zur Anpassung von Fahrgeschwindigkeit und Drehmoment

Zur dauernden Variation und Anpassung der Fahrgeschwindigkeit und des Drehmoments an die momentanen Bedingungen ist ein hydrokinetischer Drehzahl-Drehmomenten-Wandler nach Bild 12 zwar ebenfalls denkbar [23 bis 28]. Diese einfache Ausführung ist jedoch für diesen Zweck nur bedingt geeignet, da die

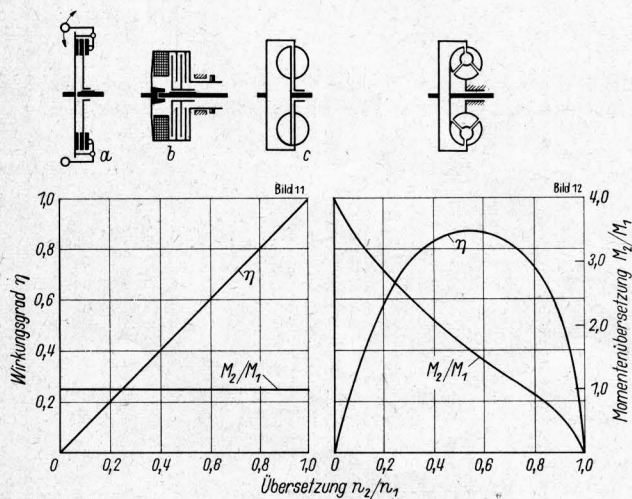


Bild 11 und 12. Wandler zur Überbrückung der Anfahrllücke.

Bild 11 a mechanisch betätigte Reibschaltkupplung
 Bild 11 b magnetisch betätigte Reibschaltkupplung
 Bild 11 c hydrokinetische Kupplung
 Bild 12 hydrokinetischer Wandler

Übersetzung — also die Abtriebsdrehzahl — sehr lastabhängig ist. Diese Eigenschaft ist für den normalen Schlepperbetrieb nicht tragbar. Sie könnte mit einigem konstruktivem Aufwand durch verstellbare Schaufelwinkel oder auch durch Änderung der Ölmenge im Getriebe ausgeglichen werden. Der dazu nötige Aufwand dürfte nicht gering sein. Im Augenblick gibt es wohl noch keinen Wandler, der zum Einbau in Schlepper geeignet ist, es sei denn, er wird lediglich als Anfahrkupplung vorgesehen und während der Fahrt überbrückt, was jedoch seinen Möglichkeiten nicht mehr gerecht würde. Ähnliches gilt auch für spezielle Ausführungen, von denen hier nur das bekannte Trilok-Prinzip angeführt sei. Mit dem Durchkuppeln bei hohen Abtriebsdrehzahlen wird der Wirkungsgrad in günstigen Bereichen gehalten.

Hydrokinetische Getriebeeinheiten, die die Anforderungen in Ackerschleppern erfüllen, stellen sich heute preislich sehr teuer. Sie sollen daher in den weiteren Betrachtungen unberücksichtigt bleiben.

Von den mechanisch arbeitenden Drehzahl-Drehmomenten-Wandlern sei zuerst das herkömmliche Zahnradschaltgetriebe, **Bild 13**, erwähnt [22, 29 bis 31]. Es hat in den verschiedenen Gängen je eine bestimmte Momentenübersetzung, die dem Drehzahlverhältnis umgekehrt proportional ist. Dabei ist vorausgesetzt, daß der Wirkungsgrad eines Ganges für alle Drehzahlen konstant ist, was mit guter Näherung angenommen werden kann. Bei allen Stufengetrieben ist die Verlustleistung in erster Näherung proportional der Gesamtübersetzung, wenn gleiche Fertigungsqualitäten vorausgesetzt werden können. Als Beispiel ist hier ein Sechsganggetriebe herangezogen worden. Das Getriebe sei mit Schalterleichterungen, z. B. Synchronisierungen, versehen, so daß der Wirkungsgrad je nach Gang mit $\eta_I = 0,92$ bis 0,89 angenommen werden kann.

Ein unter Last schaltbares Getriebe, gleichgültig, ob es mit verschiedenen Schaltkupplungen arbeitet oder mit Planetenradsätzen, findet in diesem Bild eine ähnliche Darstellung. Lediglich die Größenordnung der Wirkungsgrade η_{II} wird sich zum Schlechteren verschieben, die Tendenz bleibt jedoch erhalten. Zur Berücksichtigung der ungünstigeren Verhältnisse bei den Lastschaltgetrieben sei ihr Wirkungsgrad konstant um 4% geringer angenommen als der von herkömmlichen Getrieben. Der Verfasser einer in den USA erschienenen Veröffentlichung [32] kommt zu noch wesentlich ungünstigeren Werten, ohne daß er eine nähere Begründung gibt.

Für eine mechanisch stufenlose Einheit seien die Kennlinien eines Kettenumschlingungstriebes herangezogen, **Bild 14**. Durch synchrone Veränderung der Laufradien der Kette auf An- und Abtriebswelle wird die Übersetzung stufenlos geändert. Das Getriebe kann gleich weit ins Schnelle und ins Langsame übersetzen. Grundsätzlich muß eine feste Übersetzungsstufe nachgeschaltet werden, um in allen Stellungen eine Übersetzung ins

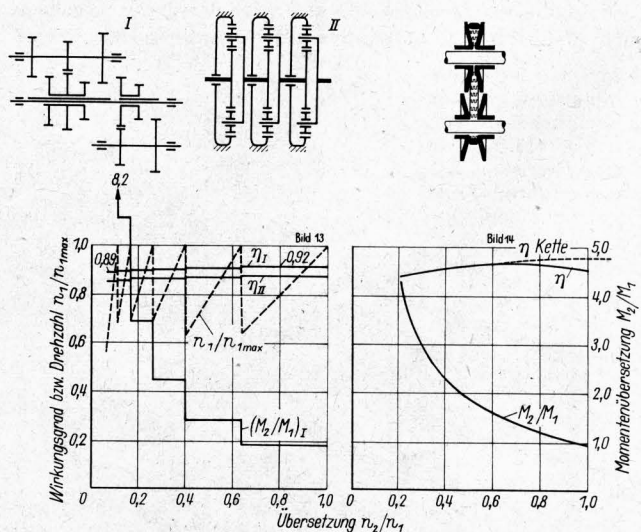


Bild 13 und 14. Mechanische Wandler zur Anpassung von Fahrgeschwindigkeit und Drehmoment.

