

sion system with the regulating power lifter at a uniform speed of 5.5—6 km/h.

In conclusion, the three hydraulic systems were compared with each other in respect to their resistance to traction control capacities and a comparison made with present-day designs of similar mechanisms in Germany. Designs still "on the drawing board" were also considered in this connection. The advantages and disadvantages of the various systems from the standpoint of the practical farmer are evaluated. The author is of the opinion that the target of all designs should be a regular, uniform depth of cut assured by suitable hydraulic regulating mechanisms.

Artur Seifert: „Le nouveau relevage hydraulique du tracteur Fordson-Dexta et sa comparaison avec les autres systèmes.“

Faisant suite à un article précédent consacré aux relevages hydrauliques des tracteurs Ferguson FE 35 et John Deere 520, l'étude présente s'occupe des essais en laboratoire et sur le terrain entrepris avec le nouveau relevage hydraulique du tracteur Fordson Dexta. Les essais de laboratoire ont servi à éclaircir les principes fondamentaux de fonctionnement du relevage hydraulique automatique Fordson Dexta avec ses systèmes alternatifs «Qualitrol» ou «Position Control» et à déterminer les limites de leur fonctionnement. Les essais avec le relevage automatique, sur des terrains plats et accidentés, ont été entrepris afin de connaître l'influence du poids de la charrue, de la constitution du sol, de la profondeur de labour et de la forme de la charrue sur les efforts transmis au bras supérieur de l'attelage trois points, en se déplaçant à une vitesse uniforme de 5,5—6 km/h.

Enfin, l'auteur fait, d'une part, une comparaison des efforts résistants relevés sur les trois systèmes hydrauliques étudiés et, d'autre part, une comparaison de ces systèmes avec les constructions de

relevage actuellement réalisées ou étudiées en Allemagne, en montrant leurs avantages et leurs inconvénients réciproques dans la pratique agricole. L'auteur pense que l'évolution doit être orientée vers un relevage hydraulique assurant une profondeur de travail uniforme.

Artur Seifert: «El nuevo elevador hidráulico del tractor Fordson-Dexta y su comparación con otros sistemas.»

Ampliando un artículo publicado con anterioridad sobre los elevadores hidráulicos de los tractores Ferguson FE 35 y John Deere 520, se da en el artículo presente un informe sobre ensayos hechos, así en el laboratorio como en el campo, de la nueva instalación hidráulica del tractor Fordson Dexta. Los ensayos de laboratorio sirvieron para aclarar algunos puntos fundamentales para el funcionamiento de la regulación de la hidráulica del Fordson Dexta en los sistemas «Qualitrol» y «Position Control» y para establecer los límites de funcionamiento de los mismos. Los ensayos hechos en el campo que se hicieron en terreno llano y en terreno ondulado, sirvieron para establecer las influencias que ejercen el peso del arado, las condiciones del terreno, la profundidad del surco y la forma del arado en los esfuerzos sobre el punto alto de la suspensión en tres puntos en el elevador regulador, siendo la velocidad de marcha invariablemente de 5,5—6 km/hora.

Se comparan a continuación los tres sistemas hidráulicos ensayados con respecto a la resistencia a la tracción, así como con otros sistemas de uso corriente en Alemania y con otros que ahora se están desarrollando, haciéndose resaltar las ventajas que cada sistema ofrece a la agricultura práctica. El autor opina que el propósito principal que debe perseguirse es el de conseguir una hidráulica que regule la profundidad de arado, asegurando una profundidad de surco uniforme.

Hans Helmut Coenberg:

Aktuelle Zapfwellenprobleme

Institut für Schlepperforschung, Braunschweig-Völkenrode

Es wird heute zunehmend erforderlich, vielerlei landwirtschaftliche Arbeitsgeräte und Maschinen oder Wagen vom Schlepper aus über die Zapfwelle anzutreiben. Die verschiedenartigen technologischen Auswirkungen derartiger Leistungsübertragungen hatten aber zur Folge, daß die Antriebserfordernisse und -möglichkeiten von jedem Beteiligten aus einem anderen Sichtwinkel heraus beurteilt und diskutiert wurden. Das hat leider auch zu Argumentationen geführt, die sachlich kaum haltbar sind.

Es empfiehlt sich stattdessen, streng zwischen den landtechnischen Anforderungen an den Geräte- oder Maschinenbetrieb und den technischen Möglichkeiten zu ihrer Erfüllung zu unterscheiden. Diese getrennten Komplexe sind außerdem noch, wie es in folgendem versucht wird, in Einzelfragen zu unterteilen.

