

Die Entwicklung der Triebachse für landwirtschaftliche Anhänger [1], ihre industrielle Fertigung und Erprobung unter verschiedensten Einsatzbedingungen [2—8], sowie Überlegungen zu den Einsatzmöglichkeiten und der Besserung des Fahrverhaltens [2; 3; 9; 10] können in diesem Zusammenhang als bekannt vorausgesetzt werden. Hinsichtlich der konstruktiven Weiterentwicklung, der Wirtschaftlichkeit und des allgemeinen Gebrauchswertes divergieren die Auffassungen recht weitgehend, wobei jedoch manche Unklarheiten auf unzureichender Kenntnis der fahrmechanischen Grundlagen zu beruhen scheinen. Deshalb soll hier versucht werden, in Anlehnung an ein Referat bei der 15. Tagung der Landmaschinen-Konstrukteure [11], die wesentlichen fahrmechanischen Grundlagen zu umreißen.

Das Laufverhalten eines Zuges mit Mehrachs Antrieb

Die Kombination eines Ackerschleppers mit der Triebachse eines Anhängers oder auch einer Erntemaschine ergibt einen Sechszug mit Vierrad-Antrieb. Weitere nicht angetriebene Achsen würden an dem Zusammenwirken der angetriebenen nichts ändern. Der Antrieb mehrerer Achsen, vor allem einer hochbelasteten Anhängerachse, soll bekanntlich unter schwierigen Boden- und Geländeverhältnissen eine ausreichende Kraftübertragung sicherstellen.

Auf die dabei vorliegenden schwierigen Zusammenhänge zwischen Radlast, Umfangskraft und Schlupf getriebener, beziehungsweise Rollwiderstand nicht angetriebener Räder [12] kann hier nicht näher eingegangen werden. Es sei lediglich unterstellt, das Verhältnis von Triebkraft und Schlupf sei an allen getriebenen Rädern annähernd gleich, zumindest hinreichend ähnlich.

Der aus Schlepper und zum Beispiel Triebachsanhänger bestehende Zug muß ebenso wie beispielsweise ein Lastzug auf Straßen ein stabiles Laufverhalten haben. Er darf nie durch seine Antriebsmerkmale aus der vom Fahrer gewünschten Richtung gedrängt werden. Ungeschicktes oder falsches Schalten oder Reagieren des Fahrers darf ebenfalls keine Gefährdung der Fahrsicherheit bewirken.

Dieser stabile Lauf ist aber nur dann gegeben, wenn bei allen Fahrzuständen eine kleine, aber möglichst gleichmäßige Zugkraft zwischen Schlepper und Anhänger besteht. Eine Druckkraft zwischen beiden kann dagegen zur Instabilität führen, weil der Anhänger dann versucht, den Schlepper quer zu treiben. Dann nimmt aber bei der üblichen Übertragungsanordnung und Lenkkinematik das „Schieben“ des Anhängers mit dem „Abknicken“ (Lenkwinkel zwischen Schlepper und Anhänger) progressiv zu.

In der Praxis hat sich zwar ein leichtes Schieben des Anhängers bei Kurvenfahrt im allgemeinen noch als ungefährlich erwiesen; dieser Zustand kann sich bei falschem Reagieren des Fahrers unter ungünstigen Bedingungen aber schnell bis zum Umstürzen des Schleppers steigern.

Dieses Laufverhalten wird am Beispiel von zwei voreinander gespannten Schleppern besonders deutlich:

Solange beide Schlepper bei passend und fest eingestellter Motordrehzahl etwa gleiche Vortriebskräfte ausüben, macht das Fahren geradeaus oder in leichten Kurven keine Schwierigkeiten. Zum Vermeiden eines „Schlängelkurses“ ist es jedoch ratsam, die Umfangsgeschwindigkeit der Triebräder des hinteren Schleppers etwas geringer als die des vorderen zu halten, damit er ihn nicht schon bei kleinen Unebenheiten oder leichten Kurven zu schieben beginnt. Trotzdem drückt beim Einlenken in eine etwas stärkere Kurve plötzlich der hintere Schlepper den vorderen quer, weil der von ihm zurückzulegende Weg kürzer als der des vorderen wird. Daher muß beim Einlenken in die Kurve die Motordrehzahl und damit die Geschwindigkeit des hinteren Schleppers in geeigneter Weise verringert werden. Zu starkes Drosseln hätte jedoch zur Folge, daß der hintere den vorderen Schlepper abbremst, die Kurvenfahrt behindert, also Zugleistung und Lenksicherheit beeinträchtigt.

Zwischen Schlepper und Triebachsanhänger sollte ebenfalls stets nur eine geringe „Stabilisierungszugkraft“ vorhanden sein. Im praktischen Fahrbetrieb sind ihr im allgemeinen erhebliche Schwankungen der Längs- und Querkraft sowie der Stützkraft in der Anhängerkupplung überlagert (Bild 1). Zum Erzielen dieser Stabilisierungszugkraft muß bereits bei Geradeausfahrt die Umfangsgeschwindigkeit der Anhängertriebäder — gleichartiges Zugkraft-Schlupf-Verhalten unterstellt — etwas geringer als die der Schleppertriebäder sein. Der etwas größere Schlupf der letzteren zwingt ihnen dann eine meistens etwas höhere als die anteilige Umfangskraft auf, so daß der Vorderachs-Rollwiderstand überwunden und die Stabilisierungszugkraft erhalten werden kann. Die sich ständig verändernden Kraftschlußbedingungen erfordern dabei prinzipiell eine feine laufende Anpassung. Diese muß ferner die Unterschiede der dynamischen Rollhalbmesser ausgleichen, die von der Beladung, ihrer Verteilung sowie vom Luftdruck der Reifen abhängt.