Langsame zu erreichen; deren Wirkungsgrad sei mit berücksichtigt. Die Wirkungsgradkurve liegt in weitem Bereich über 90%, mit 93% als Maximalwert. Die Momentenkurve liegt der Idealen darum sehr nahe und steigt stark mit kleinen Abtriebsdrehzahlen. Der Verstellbereich ist in Richtung kleiner Abtriebsdrehzahlen konstruktiv scharf begrenzt.

Hydrostatische Getriebe bzw. Pumpen oder Motoren sind mit vielen verschiedenen Konstruktionen bekannt, z. B. Flügelzellen, Zahnrad-, Radial- und Axialkolbenheiten [18, 33 bis 47]. Für den Fahrtrieb in Fahrzeugen bringen Axialkolbenmaschinen die besten Voraussetzungen mit, **Bild 15**. Solche haben sich, wie bereits erwähnt, auch schon in Versuchsschleppern bewährt. Durch Veränderung der Förder- bzw. Schluckmenge der Pumpe allein und eventuell auch des Motors, d. h. beidseitiger Steuerung, wird das Drehzahlverhältnis geändert. Sofern beide Teile verstellbar sind, ergibt sich ein etwa doppelt so großer wirtschaftlicher Stellbereich gegenüber der Einfachverstellung. Der Drehmomentanstieg wird durch die Erhöhung des Öldruckes erreicht. Beim Grenzdruck öffnet sich das Überdruckventil, das Abtriebsmoment bleibt bis zum Stillstand des Schleppers annähernd konstant, der Wirkungsgrad fällt entsprechend von 82% im Maximum über 70% beim Ansprechen des Überdruckventils auf 0% im Stillstand. Die Lage des Maximums ist sehr abhängig von der Kopplung zwischen Pumpe und Motor und dadurch in der Hand des Konstrukteurs. Für die Rückwärtsfahrt ergibt sich ein an der Nullordinate gespiegeltes Bild, die Umsteuerung ist ohne weiteres mit negativen Schwenkwinkeln eines Bauteiles — Pumpe oder Motor — erreichbar. Diese Eigenschaft ist nur bei den hydrostatischen Getriebeelementen zu finden; bei allen anderen Aggregaten sind besondere Umkehrinrichtungen erforderlich.

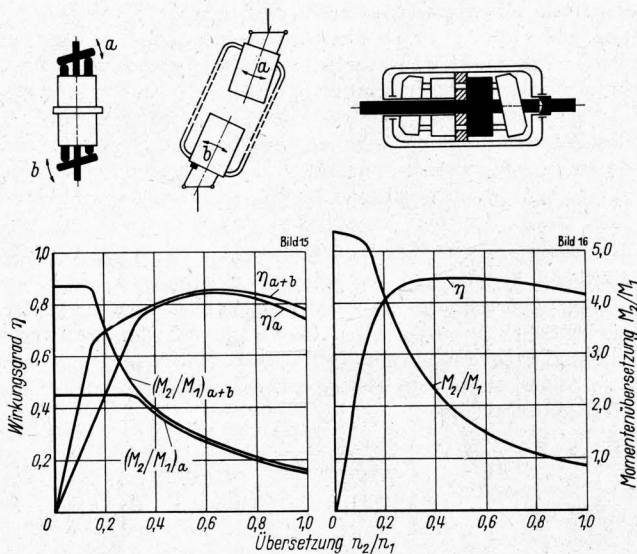


Bild 15 und 16. Hydrostatische Wandler zur Anpassung von Fahrgeschwindigkeit und Drehmoment.

Durch ihren relativ günstigen Wirkungsgrad sind hydrostatische Getriebe mit Leistungsverzweigung für den Schlepperbau interessant. Die Verzweigung kann sowohl über ein Gehäuse bei festgehaltenem Motor — wie im gezeigten Prinzipbild, **Bild 16** — als auch zum Beispiel über einen Planetenradsatz erzeugt werden. Bild 16 zeigt einen Wirkungsgradverlauf, wie er zur Zeit als günstig für diese Getriebeart anzusehen ist. Das Maximum von $\eta = 0,89$ ist bei der Untersetzung $n_2/n_1 = 0,45$ angenommen, es kann durch konstruktive Maßnahmen verschoben werden. Erst bei der Untersetzung $n_2/n_1 = 0,2$ wird der Wirkungsgrad entscheidend schlechter, da das Überdruckventil anspricht.

3. Vergleich der Vollastkennlinien verschiedener Getriebekombinationen

In den beiden folgenden Bildern sind die Momente, **Bild 17**, bzw. die Ausnutzungsgrade, **Bild 18**, für Getriebekombinationen der verschiedenen Prinzipien ermittelt, die die jeweils günstigste Anwendung der Motorleistung versprechen. Im einzelnen sind folgende Beispiele behandelt:

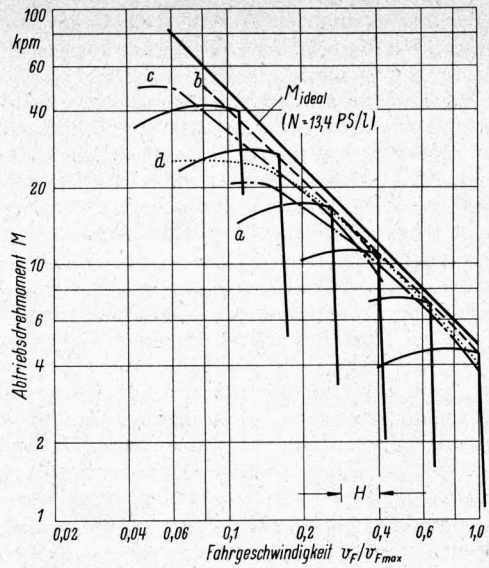


Bild 17. Durch moderne Getriebe erreichbare Momente.