1. Die Zapfwellen-Antriebsarten und ihre Bezeichnungen

Landwirtschaftliche Geräte oder Maschinen benötigen, von gewissen Ausnahmen abgesehen, eine möglichst konstante Antriebsdrehzahl. Meistens ist dabei erwünscht, mit bereits auf volle Betriebsdrehzahl gebrachtem Gerät anfahren und auch vorübergehend anhalten zu können. Diesen Anforderungen sollen die konstruktiv zum Teil sehr verschiedenen Bauarten der Motorzapfwelle gerecht werden.

Daneben gibt es als einfachste Antriebsart die Getriebezapfwelle. Diese liefert zwar auch eine konstante Antriebsdrehzahl, läuft aber erst beim Anfahren des Schleppers an und bleibt beim Auskuppeln wieder stehen.

Schließlich kann auch ein wegababhängiger Antrieb, zum Beispiel für Drillmaschinen oder Triebachswagen heutiger Konstruktion, gefordert werden. Mit Ausnahme des letzteren werden dabei aber nur geringfügige Leistungen benötigt, die man ohne weiteres von einem Laufrad abnehmen könnte. Auf die Leistungsübertragung zu Triebachsanhängern heutiger Konstruktion ist dagegen die Wegzapfwelle abgestellt.

Die vorstehend verwendeten Bezeichnungen [1] für die Zapfwellen-Antriebsarten entsprechen dem Normvorschlag für die Begriffsbestimmungen. Sie haben zweifellos den Vorteil, kurz die Antriebsarten der Zapfwelle anzugeben und prägnant zu sein, so daß die

bei anderen Formulierungen leicht möglichen Verwechslungen ausgeschlossen sind. Sie heben sich damit klar und scharf umrissen von dem geradezu verwirrenden Wust früherer und anderer Bezeichnungen ab. Der Normvorschlag wurde nach seinem Bekanntwerden aber zum Teil auch recht zerpfückt; kürzere und prägnantere Ausdrücke konnte man ihm jedoch nicht gegenüberstellen, wie auch die Zusammenfassung und Diskussion von KRUPP [2] darlegte.

Eine ähnliche Prägnanz zeichnet übrigens den Begriff „Moped“ aus, der als Phantasiewort durch ein Preisausschreiben entstanden ist und dank eifriger Publikation sehr schnell sämtliche anderen Bezeichnungen zu verdrängen vermochte, obgleich er sachlich fast nichts Konkretes aussagt. Langatmige Bezeichnungen mögen noch so richtig sein; sie werden sich aber nicht durchsetzen können. Deshalb sind die Bezeichnungen des Normvorschlages bislang am zweckmäßigsten.

2. Konstruktive Lösungen des Zapfwellenantriebs

Die Verzweigung der Motorleistung auf den Fahrtrieb und die Zapfwelle läßt sich konstruktiv auch für die einzelnen Antriebsarten noch recht verschieden ausführen, wie Bild 1 mit zwei speziellen Lösungen für die Motorzapfwelle zeigt. Die zu a) skizzierte Bauart mit Doppelkupplung kommt dabei durch die angewendete Folgeschaltung der Betätigung mit einem Pedal aus. Die zu b) gezeigte Ausführung mit Haupt- und Fahrkupplung gestattet dagegen die Anordnung getrennter Betätigungen. (Beim Fahren mit der Hauptkupplung allein entspricht die Antriebsart derjenigen der Getriebezapfwelle.)

Es dürfte ratsam sein, die Hauptkupplung in üblicher Weise mittels Pedal und die Fahrkupplung durch einen Handhebel zu betätigen. Die vereinzelt ausgeführte Anordnung zweier Kupplungspedale nebeneinander ist ungünstiger, weil es dann nicht möglich ist, nach dem Ausrücken einer Kupplung unverzüglich auch die andere zu lösen. Das kann aber erforderlich sein, um Getriebeverspannungen zwischen Fahrtrieb und Maschine mit der Fahrkupplung aufheben oder nach dem Anhalten auch das Gerät stillsetzen zu können. Die bei amerikanischen Schleppern

vorzufindende Anordnung völlig getrennter Kupplungen und Betätigungen ist ebenso ungünstig, weil der Fahrer bei Gefahr gleichzeitig zwei Kupplungen betätigen müßte.

Aus entsprechenden Überlegungen und Beobachtungen ergab sich, daß die zu b) gezeigte Anordnung einer Hauptkupplung mit Pedalbetätigung und Fahrkupplung mit Handhebel die arbeits-technisch günstigste Lösung sein dürfte. Sie ist zwar etwas aufwendiger als die Ausstattung mit Doppelkupplung und hat auch mehr Raumbedarf, gestattet aber selbst in unangenehmen Lagen ein folgerichtiges Anfahren eines Schleppers zusammen mit einem Triebachswagen.