Als grobe Annäherung dieses Verhaltens wird bei den ausgeführten Triebachsstrukturen die Anpassungsübersetzung im allgemeinen so gewählt, daß die Umfangsgeschwindigkeit der Anhänger-Triebäder etwas kleiner als die der Schleppertriebäder bleibt. Das wurde unter anderem als „Schleppervorschluß“ oder

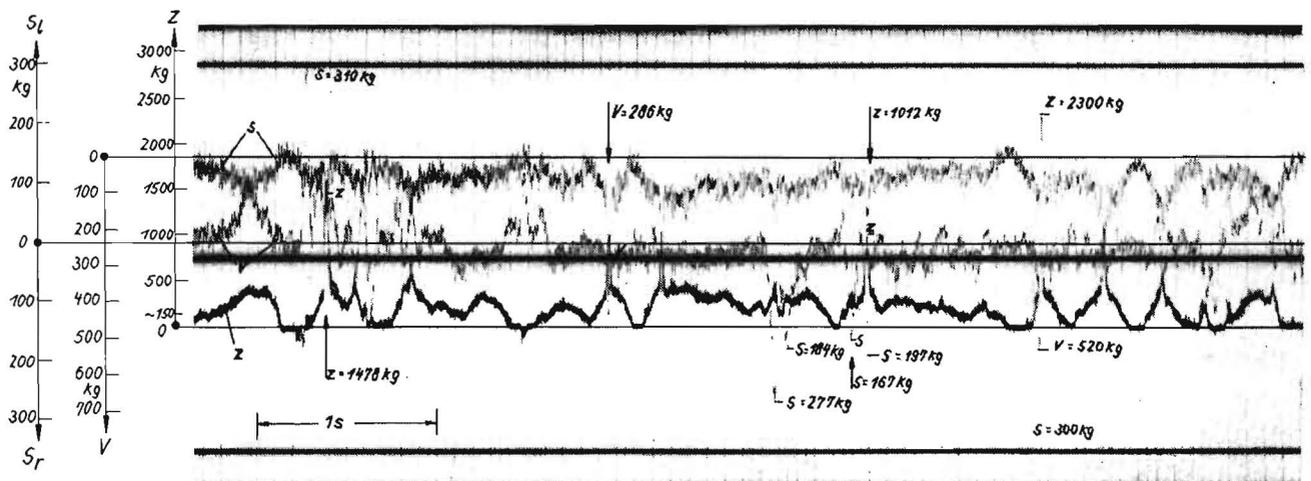


Bild 1: Dechselkraft-Reaktionen in der Anhängerkupplung eines Schleppers beim Fahren auf schlechtem Feldweg mit Vierrad-Ackerwagen (1800 kg Gewicht)
 Z = Zugkraft (in Längsrichtung), V = Vertikale Stützkraft für die rund 10° geneigte Anhängerdechsel
 S = Seitenkraft in der Anhängerkupplung, (S_l nach links, S_r nach rechts)

„Nachlauf“ bezeichnet. Beide Begriffe sind aber wenig glücklich; außerdem ist der Begriff „Nachlauf“ in der Fahrzeugtechnik schon als Radaufhängungsmerkmal genormt und damit vergeben. Hier wird deshalb von einem „Nacheilen“ gesprochen, das sich bei näherer Betrachtung als aus zwei Anteilen bestehend erweist (Bild 2):

a) „Einfaches Nacheilen“ ξ_e zum Erzielen der Stabilisierungszugkraft bei Geradeausfahrt; mit zunehmendem Lenkeinschlag nimmt seine Bedeutung ab — dementsprechend der Ansatz in Bild 2 —.

b) „Kinematisches Nacheilen“ ξ_w zum Ausgleich der Wegunterschiede bei Kurvenfahrt als „Spurkreis-Ausgleich“.

Addition von a) und b) ergibt das „gesamte (erforderliche) Nacheilen“ ξ_{ges} .

Bei den ausgeführten Triebachsen findet man stattdessen nur ein „konstruktives Nacheilen“ ξ_k , das im allgemeinen nur dem auf fester Fahrbahn bei Geradeaus-Fahrt gleich ist, wobei die Umfangsgeschwindigkeits-Differenz in Prozent angegeben wird. Nach Hersteller-Angaben und -Empfehlungen wird dieses konstruktive Nacheilen meistens zwischen 0 und 6% gehalten.