- a mechanisches Stufengetriebe, 6 Gänge
- b mechanisch stufenloses Getriebe
- c hydrostatisches Getriebe ohne Leistungsverzweigung
- d hydrostatisches Getriebe mit Leistungsverzweigung
- H Hauptarbeitsbereich

- a) mechanisches 6-Gang-Stufengetriebe (gestufte Lastschaltgetriebe und Vielganggetriebe sind der Übersichtlichkeit halber fortgelassen, sie werden später wieder aufgegriffen),
- b) mechanisch stufenloses Getriebe mit nachgeschaltetem mechanischem 2-Gang-Stufengetriebe,
- c) hydrostatisches stufenloses Getriebe. Primär- und Sekundärregelung mit nachgeschaltetem mechanischem 2-Gang-Stufengetriebe,
- d) hydrostatisches Getriebe mit Leistungsverzweigung.

In Bild 17 sind in doppeltlogarithmischem Maßstab die maximal verfügbaren Momente über der Abtriebsdrehzahl bzw. der Fahrgeschwindigkeit angegeben. Für die Getriebearten ergeben sich unterschiedlich große Differenzen von der Idealkurve des maximalen Drehmoments, die der Maximalleistung eines guten Schleppermotors entspricht [48, 49]. Auf weitere Einzelheiten soll anhand des Bildes 18 eingegangen werden, die diese in ähnlicher Weise zeigt. In halblogarithmischem Maßstab sind dort über der Abtriebsdrehzahl die Ausnutzungsgrade aufgetragen. Hierunter sei verstanden das Verhältnis des jeweiligen maximalen Drehmoments an der Abtriebswelle des Getriebes zu dem Moment, das der maximalen Motorleistung entspricht:

$$\varepsilon = \frac{n_2 M_2}{N_{1 \max}} = \lambda \eta \quad (1)$$

Nicht eingeschlossen sind also die Verlustleistungen hinter den Schaltgetrieben. Es sind die Kennlinien der besprochenen Bilder 11 bis 16 zugrunde gelegt.

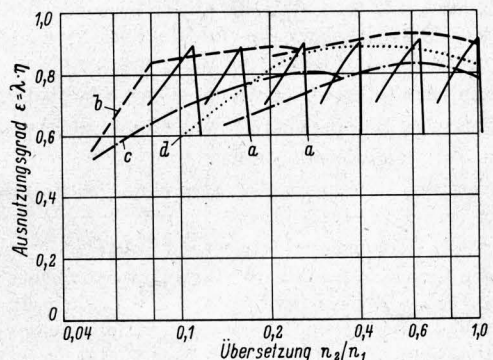


Bild 18. Ausnutzungsgrade der Dieselmotorleistung durch einige Getriebekombinationen.

Bezeichnung der Kurven wie in Bild 17.

Das eingetragene mechanische Stufengetriebe (a), die Sechsgang Einheit, zeigt in bestimmten Drehzahlbereichen tiefe Einbrüche in die teilweise günstige Kurve. Je nach erforderlicher Abtriebsdrehzahl steht eine hohe oder recht niedrige Antriebsleistung zur Verfügung. Im Mittel liegen die Getriebe jedoch unter den stufenlosen Einheiten, denen immer die maximale Motorleistung zugeführt werden kann. Es muß sogar von echten Drehzahllücken gesprochen werden, wenn die Zapfwellenarbeiten betrachtet werden, die Betriebspunkte auf der Reglerkurve verlangen.

Bedingt durch den guten Wirkungsgrad des Kettenumschlingungsgetriebes (b) liegt dieses am günstigsten. Schwierigkeiten bereitet jedoch der Umschaltpunkt zwischen den beiden mechanischen Gängen. Für diesen Vergleich soll er unter Last überwunden werden können durch einen Planetensatz oder angenähert durch eine Doppelkupplung. Andererseits kann der Umschaltpunkt natürlich so abgestimmt werden, daß er praktisch nie unter Last überfahren werden muß. Da der Regelbereich dieser Getriebe die Drehzahl Null nicht zuläßt, muß zu dieser Einheit immer eine Anfahrkupplung gerechnet werden.

Im Gesamtverlauf liegen die hydrostatischen Getriebe (c), sei es mit Primär- oder Sekundärverstellung oder auch mit beiden unter der mechanisch-stufenlosen Einheit. Eine nachgeschaltete Untersetzungsstufe erweitert den Bereich mit erträglichen Ausnutzungsgraden, kann aber nichts Grundsätzliches gegenüber dem mechanischen bessern. Vorteile bieten diese Getriebe jedoch im praktischen Fahrbetrieb: Eine Anfahrkupplung erübrigt sich, da mit dem Getriebe aus Null angefahren werden kann, wenn auch mit schlechtem Wirkungsgrad. Mechanische Untersetzungsstufen sind zwar zweckmäßig, um den Ausnutzungsgrad bei geringen Geschwindigkeiten hochzuhalten, aber sie müssen nicht sein, da die maximale Leistung dort nicht mehr erforderlich ist. Das Getriebe kann durchaus weiter heruntergedrosselt werden, wenn die Verhältnisse es kurzzeitig verlangen. Durch Getriebeverstellung ist nicht nur die Nullstellung möglich, genauso gut kann auf Rückwärtsfahrt geschaltet werden.

Durch seinen guten Wirkungsgrad liegt das hydrostatische Getriebe mit Leistungsverzweigung (d) recht günstig. Ein nachgeschaltetes Wechselgetriebe ist ebenfalls nicht unbedingt erforderlich.

4. Arbeitszeiteinsparungen durch moderne Getriebe im Vollastbetrieb und dadurch aufwägare Mehrpreise

Nachdem jetzt das fahrzeugtechnische Verhalten der verschiedenen Getriebe behandelt ist, bleibt noch die Frage offen, welchen praktischen Nutzen der Betriebsleiter aus diesen Neuerungen ziehen kann. Die vorstehenden Betrachtungen dienen den folgenden rechnerischen Überlegungen als Grundlage. Es soll versucht werden zu ermitteln, welche Zeiteinsparungen oder welche finanziellen und sonstigen Vorteile dem Landwirt damit ermöglicht werden, welche Überlegungen ihn zum Kauf bewegen bzw. davon abbringen könnten.