Die konstruktiv möglichen einfachen Lösungen der Getriebezapfwelle sind bekannt [1]. Für den Konstrukteur wird es aber immer schwieriger, innerhalb der zulässigen Abweichung von der Normdrehzahl zu bleiben, weil die Tendenz zu höheren Motordrehzahlen und leichteren Getrieben dazu führt, daß man die Vorgelegewelle des Schaltgetriebes gern mit höherer Drehzahl als

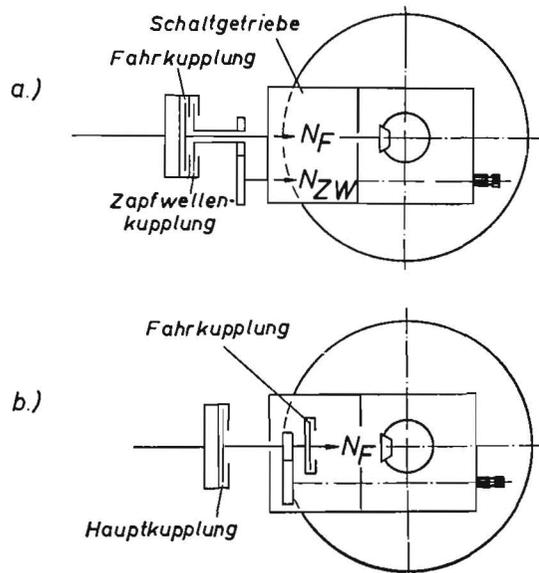


Bild 1: Zwei konstruktive Lösungen für die Motorzapfwelle
a) mit Doppelkupplung
b) mit Haupt- und Fahrkupplung

bisher laufen lassen möchte. Dadurch würde aber zumindest ein zusätzliches Zahnradpaar erforderlich. Ähnliche Überlegungen zur Drehzahlanpassung könnten unter Umständen aber auch die Ausführung der Motorzapfwelle mit Fahrkupplung erschweren oder verteuern.

Die Wegzapfwelle und ihre konstruktiven Probleme werden noch gesondert behandelt.

3. Zapfwelldrehzahl, -leistung und -profil

Drehzahl, Drehrichtung und Keilwellenprofil des Zapfwellenendes wurden durch DIN 9611 genormt. Mit Ausnahme der Drehzahl-toleranz und des „schweren“ deutschen Keilwellenprofils (Form B für Schlepper über etwa 35 PS) entspricht DIN 9611 der internationalen Normung. — Diese Daten sind übrigens bereits 36 Jahre alt.

Die Übertragung von angenommenen 35 PS Motorleistung bei 540 U/min ergibt rechnerisch ein Drehmoment von 46,5 mkg. Drehmomentenspitzen von etwa 200 mkg und mehr sind möglich. Je nach Gelenkwellenkonstruktion und -anordnung können auch hohe Längs- und Querkkräfte am Zapfwellenende auftreten. Außerdem kommt hinzu, daß die Zapfwelldrehzahl bei vielen Geräten und Maschinen auf eine höhere Drehzahl der Arbeitsorgane übersetzt werden muß.

Diese Gründe und die in den USA in den letzten Jahren immer stärker werdende Tendenz zu größerem Leistungsbedarf von Arbeitsmaschinen und auch höheren Motorleistungen haben dort im vergangenen Jahr zur Verkündung eines neuen Normvorschlages geführt, die eine Zapfwelldrehzahl von 1000 U/min in Verbindung mit einem neuen Evolventen-Keilprofil vorsieht [3].