Diese geringen Werte lassen erkennen, daß man sich bisher über die Bedeutung des kinematischen Nacheilens nicht hinreichend klar geworden ist. Es soll deshalb etwas näher analysiert werden: Bei Kurvenfahrt ist ein Lenkeinschlag zwischen Schlepper- und Anhängerlängsachse vorhanden. Dabei läuft im allgemeinen Fall jede Achse in einer eigenen Spur und damit auch mit einer von den anderen unterschiedlichen Geschwindigkeit. Bei üblichen kinematischen Verhältnissen läuft aber die Anhängertriebachse stets auf einem kleineren Kurvenhalbmesser als die Schleppertriebachse. In Bild 2 sind hierzu (schematisch) außer einer relativ kurzen Anhängerdeichsel durchschnittliche Abmessungen gewählt worden. In der gezeichneten Stellung beträgt der Lenkeinschlag 60°. Es werden zum Teil aber 70—80° möglicher Lenkeinschlag gefordert.

Nach den in Bild 3 angegebenen Bezeichnungen ist allgemein das Verhältnis der Kurvenhalbmesser der beiden Triebachsen

$$\frac{r_T}{r_s} = \frac{\cos(\alpha - \beta)}{\cos \beta} \quad (1)$$

Aus der vorstehenden Gleichung ist der Winkel β durch eine Funktion der Strecken b und a zu eliminieren. Durch Auflösen der Winkelfunktionen zu

$$\frac{r_T}{r_s} = \cos \alpha + \sin \alpha \operatorname{tg} \beta \quad (2)$$

und mit $\operatorname{tg} \beta = b/r_s$ wird

$$r_T = r_s = \cos \alpha + b \sin \alpha; \quad (3)$$

andererseits läßt sich

$$\frac{a}{b} = \frac{\sin(\alpha - \beta)}{\sin \beta} = \sin \alpha \operatorname{ctg} \beta - \cos \alpha \text{ nach}$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\sin \alpha}{a/b + \cos \alpha}$$

auflösen. Durch Einführen in Gl. (2) und nach mehrfachem Umformen erhält man so die gesuchte Beziehung

$$\frac{r_T}{r_s} = \frac{\cos \alpha + b/a}{1 + b/a \cos \alpha} \quad (4)$$

Bild 4 gibt hierzu einen Überblick über die Größenordnung des erforderlichen Nacheilens. Dazu wurden über dem Deichseleinschlag α zwischen Schlepper und Anhänger das sich aus dem Kurvenlauf ergebende kinematische Nacheilen ξ_w und das gesamte Nacheilen ξ_{ges} aufgetragen, am rechten Rand außerdem das Geschwindigkeitsverhältnis der Schlepper- zur Anhängertriebachse. Das Verhältnis b/a liegt bei den meisten Ausführungen zwischen 0,05 und 0,2. Unterstellt man den letzteren und kinematisch günstigeren Wert, so muß bei 60° Lenkeinschlag die Triebachse um 37% kinematisch nacheilen, beziehungsweise die Schleppertriebachse rund 60% schneller laufen als die Anhängerachse. Das gesamte Nacheilen muß um weitere 2—4% größer sein, damit auch ein effektives Nacheilen für die Stabilisierungszugkraft vorhanden bleibt. Das wurde in Bild 4 durch die Ordinatenmaßstäbe für ξ_{ges} (vorwärts und rückwärts) berücksichtigt.

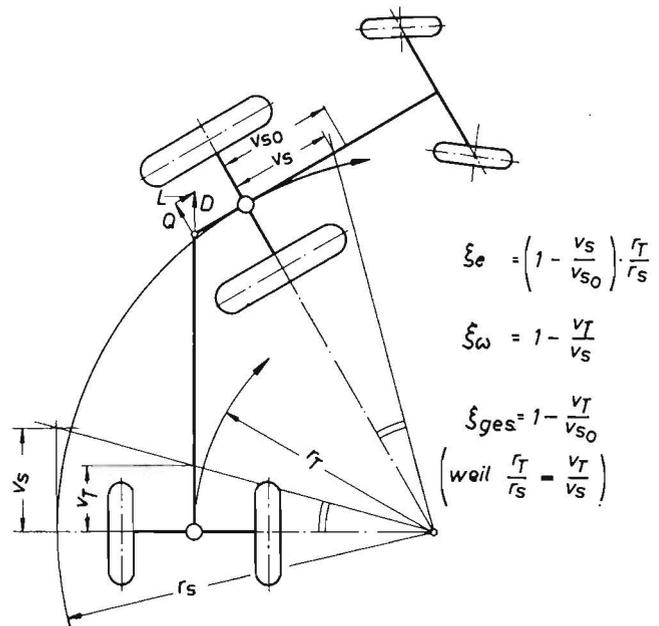
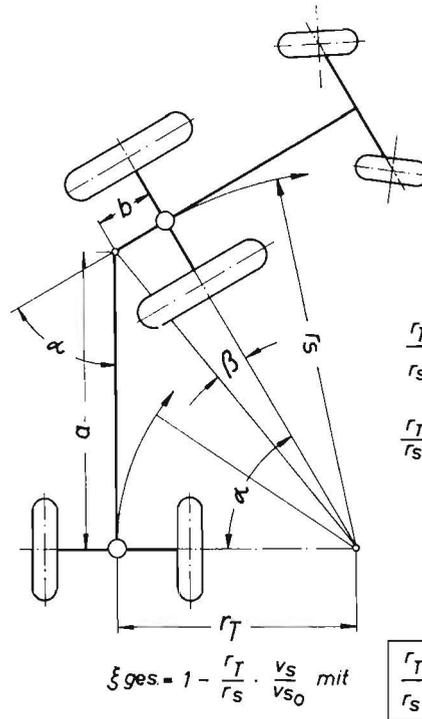