Im folgenden soll daher ermittelt werden, welche Vorteile aus den Arbeiten mit Vollastbetrieb erwachsen. Betrachtet werden sollen diese sieben Getriebe:

1. mechanisches 6-Gang-Getriebe als das heutige Standardgetriebe eines Schleppers mittlerer Leistung;
2. mechanisches 12-Gang-Getriebe als ein besonders feinstufiges Getriebe. Darüber scheint die Wahl des richtigen Ganges ohne Automatik nur noch schwer möglich;
3. mechanisches 6-Gang-Getriebe unter Last schaltbar;
4. mechanisches 12-Gang-Getriebe unter Last schaltbar;
5. mechanisch-stufenloses Getriebe;
6. hydrostatisch stufenloses Getriebe ohne Leistungsverzweigung;
7. hydrostatisch stufenloses Getriebe mit Leistungsverzweigung. Die beiden Einheiten 3 und 4 stehen als Beispiele für Lastschaltgetriebe. Die stufenlosen Getriebe 5, 6 und 7 sollen mit Handregelung und automatischer Regelung der Motorauslastung betrachtet werden.

Zur Erfassung der Steigerungsmöglichkeiten der durchschnittlichen Fahrgeschwindigkeit gegenüber einem vorgegebenen Getriebe haben Meyer und Coenberg [17, 50, 56] eine Be-

Tafel 1. Kenndaten der verschiedenen Getriebesysteme.

Getriebeart	Wirkungsgrad η	mittl. Stufensprung α	mittl. max. Motorbelastung λ_m	Zeitfaktor τ
mech. gestuft, 6-Gang	0,91	1,55	0,80	0,95
mech. gestuft, 12-Gang	0,90	1,25	0,80	0,95
mech. gestuft, 6-Gang, lastschaltbar	0,87	1,55	0,85	1,00
mech. gestuft, 12-Gang, lastschaltbar	0,86	1,25	0,85	1,00
mech. stufenlos	0,91	1,00	0,90 (0,95)*	1,00
hydrostatisch ohne Leistungsverzweigung	0,82	1,00	0,90 (0,95)*	1,00
hydrostatisch mit Leistungsverzweigung	0,87	1,00	0,90 (0,95)*	1,00

*) Klammerwerte mit automatischer Regelung

dingung aufgestellt, die für diese speziellen Aufgaben noch um einen Faktor erweitert sei:

$$\left(\frac{\Delta v}{v}\right)_{\text{mittel}} = \left[\frac{\eta' \lambda'_m \tau' (\alpha/\alpha' + 1)}{\eta \lambda_m \tau} - 1 \right] 100\% \quad (2)$$

Hierin beziehen sich die gestrichenen Größen auf das betrachtete, die ungestrichenen auf das Vergleichsgetriebe, **Tafel 1**. Im einzelnen ist η der Getriebewirkungsgrad, der in Bild 18 bereits ermittelt wurde. α ist der mittlere Stufensprung der Getriebegänge, der bei den 6-Gang-Getrieben mit $\alpha = 1,55$ und bei den 12-Gang-Getrieben mit $\alpha = 1,25$ angesetzt wird. λ_m ist die mittlere maximale Motorbelastung, die in Versuchen von Gerlach und Coenberg [51, 52] für gestufte Getriebe mit $\lambda_m = 0,80$ ermittelt wurde. Für das Lastschaltgetriebe sei angenommen $\lambda_m = 0,85$, für stufenlose mit Handregelung $\lambda_m = 0,90$ und mit automatischer Regelung $\lambda_m = 0,95$. τ ist ein komplexer Begriff, in dem Zeitverluste durch Anhalten beim Schalten, Steckenbleiben durch verspätetes Schalten und Verluste durch erhöhte Störanfälligkeit der angetriebenen Maschinen wegen der schlechten Regelbarkeit der Getriebe enthalten sind. Er wird für die herkömmlichen Stufengetriebe mit $\tau = 0,95$ angesetzt, für alle anderen $\tau = 1,00$.

Dieser so errechnete Gewinn an Fahrgeschwindigkeit kann sich nur während der eigentlichen Arbeitszeit, der Hauptzeit, auswirken. Bei Berechnung der Vorteile in der Flächenleistung bzw. dem Zeitgewinn müssen daher noch etwa 30% Nebenzeiten berücksichtigt werden:

$$\left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{\text{mittel}} = \left[1 - \frac{1}{\left\{ 1 + 0,007 \left(\frac{\Delta v}{v}\right)_{\text{mittel}} \right\}} \right] 100\% \quad (3)$$

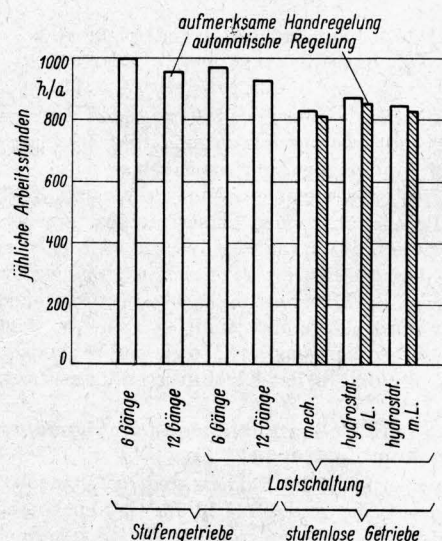


Bild 19. Arbeitseinsparung durch Vollastbetrieb mit modernen Getrieben.

Bild 19 zeigt den Zeitgewinn durch die verschiedenen Getriebe, wenn zusätzlich noch bedacht wird, daß nur bei etwa 65% der Gesamtarbeitszeit die volle Motorleistung benötigt wird (Berechnung über einen Modellbetrieb [17, 53, 54]). Es zeigt sich, daß der Vorteil durch das Lastschaltgetriebe, gemessen an dem der stufenlosen Getriebe, nur relativ gering ist. Auch durch eine Verdoppelung der Gangzahl können nur recht geringe Vorteile erzielt werden.

Durch eine automatische Regelung der stufenlosen Getriebe lassen sich deren Vorteile noch verbessern. Allerdings ist vorausgesetzt, daß der handgeregelte Schlepper aufmerksam gefahren und vielleicht mit Hilfe einer Belastungsanzeige ständig feinfühlig vom Fahrer nachgeregelt wird, sonst wird der Unterschied größer, der Abstand zu den gestuften Getrieben andererseits aber auch geringer.