Aus der technischen Sicht stellt die neue amerikanische Norm einen wesentlichen Fortschritt dar. 1000 U/min sind fast eine Verdoppelung der derzeitigen Drehzahl, bedingen aber noch keine allzu hohen Ansprüche an Präzision und Sorgfalt bei der Anordnung und Ausführung des Gelenkwellenstrangs, der Ausbildung von Zwischengetrieben und Wellenleitungen an der Maschine und dergleichen mehr. Die Drehzahlherabsetzung für manche Geräte und Maschinen bis auf 50 oder 60 U/min herab ist auch noch, wie bisher, in zwei Zahnrad- oder Keilriemenstufen möglich. Konnte man mit dem derzeitigen Keilwellenprofil von $1\frac{3}{8}'' = \text{rund } 35 \text{ mm}$ Außendurchmesser maximal etwa 35 PS übertragen, so läßt sich diese Leistung durch die höhere Drehzahl und das neue Evolventenkeilprofil gleichen Durchmessers bei zweckmäßiger Anordnung und Auswahl der Gelenkwelle verdreifachen. Dabei ist auch zu berücksichtigen, daß die Normdrehzahl von 540 U/min ursprünglich zu einer Motordrehzahl von etwa 1500 U/min gehörte. Bei gleichem Übersetzungsverhältnis wäre einer Zapfwelldrehzahl von 1000 U/min eine Motordrehzahl von 2780 U/min zuzuordnen. Heute sind aber schon Motordrehzahlen von 2300 U je min und mehr auch bei Ackerschleppern als durchaus üblich anzusehen. Damit ist aber die neue amerikanische Norm so abgestimmt worden, daß sie heutigen und auch künftigen Erfordernissen in gleicher Weise Rechnung trägt.

Aus inzwischen veröffentlichten Kommentaren und Diskussionen zu dieser neuen Norm war ersichtlich, daß man überall die Vorteile anerkennt, jedoch große Schwierigkeiten für die Übergangszeit befürchtet. Diese würden aber zu jedem Zeitpunkt bestehen; sie wären um so schwerwiegender, je schneller und unvermeidbarer man sich umstellen müßte. Die in den USA auf 80 bis 100 PS anwachsenden Motorleistungen zwingen aber bereits dazu, dort bei Schleppern und Landmaschinen rasch auf die neue Norm überzugehen. Dabei können bis zur völligen Umstellung Zwischengetriebe zur Änderung der Drehzahl am Schlepper beziehungsweise an der Maschine erforderlich sein. Derartige Lösungen werden aber auch heute schon als durchaus zumutbar bei Schleppern angesehen, deren Drehzahl die derzeitige Norm von 540 U je min zum Teil erheblich überschreitet.

Die einzigen bedenklichen Äußerungen zu der neuen amerikanischen Norm kamen aus England; sie richteten sich ausschließlich gegen die Abweichung von der heutigen Normdrehzahl [4]. Dabei wird auf die teilweise recht unangenehmen Erfahrungen verwiesen, die mit den Zapfwelldrehzahlen verschiedener Hersteller zwischen 600 und 850 U/min gemacht worden sind. Diese Bedenken bestehen durchaus zu Recht, weil der unerfahrene Schlepperfahrer oder Landwirt es dem Zapfwellenstummel des betreffenden Schleppers nicht ansehen kann, welche Drehzahl er ausführt, solange sein Profil gleich ist. Bei der neuen amerikanischen Norm ist aber ein völlig anderes Profil vorhanden, das auch jedem Laien sofort auffallen muß. Der Antrieb von Geräten oder Maschinen mit unzulässig hoher Drehzahl ist dadurch praktisch ausgeschlossen. Falls jemand in sträflichem Leichtsinne trotzdem versuchte, eine Gelenkwellenverbindung herzustellen, könnte er das nicht ohne handwerkliche Hilfe, die ihm aber gewiß versagt wird. Damit sind aber die von englischer Seite geäußerten Bedenken gegen die neue amerikanische Norm praktisch gegenstandslos.

Von seiten der Landwirtschaft wurden andererseits vereinzelt Bedenken gegen die Drehzahlerhöhung wegen erhöhter Unfallgefahr bekannt. Diesen ist aber entgegenzuhalten, daß fehlerhafte und ungeschützte Gelenkwellenanordnungen auch heute schon Unfälle verursachen können. Die konstruktiv richtige Anordnung der Gelenkwellenübertragung hat sich aber bereits so weit einführen können, daß künftig auch die höhere Drehzahl keine ernsthaften Schwierigkeiten mehr verursachen kann. Vielleicht ist es aber zur Sicherung dieser richtigen Lage der Gelenkwelle ratsam, die Normung der Lage der Zapfwelle am Schlepper und des entsprechenden Anschlußstückes am Gerät oder an der Maschine zu überprüfen. Man darf in der Landwirtschaft auch nicht vergessen, daß die derzeitige Zapfwellennorm schon aus einer Zeit stammt, zu der an die heutigen vielseitigen Verwendungsmöglichkeiten des Schleppers überhaupt noch nicht zu denken war.

4. Wegzapfwelle und Wegdrehzahl

Die Zweckmäßigkeit der Wegzapfwelle blieb zwar seit ihrer Einführung vor etwa zehn Jahren stets umstritten; man war sich aber

darüber einig, daß sämtliche Schlepper mit dieser Antriebsart eine annähernd gleiche Anzahl von Zapfwellenumdrehungen je m Fahrstrecke (schlupflos) ausführen müßten. Ein erster Normvorschlag sah 540 U/min bei etwa 3,3 km/h Fahrgeschwindigkeit vor, die einer Wegdrehzahl von etwa 10 U/m Weg entsprechen.