Bild 2: Das Nacheilen der Anhänger-Triebräder bei Kurvenfahrt, ξ_e = „einfaches“, ξ_w = „kinematisches Nacheilen“, (L und Q = Längs- und Querkraften auf den Schlepper bei Schubkraft D des Anhängers)

$$\xi_e = \left(1 - \frac{v_s}{v_{s0}}\right) \cdot \frac{r_T}{r_s}$$

$$\xi_w = 1 - \frac{v_T}{v_s}$$

$$\xi_{ges} = 1 - \frac{v_T}{v_{s0}} \quad \left(\text{weil } \frac{r_T}{r_s} = \frac{v_T}{v_s}\right)$$



$$\frac{r_T}{r_s} = \frac{\cos(\alpha - \beta)}{\cos \beta}$$

$$\frac{r_T}{r_s} \approx \cos \alpha \quad \left\{ \begin{array}{l} \frac{b}{a} < 0,2 \\ \alpha < 30^\circ \end{array} \right.$$

$$\xi_{ges} = 1 - \frac{r_T}{r_s} \cdot \frac{v_s}{v_{s0}} \text{ mit}$$

$$\frac{r_T}{r_s} = \frac{\cos \alpha + \frac{b}{a}}{1 + \frac{b}{a} \cos \alpha}$$

Bild 3: Zur Bestimmung des kinematischen Nacheilens (Erläuterungen im Text)

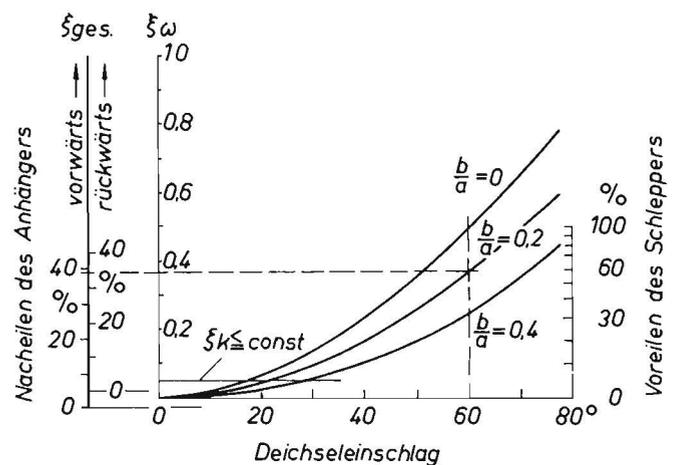


Bild 4: Das erforderliche Nacheilen des Anhängers als Funktion des Deichseleinschlages

Bei einem konstruktiven Nacheilen von etwa 8% (bei den bisherigen Ausführungen nur selten so groß) verbleiben für das kinematische nur etwa 5%. Es ist ersichtlich, daß bei mehr als 20° Lenkeinschlag kein effektives Nacheilen mehr vorhanden ist. Bei größerem Lenkeinschlag schiebt die Triebachse.

Neben dem bisher ausschließlich besprochenen Fahrzustand des „Treibens vorwärts“ bei Geradeaus- und Kurvenfahrt sind als Fahrzustände noch „Bremsen vorwärts“ sowie Rückwärtsfahrt mit Treiben oder Bremsen möglich.

Beim „Bremsen vorwärts“ bleibt, sofern das erforderliche Nacheilen vorhanden ist, die Stabilisierungszugkraft in der Anhängerkupplung bestehen. Treiben oder Bremsen erfordern somit gleiches Nacheilen.

Bei Rückwärtsfahrt läuft dagegen die Anhängertriebachse vor der des Schleppers, müßte bei Geradeausfahrt also „voreilen“. Bei Kurvenfahrt bleibt jedoch das erforderliche kinematische Nacheilen der Anhängertriebachse bestehen. Bei einem Lenkeinschlag zwischen 10° und 20° wird es größer als das erforderliche Voreilen, so daß insgesamt wieder ein „Nacheilen“ der Anhängertriebachse bestehen muß. Dazu ist zu berücksichtigen, daß im allgemeinen nur ganz kurze Strecken rückwärts gefahren wird, wobei außerdem Geradeaus-Fahrt kaum möglich ist. Meist ergibt sich ein „Schlängelkurs“ des Schleppers, der allein schon ein Voreilen der Anhängertriebachse überflüssig macht.

Für das Bremsen bei Rückwärtsfahrt gilt, wie leicht einzusehen ist, daß das Vor- oder Nacheilen dem bei dem Treiben erforderlichen gleich sein sollte.

Die Zapfwellen-Antriebs-Merkmale

Der Antrieb der Zapfwelle des Schleppers kann als Motor-, Getriebe- oder Wegzapfwelle vorhanden sein. Über die besonderen Merkmale der Antriebsarten und die damit zusammenhängenden Probleme wurde bereits gesondert berichtet [13]. Deshalb sei hier die Beschränkung auf einige fahrmechanische Einzelheiten gestattet.

Die Wegzapfwelle kommt dem für heutige Triebachsen wünschenswerten Verhalten am nächsten, weil ihre Drehzahl sowie Drehrichtung stets derjenigen der Schleppertriebäder proportional bleiben. Dazu hat sich erwiesen, daß die Wegdrehzahl (Umdrehung je m Fahrstrecke, schlupfflos) zwischen 7 und 10 U/min am günstigsten ist [13].