Durch den technischen Mehraufwand eines modernen Getriebes wird selbstverständlich für den Schlepper ein Mehrpreis erforderlich. Ein solcher Mehrpreis würde beim Kauf möglicherweise abschrecken. Entscheidend sind aber die Betriebskosten, d. h. die preislichen Vor- und Nachteile müssen gegeneinander abgewogen werden. Nach *Schaefer-Kehnert* [55] berechnen sich die gesamten Schlepperbetriebskosten im Jahr zu:

$$K_J = A \left(\frac{i}{2} + u \right) + \frac{A - B/2}{N} + \frac{Bj}{v} + j(b_h + b_{öh}) + Lj \quad (4)$$

Hierin sind im einzelnen:

K_J	jährliche Gesamtkosten des Schleppers in DM/Jahr
A	Anschaffungspreis
i	Zinsfuß
N	Nutzungsdauer in Jahren
B	Teilreparatursumme
j	jährliche Arbeitsstunden
v	Verschleißdauer
η	Wirkungsgrad des Getriebes
b_h	stündlicher Brennstoffverbrauch
$b_{öh}$	stündlicher Ölverbrauch
L	Brutto-Stundenlohn des Schlepperfahrers
u	Unterbringungs- und Versicherungskosten des Schleppers.

Die Gesamtkosten eines Schleppers mit einem anderen Getriebe können nach Annahme einiger Abhängigkeiten berechnet werden: Die Reparaturkosten B steigen, wenn das Getriebe ausreichend entwickelt und erprobt ist, direkt proportional dem Anschaffungspreis A . Die Kosten für Unterbringung und Versicherung bleiben konstant. Die benötigte Gesamtkraftstoff- und Ölmenge ändert sich umgekehrt proportional mit den Getriebewirkungsgraden. Die Gesamtkosten sind dann:

$$K_J = \kappa \left[A \left(\frac{i}{2} + \frac{1}{N} \right) + B \left(\frac{j}{v} - \frac{1}{2N} \right) \right] + \frac{\eta}{j} j(b_h + b_{öh}) + Lj' + Au \quad (5)$$

Gestrichelte Werte beziehen sich auf das betrachtete Getriebe, ungestrichelte auf das Vergleichsgetriebe. κ ist der Mehrkostenfaktor des jeweiligen Getriebes, bezogen auf den Schlepperanschaffungspreis.

Diese Rechnung wurde für die betrachteten Getriebearten unter Variation des Kostenfaktors für die Daten eines 50 PS-Schleppers durchgeführt. Der Stundenlohn des Schlepperfahrers ist mit 3,90 DM angesetzt worden, der Kraftstoffpreis mit 0,26 DM/kg. Der Preis des Schleppers ist mit DM 17 000,— angesetzt. Diese Angabe ist wie die weiteren der Quelle [55] entnommen. Ein Vergleich mit den heutigen Listenpreisen erlaubt diesen Ansatz, da die relativ geringe Teuerung seit 1962 sich in den Grenzen des Streubereichs hält.

Die in Bild 19 aufgezeigten Vorteile rechtfertigen nach dieser Rechnung einen Mehrpreis, wie ihn **Bild 20** zeigt, d. h. bei den angegebenen Mehrpreisen halten sich die kostenmäßigen Vor- und Nachteile die Waage. Den höchsten Mehrpreis rechtfertigen

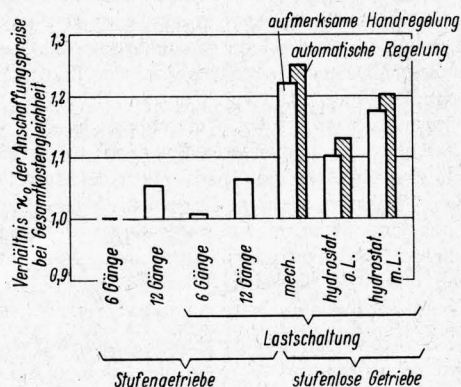


Bild 20. Durch Zeitersparnisse mit Vollastbetrieb aufwägare Mehrpreise für moderne Getriebe.

danach die stufenlosen Getriebe. Insbesondere das mechanisch-stufenlose erlaubt einen Mehrpreis von rd. 22%. Mit automatischer Regelung erscheinen sogar 25% als tragbar. Ein unter Last schaltbares Getriebe darf nur dann gut 6% mehr kosten, wenn es mehr Gänge als das herkömmliche aufzuweisen hat. Ein herkömmliches 12-Gang-Getriebe darf jedoch ähnlich teuer sein wie ein Lastschaltgetriebe. Durch den relativ ungünstigen Wirkungsgrad ist der zulässige Mehrpreis für hydrostatische Getriebe etwas geringer als erwartet. In diesen Vergleich konnten nicht eingehen die Vorteile, die durch Verbesserung der Bedienung und des Fahrkomforts durch die modernen Getriebe ermöglicht werden. Diese werden eindeutig insbesondere für alle stufenlosen Getriebe sprechen und einen höheren Mehrpreis rechtfertigen.

5. Das Teillastverhalten der mechanisch und hydrostatisch stufenlosen Getriebe

Ebensowenig konnte das Teillastverhalten in dieser Richtung berücksichtigt werden, auf das im folgenden kurz eingegangen sei. Die Kennfelder sind in **Bild 21 bis 23** dargestellt. Wiederum ist kein spezielles Getriebe zugrunde gelegt, sondern es sind die bekanntgewordenen mit heutigen Mitteln bestenfalls zu erreichenden Werte bei den genannten Typen aufgetragen.

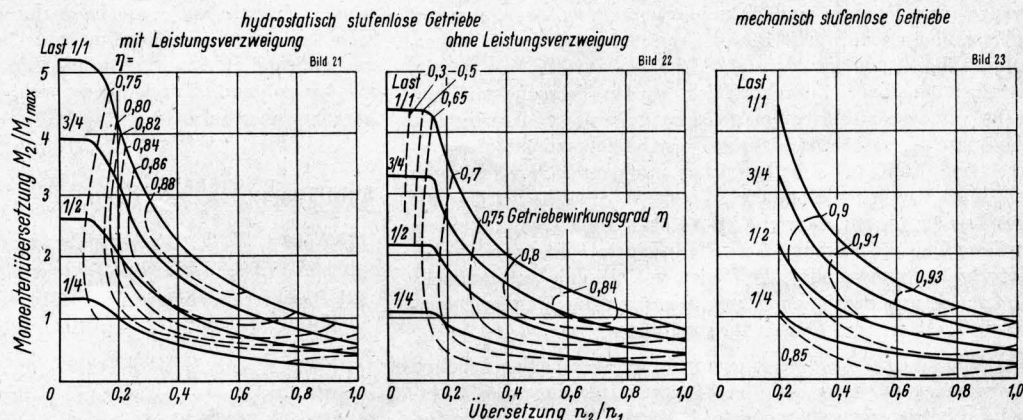


Bild 21 bis 23. Teillastverhalten stufenloser Getriebe.