Untersucht man die möglichen Bemessungsgründe für diese Wegdrehzahl näher, so ergibt sich:

Eine Wegzapfwelle hat nur Sinn, wenn sie die Triebachskonstruktion wesentlich vereinfacht. Man sollte also mit zwei Übersetzungsstufen in der Triebachse auskommen können. Heutige Triebachsanordnungen benötigen bei einer Wegdrehzahl der Zapfwelle von 10 U/m Übersetzungen zwischen etwa 25 und 32:1. Diese lassen sich in zwei Stufen mühelos verwirklichen; wesentlich größere jedoch nicht mehr. Auch der Aufwand im Schleppertriebwerk muß erträglich bleiben. Dazu darf die Wegdrehzahl aber nicht höher sein als die entsprechende beim Fahren mit Motor- oder Getriebezapfwelle im ersten (oder zweiten) Gang üblicher Schleppertriebwerke. Bei den interessierenden Schlepperleistungen liegt dessen Geschwindigkeit aber meist zwischen 2,6 und 3,6 km/h, entspricht also Wegdrehzahlen zwischen etwa 9 und 12,5 U/m Weg. Hinsichtlich der Gelenkwellenbelastung und -drehzahl ist ebenfalls ein Kompromiß zu schließen. Die heutigen Bauarten von Gelenkwellen für landwirtschaftliche Zwecke vertragen bei nicht mehr als etwa $\frac{3}{4}$ m Gelenkabstand bis zu etwa 1200 U/min ohne Beeinträchtigung der Betriebssicherheit. Daraus ergibt sich, daß man bei 10 U/m diese Drehzahl bei etwa 7,3 km/h (schlupflos) erreichen würde. Zur Sicherung und Erhöhung der Transportleistungen im Hügelland oder Gebirge ist es aber wünschenswert, auch bei dieser Geschwindigkeit noch mit eingeschalteter Triebachse fahren zu können. Aus diesem Grunde werden also auch mehr als 10 U/m Weg zunehmend ungünstig. Andererseits können bei zu geringen Wegdrehzahlen die Drehmomente und Längskräfte in der Gelenkwelle sehr hoch werden. Nach Untersuchungen eines Herstellers von Gelenkwellen für landwirtschaftliche Zwecke würden dadurch aber erst Wegdrehzahlen von weniger als 5 bis 7 U/m Weg ungünstig und schwierig [5]. Die Gelenkwellenbelastung hängt aber auch wesentlich von dem konstruktiv vorgegebenen „Nacheilen“ der Triebachse (auch „Nachlauf“ beziehungsweise „Schleppervorschluß“ genannt) ab. Nach Untersuchungen der Fahrmechanik von Schlepper und Triebachsanhänger sollte man das „Nacheilen“ der Triebachse aber unbedingt größer als 6 bis 8% halten. Ein (sperrbarer) Freilauf der Triebachse bleibt auf jeden Fall erforderlich, so daß auch ein größerer Schlupf des Schleppers, bevor die Triebachse sich einschaltet, noch keinerlei Schwierigkeiten verursachen kann. Zu geringes Nacheilen oder sogar Gleichlauf können in Kurven dagegen gefährlich werden.

Aus diesen Gründen ist die Wegzapfwelle aber nur in Verbindung mit einer genormten und auch eingehaltenen Wegdrehzahl von etwa 10 U/m sinnvoll. Triebachsanhänger für diese Wegdrehzahl könnten auch von Schleppern mit Getriebezapfwelle (oder Motorzapfwelle mit Hauptkupplung) betrieben werden, wenn ein Gang zwischen etwa 3 und 3,8 km/h vorhanden ist.

5. Brauchen wir künftig noch die Wegzapfwelle ?

Damit erhebt sich aber die Frage, ob die an die heutigen Triebachskonstruktionen geknüpften Erwartungen nicht übertrieben waren. Der gleichzeitige Antrieb von Triebachse und Erntemaschine mittels Getriebezapfwelle macht eine Abstimmung der Triebachs-Übersetzung an die Arbeitsgeschwindigkeit der Maschine erforderlich. Der Antrieb mit Motorzapfwelle wäre unmöglich. Solche Schwierigkeiten sucht man heute in vielen Fällen durch Überkopfbunker zu umgehen. Die daneben denkbare Anordnung von zwei Zapfwellenstummeln und zwei Gelenkwellensträngen wird im allgemeinen abgelehnt; aber auch sie würde noch kein einwandfreies Fahrverhalten im zerfahrenen Vorgewende sichern. Das könnte erst durch ein stufenloses Getriebe in der Übertragung zur Triebachse erzielt werden, das automatisch, zum Beispiel durch die Deichselkräfte, geregelt wird.