Bei Motor- oder Getriebezapfwelle ändert sich dagegen die Wegdrehzahl mit der Schaltgetriebe-Übersetzung. Triebachsen üblicher Ausführung können daher nur an einen Gang angepaßt werden. Den gewünschten Fahrleistungen entsprechend [6] sollte dieser zwischen etwa 2,6 und 4 km/Std. liegen [14]. Für das Rückwärtsfahren mit eingeschalteter Triebachse wird zur Umkehr der Zapfwellen Drehrichtung sowie zur Anpassung an die meist veränderte Wegdrehzahl ein Wendgetriebe benötigt. Auf Besonderheiten des Fahrens mit Triebachse bei Motorzapfwelle wurde ebenfalls bereits hingewiesen [13]. Es sei jedoch noch die Möglichkeit erwähnt, beispielsweise mit Motorzapfwelle bei Talfahrten in engen Kurven die Motorbremsung der Schleppertriebäder vorübergehend auszukuppeln, um auf diese Weise das Schieben der Triebachse zu vermeiden. Eine derartige Fahrweise setzt aber eine sehr genaue Kenntnis von Funktion und Verhalten der Übertragung voraus. Diese und ähnliche Möglichkeiten sind daher keinesfalls allgemein zweckmäßig und nicht narrensicher.

Zum Fahr- und Betriebsverhalten ausgeführter Triebachs-Bauarten

Alle bisher ausgeführten Triebachsen haben, wie schon erwähnt, nur eine feste und im Betrieb nicht veränderliche Übersetzung von der Zapfwelle zur Triebachse. Die heute vorzufindenden Bauarten lassen sich jedoch in zwei Gruppen einteilen [14].

1. Triebachsen ohne Freilauf (nur bei Schleppern mit Wegzapfwelle).

Schlepper- und Anhänger-Triebachse sind, von der Dreh-Elastizität des Wellenstrangs abgesehen, fest miteinander verbunden. Im Hinblick auf das Überwiegen gerader Fahrstrecken oder nur leichter Kurven wird die Übersetzung zwischen den Achsen auf Gleichlauf oder nur geringes Nacheilen eingestellt, um den Reifen-

verschleiß gering zu halten. Das Schieben des Anhängers in engeren Kurven wird in Kauf genommen; es verhält sich entsprechend Bild 4. Zum Vermeiden gefährlicher Auswirkungen der dabei unvermeidbar auf den Schlepper ausgeübten Schub- und Seitenkräfte hat sich für derartige Triebachsanhänger tiefe Aufsattelung am Schlepper sowie meist auch Anordnen von Radpuffern zur Begrenzung des Deichsel-Einschlages eingeführt.

Der unvermeidbare Zwangsschlupf zwischen den angetriebenen Rädern mindert zwar die Vortriebsleistung gegen die optimal mögliche, im allgemeinen nur wenig, verschlechtert aber die Seitenführung besonders in engen Kurven wesentlich und bedingt vermeidbaren Reifenverschleiß. Das hat zur Folge, daß beim Befahren enger Kurven der Schlepper leicht aus der vom Fahrer gewünschten Spur nach außen geschoben wird, wobei sich der Deichseleinschlag schnell bis zu dem durch die Radpuffer begrenzten vergrößern kann. Durch Anstreifen eines Radpuffers wird aber, wie leicht einzusehen ist, das kurveninnere Schleppertriebäder in gewissem Umfang abgebremst und belastet. Das kurvenäußere treibt entsprechend stärker. Dabei stellt sich ein gewisser Gleichgewichtszustand ein, aus dem sich in Abhängigkeit von Fahrbahn oder Boden auch der kleinst-mögliche Kurvenhalbmesser ergibt. Die durch die Radpuffer bewirkte zusätzliche Verringerung der Kentergefahr des Schleppers begrenzt somit die Wendigkeit des Zuges. — Eine fahrmechanische Untersuchung dieser Verhältnisse ist wegen der großen Variationsbreite der äußeren Bedingungen sowie der den „stationären“ überlagerten Schwingungseinflüssen ohne nähere Untersuchung der letzteren wenig sinnvoll —.

2. Triebachsen mit Freilauf

Die Mehrzahl der heute vorzufindenden Triebachsanhänger hat einen Freilauf, ein konstruktives Nacheilen zwischen etwa 2 und 6% und wird meist in der üblichen Anhängerkupplung „hoch“ aufgesattelt. Radpuffer oder andere Deichseleinschlag-Begrenzungen sind bisher selten. Ein Teil dieser Triebachsen hat auch eine Freilaufsperr; ferner findet man vereinzelt Wendegeräte zum Rückwärtsfahren mit eingeschalteter Triebachse bei Motor- oder Getriebezapfwelle.

Der Freilauf soll zusammen mit dem geringen Nacheilen bewirken, daß die Triebachse sich erst bei entsprechendem Schlupf der Schleppertriebäder einschaltet, und daß sich durch Kurvenfahrt bewirkte Getriebeverspannungen bei der anschließenden Geradeausfahrt aufheben können. Mit dem Nacheilen von nur wenigen Prozent läßt sich allerdings noch keine wesentliche Besserung des Kurvenlaufs erzielen, so daß beim Befahren engerer Kurven die verhältnismäßig hoch am Schlepper angreifenden Schub- und Seitenkräfte durchaus gefährlich werden können [14].