Es zeigt sich nun, daß der ungünstigere Wirkungsgrad, der bei Vollast schon für das hydrostatische Getriebe erkannt worden war, sich auch im Teillastgebiet fortsetzt. Bei halber Last ist z. B. nur im mittleren Bereich ein $\eta = 70\%$ zu erwarten, bei dem mechanischen ist der Wirkungsgrad in weitem Bereich immer noch über 90% . Das hydrostatische Getriebe mit Leistungsverzweigung liegt im Wirkungsgrad wiederum zwischen diesen beiden Einheiten. Dadurch ist auch eine höhere Momentenübersetzung bei ähnlichem Drehzahlverhältnis beim Ansprechpunkt des Überdruckventils möglich.

Würden die Getriebe ausschließlich nach dem Vollastausschüttungsgrad oder bei Teillast nach dem Brennstoffverbrauch des Motors bewertet, dann schnitten die hydrostatischen Getriebe entsprechend schlecht ab. Bei vielen landwirtschaftlichen Arbeiten, für die der Schlepper eingesetzt wird, sind jedoch diese Kriterien gar nicht entscheidend. Vielmehr kann z. B. ein hohes Anfahrmoment wesentlich sein bei schweren Transporten, das leichte, schnelle Umschalten von Vor- auf Rückwärtsfahrt bei Frontladerarbeiten, ein großer Verstellbereich ohne Schalten von Zusatzstufen, ein bequemeres Bedienen des Getriebes bei den verschiedensten Arbeiten. Dieses alles sind Anforderungen, die mit dem Flüssigkeitsgetriebe besser und leichter zu erfüllen sind. Jedoch sind alle drei Konstruktionsprinzipien hier den herkömmlichen Stufengetrieben überlegen, obwohl auch hier intensiv Verbesserungen angestrebt und auch erzielt werden.

Zu einer besseren Ausnutzung der stufenlosen Getriebe kommt man — wie schon erwähnt — wenn die Geschwindigkeit automatisch und nicht mehr durch den Fahrer eingestellt wird. Auf die eigentlichen Probleme der Regelung kann hier nicht eingegangen werden. Nur die Problematik sei kurz angedeutet. Bei Arbeiten, die die volle Motorleistung erfordern, muß selbstverständlich mit höchster Drehzahl gefahren werden, die Geschwindigkeit wird allein durch Änderung der Getriebeübersetzung geregelt. Bei den vielen relativ leichten landwirtschaftlichen Arbeiten, die den Motor nur zum Teil auslasten, sollte die Regelung auf den geringsten Brennstoffverbrauch für alle Leistungen und Drehzahlen hinarbeiten. Der zuerst erwähnte Vollastpunkt ist mit eingeschlossen. Hierfür finden sich bei Coenenberg bereits konstruktive Vorschläge [56].

6. Vergleichsversuche zwischen stufenlosen und herkömmlich gestuften Schaltgetrieben bei verschiedenen landwirtschaftlichen Arbeiten

Während die obigen Betrachtungen auf rechnerischer Grundlage standen, sollen im folgenden praktische Versuchsergebnisse von Nation [36, 37] und Meyer [17] gegenübergestellt werden. Die von beiden Autoren eingesetzten stufenlosen Getriebe entsprechen dem damaligen technischen Stand, die von ihnen gemessenen Werte müßten von heutigen stufenlosen Einheiten übertroffen werden können. Hierzu sind jedoch noch keine Ergebnisse bekanntgeworden, die vorliegenden Zahlen zeigen jedoch auch schon eindeutig die Vorteile gegenüber herkömmlichen Schaltgetrieben.

Nation hat bei seinen Vergleichsversuchen [36] ein hydrostatisch stufenloses Getriebe ohne Leistungsverzweigung eingesetzt, das Primär- und Sekundärverstellung der Schwenkolbeneinheiten aufweist. Dieses Getriebe wurde in einen herkömmlichen Schlepper der 50 PS-Klasse anstelle des Schaltgetriebes eingebaut. Zum Vergleich wurden Versuche mit dem Sechsgang-Schaltgetriebe im gleichen Schleppertyp angestellt. Meyer hat ein mechanisch stufenloses Getriebe anstatt des vorgesehenen Fünfgang-Schaltgetriebes in einem 25 PS-Schlepper bei seinen Versuchen eingesetzt. Vergleichsversuche wurden mit dem herkömmlichen Getriebe im gleichen Schlepper und einem herkömmlichen Sechsgang-Getriebe in einem Schlepper gleicher Motorleistung angestellt. Alle Versuche sind ohne automatische Motorbelastungsanzeige und mit Regelung der Fahrgeschwindigkeit manuell vom Fahrer durchgeführt worden.

In Bild 24 sind die wesentlichsten Ergebnisse beider Arbeiten einander gegenübergestellt. Bei Einsätzen, die die volle Motorleistung beanspruchen, ergeben sich für das hydrostatische Ge-

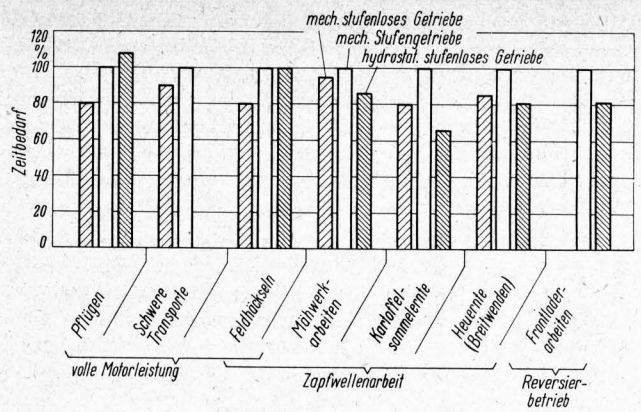


Bild 24. Zeitbedarf bei landwirtschaftlichen Arbeiten durch stufenlose Fahrtriebe in Schleppern nach Meßergebnissen von Nation [36] und Meyer [17].