Umgekehrt wäre es dagegen denkbar, bei einem Schlepper mit stufenlosem Getriebe die Triebachse des Anhängers über die Motorzapfwelle (mit Hauptkupplung) anzutreiben und die Fahrgeschwindigkeit des Schleppers stets so zu regeln, daß die Triebachse des Anhängers eben noch nicht schiebt. Diese Regelung des Schlep-

peretriebes ließe sich auch in Abhängigkeit von der Deichselkraft automatisch steuern. Dadurch würde man zwar schon mit heutigen Triebachskonstruktionen ein günstiges Fahrverhalten erhalten, jedoch verzichtet man auf die mit Wegzapfwelle mögliche Steigerung der Fahr- und Transportleistung. Damit ergeben sich auch wieder Einschränkungen durch die heutige Triebachskonstruktion.

Diese Überlegungen führen aber zu der zunächst sehr extrem klingenden Forderung nach einem Triebachsantrieb, der von allen Bindungen an die Wegzapfwelle beziehungsweise Motor- oder Getriebezapfwelle mit einem bestimmten Gang unabhängig ist.

Ein solcher Antrieb ließe sich aber durch das erwähnte, durch die Deichselkraft geregelte stufenlose Getriebe in der Übertragung zur Triebachse erzielen. Er könnte durch eine zusätzliche Reibkupplung auch so ausgebildet werden, daß er sogar beim Antrieb mittels Motorzapfwelle vorübergehendes Anhalten bei laufender Zapfwelle gestattet. Man wird aber eine längere Entwicklungszeit benötigen, bis solche Anordnungen betriebssicher und auch wirtschaftlich vertretbar sind.

Aus dieser grundsätzlichen und fahrmechanischen Sicht erweisen sich somit die heutigen Triebachskonstruktionen noch als Behelfslösungen. Stattdessen wäre es ratsam, den fahrmechanisch richtigeren Weg der sich automatisch in Abhängigkeit von der Deichselkraft regelnden Triebachse gründlich und unter Heranziehung aller heute verfügbaren technischen Mittel zu untersuchen, um ihn kennenzulernen und festzustellen, ob er sich in absehbarer Zeit wirtschaftlich realisieren läßt.

Sollte sich dieser Weg als gangbar erweisen, wäre aber die Wegzapfwelle überflüssig!

Andererseits würde bei der hydrostatischen Leistungsübertragung, deren Anwendung für Schlepper und Landmaschinen aussichtsreich ist, der Antrieb der Triebachse eines Anhängers in fahrmechanischer Hinsicht keinerlei Schwierigkeiten bereiten.

Es sollte das Ziel der Entwicklung von Triebachsen für Anhänger und künftig auch Landmaschinen sein, die Feldarbeiten und -transporte zu sichern. Diese Bedeutung der Triebachse ist aus ihrer bisherigen Verbreitung in der Landwirtschaft aber noch nicht ersichtlich, weil ihrer Einführung die fahrmechanischen Mängel, Anpassungsschwierigkeiten und Verwendungseinschränkungen im Verhältnis zu ihren Kosten gegenüberstanden. Trotzdem ist der Triebachsanhänger für viele Betriebe schon zum unentbehrlichen Hilfsmittel geworden. Es spricht aber auch sonst vieles dafür, daß die angedeutete, weiterentwickelte Form der „automatischen“ Triebachse eine wesentlich größere und ihrer Bedeutung entsprechende Verbreitung finden könnte.

Zusammenfassung

Man sollte heute nach der Funktion drei Zapfwellenantriebsarten unterscheiden, wie es auch durch die Bezeichnungen des Normvorschlages für die Begriffsbestimmungen vorgesehen wurde. Aus der Erörterung einiger der vielen möglichen konstruktiven Lösungen für die Motorzapfwelle sind ihre Vor- und Nachteile ersichtlich. Die neue amerikanische Zapfwellennorm verbindet eine Drehzahl von 1000 U/min mit einem Evolventen-Keilprofil, das eine höhere Gestaltfestigkeit hat und irrtümliches Anschließen von Geräten für die Normdrehzahl von 540 U/min ausschließt. Diese zweifellos geschickte Kombination kann für uns wie auch international Bedeutung erlangen.