Das Fahren mit solchen Triebachsanhängern mit Freilauf hat zwar die Annehmlichkeit, daß vor schnellerem Fahren nur die Schlepperzapfwelle abgeschaltet zu werden braucht, um auch die Gelenkwelle stillzusetzen. Bei Antrieben mittels Motor- oder Getriebezapfwelle ist die Triebachse bekanntlich aber nur an einen Schleppergang angepaßt; bei schnellerem Fahren würde sie sich erst bei sehr großem Schlupf der Schleppertriebäder einschalten. Bei der meist mittels Doppelkupplung erhaltenen Motorzapfwelle wird vor der Schleppertriebachse die des Anhängers eingekuppelt (bzw. als letzte ausgekuppelt), wobei der Anhänger den Schlepper schiebt und entsprechende Gefahren bewirken kann. Gleichzeitiger Antrieb von Anhängertriebachse und Geräten oder Maschinen mittels Motor- oder Getriebezapfwelle erfordert vor der Triebachse eine Klauenkupplung sowie ein Verteilergetriebe zur Leistungsverzweigung. Die Betriebsbedingungen für Gerät oder Maschine unterscheiden sich jedoch meist dadurch von denen der Triebachse, daß sie bereits vor dem Anfahren des Zuges anlaufen sollen. Schnelles Anhalten kann durch die zum Teil recht großen Geräte-Schwingmassen behindert werden, die auch nach dem Auskuppeln der Hauptkupplung des Schleppers die Triebachse antreiben würden.

In Anlehnung an entsprechende Straßenverkehrsbestimmungen sollte eine Steigung, die aufwärts nur mit Hilfe der Anhängertriebachse bewältigt werden kann, abwärts nur mit Motorbremsung durch Einlegen der Freilaufsperr und in dem entsprechenden Gang befahren werden dürfen. Das hat ferner den Vorteil, daß jede Bremsanlage auf alle getriebenen Räder wirken kann.

Möglichkeiten zur Besserung des Fahrverhaltens heutiger Triebachsen

Die vorstehende Diskussion zeigte, daß ein Freilauf in der Übertragung zur Anhängertriebachse in Verbindung mit einem gewissen Nacheilen unnötige Getriebeverspannungen vermeidet. Das bisher nur geringe oder fehlende Nacheilen bewirkt jedoch in engeren Kurven Schub- und Seitenkräfte des Anhängers, die unter Umständen gefährlich werden können. Durch größeres Nacheilen ließen sie sich mildern, jedoch keinesfalls beseitigen. So würde die Vergrößerung auf etwa 10% Nacheilen nach Bild 4 schon Deichselanschläge bis zu 30° ohne Schieben des Anhängers gestatten. Noch größere Lenkeinschläge sind aber bereits verhältnismäßig selten und kommen im allgemeinen nur abseits fester Straßen und Wege vor.

Aus Sicherheitsrücksichten sollten Triebachsenanhänger unbedingt tief am Schlepper aufgesattelt werden und Radpuffer haben, damit das noch verbleibende Schieben des Anhängers keine direkte Unfallgefahr für den Schlepper darstellt.

Eine Vergrößerung des Nacheilens der Anhängertriebachse bewirkt noch keine Verschlechterung der Vortriebsleistung, wie insbesondere Messungen von KOFOED [7] gezeigt haben. Auf schwierigen Böden änderte sich im Bereich von mehr als 20% Nacheilen bis -10% (Voreilen) der Leistungsverlust durch Triebbradschlupf nur um etwa 10%, also erheblich weniger, als meist angenommen wird. Das erklärt sich jedoch aus dem bekannten Triebkraftschlupf-Verhalten angetriebener Räder auf weichen Böden [12]. Einer wesentlichen Vergrößerung des Nacheilens steht aber entgegen, daß beim Fahren im Gefälle zwecks Motorbremsung die Freilaufperre benutzt werden sollte und dann bei Geradeausfahrt Zwangsschlupf der Räder mit einem gewissen Reifenverschleiß eintritt. Dabei ist jedoch zu berücksichtigen, daß bei getrenntem Bremsen der Schlepper- und Anhängertriebachse jede Achse für sich leicht 15—20% und mehr Bremschlupf haben kann.

Abwägen dieser verschiedenen Einflüsse gegeneinander führt zu einem Kompromiß mit etwa 10% Nacheilen. Dabei kann eine Toleranz von $\pm 5\%$ noch als zulässig angesehen werden. Diese bietet den Vorteil, daß man für das Anpassen der Triebachse an den Schlepper mit einer geringen Zahl verschiedener Vorgelegestufen auskommen kann [14].