Der Zeitbedarf des mechanischen Stufengetriebes ist gleich 100% gesetzt.

triebe ungünstigere Werte als für das mechanische. Beim Pflügen ist sogar eine geringe Minderleistung verzeichnet. Der relativ ungünstige Wirkungsgrad ist hier auch durch gutes Anpassen der Geschwindigkeiten nicht wieder ganz wettzumachen. Bei den schweren Transporten fehlt die Vergleichszahl für das Flüssigkeitsgetriebe, dürfte dem Pflügen jedoch ähnlich sein. Die Verhältnisse ändern sich jedoch bei den typischen Zapfwellenarbeiten, wie Mähen, Sammelern, Heuwerbung usw. Hier kann offensichtlich die bessere Anpassungsfähigkeit des Flüssigkeitsgetriebes ausgenutzt werden. Für Frontladerarbeiten fehlen leider Vergleichszahlen des mechanischen Getriebes. Diese auf Reversierbetrieb beruhenden Arbeiten sind durch ein hydrostatisches Getriebe besser ausführbar. Das mechanisch stufenlose Getriebe kann bei diesen Arbeiten nur durch zusätzliche Einrichtungen, die damals noch nicht vorhanden waren, zu ähnlich guten Ergebnissen kommen.

7. Zusammenfassung

Zusammenfassend sei gesagt, daß durch moderne, insbesondere stufenlose Getriebe versucht wird, die Lücken in den Kennfeldern der Antriebsdieselmotoren zu überbrücken. Einige in Schleppern bereits eingebaute Einheiten wurden beschrieben. Bei einer näheren Betrachtung ihrer Eigenschaften, unter anderem auf theoretisch-rechnerischem Wege, konnten Vorzüge der stufenlosen Getriebe gegenüber den unter Last schaltbaren Stufengetrieben herausgehoben werden. Die unter Last schaltbaren Getriebe eignen sich jedoch gut als Ergänzung zu stufenlosen Einheiten. Da deren Regelbereich unter wirtschaftlichen Verhältnissen begrenzt ist, können die Übergänge damit überbrückt werden. Hier ist besonders an Planetenradsätze zu denken.

Insbesondere hydrostatisch mit und ohne Leistungsverzweigung und mechanisch stufenlose Einheiten vereinigen mehrere Vorteile in sich. Welches Prinzip vorzuziehen ist, kann jedoch nicht entschieden werden, da jedes für einige Arbeiten Vorzüge, für andere Nachteile aufzuweisen hat. Sollte sich später wirklich nur ein Prinzip auf dem Markt durchsetzen können, so ist die Ursache sicherlich nicht im grundsätzlichen Technischen zu suchen, sondern es werden wirtschaftliche Fragen, oder vielleicht Wartungs- und Kundendienstprobleme für die Begründung heranzuziehen sein.

Schrifttum

- [1] Förster, H.-J.: Die Veränderung des Motorkennfeldes durch Getriebe. *Automob. Techn. Z.* **62** (1960) Nr. 8, S. 201/10.
- [2] Buschmann, H., und P. Koeffler: Taschenbuch für den Kraftfahrzeugingenieur. 7. Aufl. Stuttgart: Dt. Verlagsanstalt 1963.
- [3] Maier, A., und H. Frh. v. Thingen: Kraftfahrzeuggetriebe. In: *Bussien, Automobiltechnisches Handbuch*. 18. Aufl. Berlin: Techn. Verlag Herb. Cram 1965.