Aus konstruktiven sowie fahrmechanischen Überlegungen ergibt sich, daß eine Wegdrehzahl der Zapfwelle mit etwa 10 U/m Weg endgültig genormt werden sollte. Wesentlich höhere oder kleinere Wegdrehzahlen werden zunehmend ungünstig.

Die heutigen Triebachskonstruktionen können in ihrem Fahrverhalten nicht befriedigen. Aus der Sicht der Fahrmechanik wäre stattdessen eine durch Deichselkraft geregelte Übertragung mit stufenlosem Getriebe erwünscht. Sollte sie sich als wirtschaftlich vertretbar erweisen, wäre aber die Wegzapfwelle überflüssig.

Die vorstehende Besprechung einiger Zapfwellenprobleme konnte weder vollständig noch endgültig sein. Sie soll vielmehr zu einer sachlichen und damit fruchtbaren Diskussion anregen.

Schrifttum

- [1] COENENBERG, H. H.: Die Triebwerke der Ackerschlepper, V. Technik und Landwirtschaft, 8 (1956), Heft 4, S. 77
- SEIBOLD, H.: Drei verschiedene Zapfwellen. Landtechnik 11 (1957), S. 263 bis 265
- [2] KRUPP, G.: Begriffsragout zum Thema Zapfwelle — muß das sein? (mit Schrifttum). Deutsche Agrartechnik 8 (1958), Heft 12, S. 570
- [3] STAUFFER, O.: Neue Zapfwellen-Norm in den USA. Landtechnische Forschung 8 (1958), Heft 3, S. 81—84
- [4] Tractor power take-off speeds. Farm Mechanization Vol. X, N. 113 (1958), Seite 413
- [5] SCHRÖTER, K.: Die Kraftübertragung zum Tricbachsanhänger. Landtechnik 13 (1958), Heft 3, S. 57—62

Résumé

Hans Helmut Coenenberg: "Some Important Problems in the Design of Power Take-off Shafts."

Present-day power take-off systems should be divided into three classes. This has already been taken into consideration when formulating suggestions for the standardisation of nomenclature. Analysis of the many possible solutions to the problem of take-off shaft design reveals their advantages and disadvantages.

The new American standards for power take-off shafts combine a speed of 1,000 r. p. m. with an involute spline profile, which has a higher form stability and also prevents accidental connection to machinery whose running speed is only 540 r. p. m. This very neat combination can yet prove to be of the utmost importance and value, not only to us, but to the rest of the world.

Consideration of design and running requirements leads to the conclusion that the speed over the ground of the power take-off shaft should be finally standardised at about 10 r. p. m. per metre of linear advance over the ground. Any great increases or decreases in this speed are disadvantageous.

Present-day designs of driving axles are generally not satisfactory from the point of view of their riding qualities. Viewed dynamically, an infinitely variable transmission controlled by centre pole pressure is to be desired. If this suggestion were found to be of economic value the present type of power take-off shaft would prove to be superfluous.

The above discussion of some problems in the design of power take-off shafts is neither complete nor final. It should rather be regarded as an incentive to still further realistic and fruitful discussions.

Hans Helmut Coenenberg: Problèmes actuels posés par les prises de force.

On distingue aujourd'hui trois types de prises de force suivant leur fonctionnement. Cette classification correspond d'ailleurs au projet de normalisation définissant les désignations. La discussion de quelques-unes des nombreuses solutions constructives possibles de prises de force permet de montrer leurs avantages et leurs inconvénients réciproques.

La nouvelle norme américaine de prise de force prévoit la réunion d'un nombre de tours de 1000 t/min. avec un profil à denture à développante

qui confère une stabilité de forme très grande et exclue le risque d'accoupler, par mégarde, des outils exigeant un nombre de tours de 540 t/min. Cette combinaison est sans doute très heureuse et peut obtenir une signification nationale et internationale très grande.

Pour des raisons constructives et de mécanique de marche, il semble nécessaire de normaliser définitivement le rapport de 10 tours de prise de force/m d'avancement. Les désavantages augmentent d'autant plus que le rapport nombre de tours/m d'avancement s'écarte de cette valeur.

Les propriétés de marche des constructions actuelles d'essieux moteurs ne peuvent satisfaire. Une amélioration de la mécanique de marche peut être obtenue par l'incorporation d'un variateur de vitesse dans la transmission réglé par les efforts transmis par le timon. Dans le cas qu'une telle solution puisse être obtenue à un prix acceptable, une prise de force solidaire de l'avancement devient superflue.