Weitere Verbesserungen der bisherigen Triebachs-Ausführungen könnten durch die folgenden Mittel erzielt werden:

1. Eine unter Last lösbare Kupplung anstelle der Klauenkupplung in der Übertragung zur Triebachse würde es gestatten, die letztere jederzeit ein- und auszuschalten [2; 13]. Dadurch könnten Getriebeverspannungen aufgehoben sowie beim Anfahren mit Motorzapfwelle oder bei gleichzeitigem Antrieb von Maschinen und Geräten die besprochenen Schwierigkeiten oder Gefahren vermieden werden, sofern durch diese Kupplung nur die Triebachse beeinflusst wird. Sie müßte aber vom Fahrersitz aus betätigt werden können. Als Kupplungsbauarten sind Scheiben- oder Lamellenkupplungen denkbar, die gleichzeitig eine grobe Sicherheits-Drehmomentbegrenzung gestatten. Durch Schleifenlassen einer solchen Kupplung könnte in engen Kurven auch kurzzeitig das Schieben der Triebachse vermieden werden.

2. Eine Anhänger-Hilfslenkung könnte als kinematische Maßnahme das beim Kurvenfahren erforderliche Nacheilen verringern oder sogar überflüssig machen. Die Anordnung einer komplizierten und vom Deichselanschlag gesteuerten Achsschenkellenkung (C in Bild 5) ist nicht erforderlich, weil zum angenäherten Spurlauf von Schlepper und Anhänger nur verhältnismäßig kleine Einschlagwinkel der Anhängertriebachse erforderlich wären. So könnte man sich eine einfache, zum Beispiel von Hand über eine Spindel betätigte Drehschemel-Lenkung vorstellen, die nur beim Befahren sehr enger Kurven und dergleichen von einem Helfer bedient wird. Ein maximaler Lenkeinschlag von etwa 15° (B in Bild 5) würde bereits genügen und die Standsicherheit des Anhängers noch nicht merklich beeinträchtigen.

Bei besonders ungünstigen Bedingungen, beispielsweise auf steilen und engen Serpentin im Gebirge, entsprechenden Ein- und Durchfahrten kann der angenäherte Spurlauf auch unabhängig von den bisher zitierten Gründen erforderlich sein.

Es zeigt sich jedoch allgemein und in Übereinstimmung mit den Erfahrungen der Praxis [14], daß die Anhängertriebachse in den bisher üblichen Ausführungen zwar ein im allgemeinen befriedigendes Fahrverhalten bieten kann, aber viel Verständnis und Geschick des Fahrers erfordert. Seine zusätzliche Belastung bleibt noch am geringsten, wenn die Triebachse nur eingeschaltet wird, solange das zum Erzielen ausreichender Antriebs- beziehungsweise Bremswirkung erforderlich ist. Bei gleichzeitigem Antrieb von Geräten oder Maschinen können die Betriebsbedingungen jedoch bereits so unübersichtlich werden, daß der Fahrer völlig überfordert wird und Fehlreaktionen nicht mehr vermeiden kann.

Möglichkeiten zur Weiterentwicklung der Triebachse

Aus den eben erwähnten Gründen ist es erforderlich, festzustellen, welche Möglichkeiten zur Besserung des Fahrverhaltens sowie Entlastung des Fahrers von der zusätzlichen Triebachs-Bedienung bestehen. Diese könnten anstelle des bereits angedeuteten automatischen Spurlaufs des Zuges (C in Bild 5) in einem variablen Nacheilen bestehen, das sich den Gegebenheiten der Fahrsituation anpaßt. Möglichkeiten dazu könnten sein:

1. Von verschiedenen Seiten wurde bereits das Anordnen eines dritten Ausgleichgetriebes zum Ausgleich der Geschwindigkeitsunterschiede an den beiden angetriebenen Achsen erwogen. Ein solches „Mitten“- oder „Längsdifferential“ würde aber eine völlige Umkonstruktion des Schleppertriebwerkes erfordern [9] und bliebe doch aus folgenden Gründen problematisch:

Der Ausgleich der Bewegungen bedingt zwangsläufig ein festes Drehmomentverhältnis beider Triebachsen. Zum Erzielen optimaler Kraftschlußausnutzung müßte dieses Verhältnis auch dem der Triebachslasten angepaßt werden können. Die stattdessen erforderliche Auswahl eines geeigneten Mittelwerts dürfte zwar möglich, aber nicht einfach sein.

Ein Längsdifferential kann andererseits beim Bremsen des Zuges unter Umständen gefährlich sein: Durch Abbremsen einer Triebachse ohne gleichzeitiges Auskuppeln würde, wie leicht einzusehen ist, das auf die andere Triebachse wirkende Drehmoment im reziproken Verhältnis, also ungünstig und praktisch unkontrollierbar, verändert. So könnte eine Achse blockiert und die andere mit voller Motorleistung angetrieben werden. Würden stattdessen beide Triebachsen gleichzeitig durch den Motor oder eine Getriebebremse abgebremst, wie bei Talfahrt, so hätte das zur Folge, daß die im Verhältnis zur Drehmomentverteilung geringer belastete Achse