- [4] *Howson, D. F.*: Experiments on the performance of slow-speed hydraulic motors for use in agricultural tractors. Inst. Mech. Engrs. 1963, Sess. 3, Pap. 6.
- [5] *Nation, H.-J.*: Hydraulic transmissions in agriculture. Preprint by Engineering, 1962.
- [6] *Frumkiš, J. V.*: Stufenlose Getriebe moderner ausländischer Schlepper. Mechanizacija i Elektrifikacija (1965) S. 56/59.
- [7] „Multipower-Transmission“. Farm Implement and Machinery Review, **88** (1962) Nr. 1050, S. 1390.
- [8] *Buckingham, F.*: The shift in transmissions. Implement and Tractor **77** (1962) Nr. 12, S. 32/36 u. 92/95.
- [9] *Eljes, L. E.*: Development of a hydraulically shifted tractor transmission. Soc. Automotive Engrs. 1962, Prep. 391. A.
- [10] Improved tractor transmission. Engineer, Sept. 1962, S. 48.
- [11] *Malahovskij, V. E.*: Schlepperzahnradgetriebe mit Schaltungen ohne Zugkraftunterbrechung. Traktory i sel'choz-mašiny **31** (1961) Nr. 1, S. 7/11.
- [12] How to demonstrate case-O-matic drive tractors. Schrift der Firma Case, USA.
- [13] *Cradock, H. T.*: The Ford select-O-speed gearbox. Farm Mechanization **17** (1965) Nr. 188, S. 27/30.
- [14] *Erwin, R. L. und C. T. O'Harrow*: A new tractor transmission. Vortrag auf der Wintertagung der ASAE in Chicago/Ill. Dez. 1958.
- [15] *Harris, K. J., und J. K. Jensen*: John Deere power shift transmission. Soc. Automotive Engrs. 1963, Prep. 739 A und in Diesel and Gas Engine Progress **29** (1963) Nr. 12, S. 28/29.
- [16] *Kühner, K.*: Der neuzeitliche Getriebebau und das ZF-Media-Getriebe. Automob.-techn. Z. **55** (1953) Nr. 3, S. 63/68 und 104/05.
- [17] *Meyer, H.*: Die Bedeutung eines stufenlosen Getriebes für den Ackerschlepper und seine Geräte. Grndl. Landtechn. Heft 11 (1959) S. 5/12.
- [18] *Nation, H. J.*: Hydrostatic transmission for use in agriculture. International fluid power conference 1962.
- [19] *Dittrich, O.*: Ein stufenlos verstellbarer Umschlingungstrieb mit neuartiger Reibungskette. Konstruktion **9** (1957) H. 1, S. 3/4.
- [20] *Forster, F.*: Das hydrostatische Wendegetriebe Type HW 10 der Güldner-Motoren-Werke. Linde-Ber. aus Techn. und Wiss. **11** (1961) S. 62/67.
- [21] *Molly, H.*: Stufenloses hydrostatisches Getriebe mit Leistungsverzweigung. Grndl. Landtechn. **15** (1965) H. 2, S. 47/54.
- [22] *Maier, A.*: Kraftfahrzeuggetriebe. Werkschrift der Zahnradfabrik Friedrichshafen A. G.
- [23] *Bomhard, F. J., und Keller*: Ackerschlepper mit hydraulischem Drehmomentwandler. Schrift der Fa. Fichtel u. Sachs, 1962.
- [24] *Eaton, E. E.*: Torque converting the farm tractor. Soc. Automotive Engrs. 1957, Prep. 188.
- [25] *Kugel, F.*: 25 Jahre Voith-Turbogetriebe und Voith-Turbo-kupplungen. Voith Forsch. und Konstruktion (1959) H. 6, S. 1/12.
- [26] *Kugel, F.*: Strömungsgetriebe und Strömungskupplungen. Glückauf **81/84** (1948) S. 639/85.
- [27] *Kugel, F.*: Strömungsgetriebe und -kupplungen in der Kraftfahrtechnik. Automob.-techn. Z. **41** (1938) S. 296.
- [28] *Kugel, F.*: Hydrodynamische Kraftübertragung, Föttinger-Wandler und -Kupplungen. Oelhydraulik u. Pneumatik **3** (1959) S. 70/74, 169/73, 201/10 und 251/55.
- [29] *Malahovskij, V. E.*: Untersuchung des Wirkungsgrades der Traktor-Triebwerke. Kraftfahrzeugtechn. **7** (1957) S. 6/9.
- [30] *Kiene, W.*: Versuche mit Getriebeölen der Viskosität SAE 80 und SAE 90. Landtechn. Forsch. **8** (1958) H. 1, S. 10/14.
- [31] *Lamp, B. J. jr., und S. G. Huber*: Laboratory efficiency tests of farm tractor transmissions. Vortrag auf der Wintertagung der ASAE Dez. 1958 in Chicago (USA).
- [32] FCIM Technology on the move. SAE Journal Sept. 1965, S. 30/49.
- [33] *Bartholomäus, W.*: Hydrostatische Fahrtriebe. Oelhydraulik u. Pneumatik **6** (1962) S. 62/66 und in: VDI-Ber. Nr. 57 (1962) S. 63/68.
- [34] *Prokešev, V. N.*: Bestimmung eines optimalen hydrostatischen Getriebes für einen landwirtschaftlichen Mehrzweckschlepper. Mechanizacija i Elektrifikacija **23** (1965) H. 1, S. 11/14.
- [35] *Thoma, J.*: Hydrostatische Getriebe. München: Carl-Hauser-Verlag 1964.
- [36] *Nation, H.-J.*: Some pilot field comparisons between tractors fitted with hydrostatic or mechanical transmission. J. Agric. Engng. Res. **8** (1963) Nr. 4, S. 355/75.
- [37] *Wendeborn, J. O.*: Vergleichsversuche von Ackerschleppern mit hydrostatischem und mechanischem Getriebe beim landwirtschaftlichen Einsatz. Landtechn. Forsch. **14** (1964) H. 6, S. 187/91.
- [38] *Weisenbach, C. O.*: Hydrostatics in action. Soc. Automotive Engrs. 1962, Prep. 563 B.
- [39] *Shachter, M.*: Hydrostatische Wandler in Planetenbauform. Oelhydraulik u. Pneumatik **7** (1963) Nr. 5, S. 171/78.
- [40] *Bowers, E. H.*: Hydrostatic transmissions for vehicles. Soc. Automotive Engrs. 1959, Prep. 92 V.
- [41] *Mortenson, P. C.*: Hydrostatic transmissions. Soc. Automotive Engrs. (1959) Prep. 92 U.
- [42] *Witt, R. H., und B. J. Lamp*: Lawn and garden tractors and outdoor power equipment. Agric. Engng. **46** (1965) Nr. 8, S. 436/37, 447.
- [43] *Reinke, D. B.*: The man and machine relationship with a hydrostatic transmission. Soc. Automotive Engrs. (1962) Prep. 563 A.
- [44] *Garnier, J.*: Le tracteur agricole — Technique d'avant-garde. Ingrs. l'automobile **35** (1962) Nr. 12, S. 667/78.
- [45] *Meyer, H., und H. H. Coenenberg*: Die Bedeutung einer hydrostatischen Leistungsübertragung für Ackerschlepper. Landtechn. Forsch. **5** (1955) H. 1, S. 22/25.
- [46] *Maier, A.*: Hydromechanische Antriebe für Kraftfahrzeuge. Schrift der Fa. Zahnradfabrik Friedrichshafen 1959.
- [47] *Martyrer, E.*: Hydraulische Getriebe. Grndl. Landtechn. Heft 11 (1959) S. 13/21.
- [48] *Seifert, A.*: Ackerschlepper. In: Hütte IIB, 28. Aufl. Berlin: Verl. Wilhelm Ernst u. Sohn, 1960.
- [49] *Kiene, W.*: Ein Beitrag zum Kraftstoffverbrauch von Schleppermotoren. Grndl. Landtechn. Heft **9** (1957) S. 35/38.
- [50] *Meyer, H.*: Probleme und Aussichten stufenloser Getriebe für Ackerschlepper. Landbauforsch. **9** (1959) H. 3/4, S. 87/94.
- [51] *Coenenberg, H. H.*: Dynamische Beanspruchungen bei Ackerschleppern. Landtechn. Forsch. **11** (1961) H. 6, S. 145/50 und **12** (1962) H. 1, S. 7/12, H. 2, S. 33/39.
- [52] *Coenenberg, H. H.*: Die Belastungen von Motor, Fahrgetriebe und Zapfwelle bei Ackerschleppern. Grndl. Landtechn. Heft 16 (1963) S. 16/30.
- [53] *Meyer, H.*: Verbrennungsmotoren und Schlepper. In: Handbuch der Landtechnik. Hamburg und Berlin: Verlag Paul Parey 1961.
- [54] *Coenenberg, H. H.*: Zum Verhalten der Kupplung im Schleppertriebwerk. Diss. T. H. Braunschweig 1962. Ref. in: VDI-Z. **105** (1963) Nr. 15, S. 639.
- [55] *Schaefer-Kehnert, W.*: Die Kosten des Landmaschineneinsatzes. Ber. über Landtechn. Bd. 74, Wolftrathausen: Verlag H. Neureuter 1963.
- [56] *Coenenberg, H. H.*: Einige Grundbedingungen und Möglichkeiten für die automatische Regelung stufenloser Getriebe in Schleppern. Landtechn. Forsch. **11** (1961) H. 4, S. 101/07.