Le présent exposé sur les quelques problèmes posés par les prises de force ne peut être ni complet ni définitif. Il doit seulement inviter à une discussion objective et, par conséquent, fructueuse sur ce problème.

Hans Helmut Coenenberg: «Problemas de actualidad que ofrecen los ejes de toma de fuerza.»

Convenría hoy distinguir entre tres formas de impulsión por eje de toma de fuerza, según la función, tal como se había previsto ya en la proposición para la determinación de los conceptos de norma. Un examen de algunas de las soluciones constructivas del eje de toma de fuerza posibles demostrará sus ventajas y sus inconvenientes.

La nueva norma U. S.-americana relaciona un número de 1000 r. p. m. con un perfil cuneiforme de evolventes que ofrece una configuración más precisa, evitándose así el acoplamiento erróneo de aparatos contruidos para un número de revoluciones normal de 540 r. p. m. Esta combinación ingeniosa puede sin duda llegar a tener importancia para nosotros y en general importancia internacional.

Por motivos lo mismo constructivos como también mecánicos de rodadura resulta necesario establecer como norma definitiva para el número de revoluciones del eje de toma de fuerza con relación a la rodadura, p. e. de 10 revoluciones por un metro de recorrido. Un número de revoluciones/recorrido más o menos elevado resulta desfavorable, aumentando los inconvenientes, cuanto más se separe el número de revoluciones del valor citado.

El comportamiento de rodadura de las construcciones actuales desde los ejes de propulsión no es satisfactorio. Desde el punto de vista de la mecánica de rodadura convenría más una transmisión regulada por la barra de tracción con engranaje sin escalonamiento. Si esta construcción resultase racional, el eje de toma de fuerza con número de revoluciones basado en el recorrido llegaría a ser superfluo.

El presente examen de algunos de los problemas que nos pone el eje de toma de fuerza, no puede ser ni completo ni definitivo, siendo su objeto sino el de abrir una discusión objetiva y por lo tanto fructífera.

Clemens Heller:

Sichtbare Verluste in der Zuckerrübenenernte

Institut für Landtechnik, Bonn

Mit dem Übergang zu mechanischen Verfahren in der Zuckerrübenenernte werden der Erntemaschine alle Funktionen übertragen, die bisher von Hand durchgeführt wurden. Im Verlauf der Entwicklung haben sich aus der Vielzahl der möglichen Ernteverfahren diejenigen herauskristallisiert, die aus arbeitswirtschaftlichen und arbeitstechnischen Gründen als besonders zweckmäßig anzusehen sind. Es sind dies die Verfahren, die gleichzeitig köpfen und die Rüben in einem großen Bunker auf der gesamten Schlaglänge sammeln [2 und 6]. Der Bunker selbst wird am Vorgewende entweder in einen Standwagen umgeladen oder aber in einer Feldrandmiete entleert. Selbstverständlich umfaßt dieses sogenannte Bunkerverfahren eine ganze Gruppe von Verfahren, die sich dadurch unterscheiden, daß Schlepper, Köpfer, Roder und Rübensammelbunker verschieden einander zugeordnet sind. In allen Fällen muß man in der Lage sein, bei der Entleerung des Bunkers einen Standwagen voll von einer Seite zu beladen, ohne daß ein Mann von der Maschine oder vom Schlepper absteigen muß. Ferner ist an eine Erntemaschine, die eine so weitgehende

Mechanisierung aller Arbeiten ermöglicht, die Forderung zu stellen, daß sie einen Schlag vollkommen mechanisch abernten kann, also auch in der Lage ist, die Durchbrüche zu köpfen und zu roden. Bei kleinen Parzellen kann das Köpfen und Roden der Durchbrüche von Hand oder mit Gespanngeräten mehr Arbeit kosten als das maschinelle Abernten der restlichen Parzelle. Bei größeren Schlägen macht man häufig mehrere Durchbrüche, damit die Erntemaschine auf dem Vorgewende nicht zu lange Wendezeiten hat und zu hohen Tagesleistungen kommt.

Ein Arbeitsverfahren sollte aber nicht allein nach arbeitstechnischen und arbeitswirtschaftlichen Gesichtspunkten beurteilt werden; auch die Höhe der auftretenden Verluste ist von großer Wichtigkeit. Gerade auf der Stufe der Hochmechanisierung, die ja doch erhebliche Maschinenkosten erfordert, sollte die Vermeidung von Verlusten oberstes Gebot sein. In der Zuckerrübenenernte hat man nach unsichtbaren Verlusten und nach sichtbaren Verlusten zu unterscheiden. Über den Umfang der unsichtbaren Verluste, die durch die Veratmung von Zucker ent-