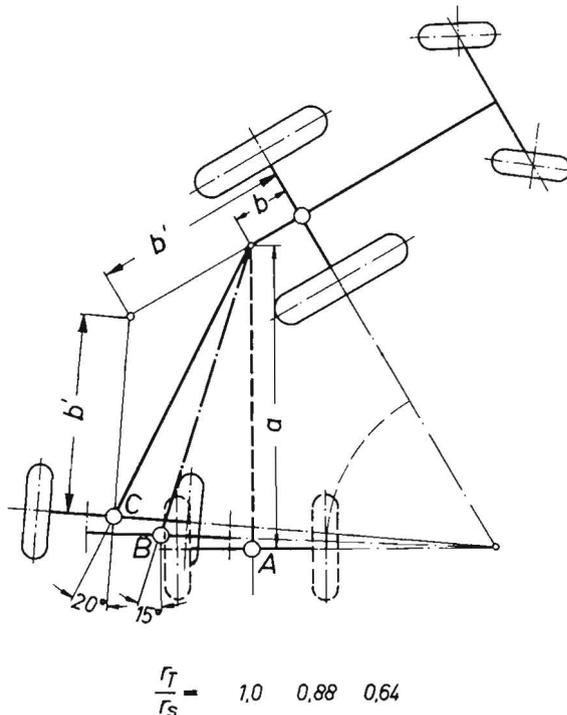


Bild 5: Verringerung des kinematischen Nacheilens durch angenäherten Spurlauf mittels Anhänger-Hilfslenkung

A = normaler Anhänger,
B = Anhänger-Hilfslenkung mit 15°-Einschlag
C = kinematisch anzunähernder völliger Spurlauf (rd. 20° Einschlag)

zuerst durchrutscht und damit die Bremswirkung begrenzt. Zusätzliches Abbremsen der besser haften Achse dürfte kaum feinfühlig genug möglich sein.

Die Anordnung eines Längsdifferentials erfordert somit einen erheblich größeren Aufwand, bietet aber statt grundlegender Besserung des Fahrverhaltens unter Umständen neue Gefahrenmomente. Deshalb sollte auf sie verzichtet werden.

2. Ein variables Nacheilen der Anhängertriebachse ließe sich auch durch einen zeit- und lastabhängigen Schlupf in der Übertragung erzielen. So könnte bei nichtmechanischen Leistungsübertragungen, wie beim hydrostatischen Antrieb, ohne Schwierigkeiten dieses gewünschte variable Nacheilen durch Veränderung des Ölstromes mit geeigneten Mitteln erhalten werden. Die Möglichkeiten dazu brauchen hier nicht näher erwähnt zu werden.

Entsprechende Möglichkeiten ergeben sich auch bei Anordnung irgendwelcher Übertragungsglieder, die, wie etwa eine hydrokinetische Kupplung, ihren Schlupf in Abhängigkeit von der Belastung ändern. Eine Art hydrostatischer Kupplung, im Prinzip einer gegen ein Überdruck- und ein Drosselventil arbeitenden Pumpe ähnlich, würde außer der Lastabhängigkeit auch eine Zeitabhängigkeit des Schlupfes ermöglichen. Derartige Übertragungsglieder würden zwar ein wesentlich besseres Fahrverhalten bieten, wären aber sehr aufwendig und blieben von einem idealen Verhalten noch recht weit entfernt, wie sich aus den folgenden Überlegungen zeigt.

Möglichkeiten zur Verwirklichung einer automatischen Triebachse

Ein ideales Zusammenwirken von Schlepper und Triebachse ließe sich erst durch ein stufenloses Getriebe in der Übertragung erzielen. Diese Möglichkeit wurde auch schon verschiedentlich erwogen [2; 8; 10; 12].

Die Übersetzung des stufenlosen Getriebes sollte dabei durch die Deichsel-Längskräfte des Anhängers geregelt werden. Die Übersetzungsanpassung muß aber zum Unterdrücken der starken und schnellen Schwankungen der Deichselkräfte sehr träge gehalten werden. — Bei der Entwicklung einer automatischen Triebachse dürfte die Lösung dieses Problems noch am schwierigsten, aber bei erträglichem Aufwand durchaus möglich sein —. (Eine Verstellung durch den Deichsel-Einschlag wäre einfacher, aber bei weitem nicht so universell anpassungsfähig!)

Anstelle des bisher üblichen Freilaufs und seiner Sperrbarkeit sowie gegebenenfalls einer Klauenkupplung wird eine automatisch gesteuerte Reibkupplung benötigt.

Mit einer solchen Kombination ließe sich folgendes Fahrverhalten erzielen: Beim Anfahren könnte die Deichsellängskraft bis zu einer gewissen Mindestgeschwindigkeit Schleifenlassen der Reibkupplung bewirken. Dieses hört bei Erreichen der durch die Größtübersetzung des stufenlosen Getriebes vorgegebenen Mindestgeschwindigkeit auf. Von dieser bis zu der durch die andere Regelgrenze des stufenlosen Getriebes festgelegten Höchstgeschwindigkeit (mit eingeschalteter Triebachse) würden die an den Triebrädern des Anhängers erforderlichen Umfangskräfte und -Geschwindigkeiten durch Übersetzungsanpassung als Funktion der Deichselkraft erhalten. Bei Überschreiten der oberen Grenzgeschwindigkeit müßte sich dann die Reibkupplung selbsttätig abschalten, damit die Übertragung aufheben und bei Verlangsamten wieder einschalten.

Unterstellt man, die Entwicklung einer solchen Triebachse sei bis zu einer gewissen Reife gediehen, so könnte das im Rahmen der allgemeinen landtechnischen Entwicklung wesentliche Bedeutung haben:

Eine solche Triebachse würde kein gesondertes Ein- oder Abschalten und dergleichen erfordern, so daß es auf Zapfwellen-Antriebsart und -Drehzahl kaum noch ankommt. Diese könnten sich ausschließlich nach den Anforderungen von Gerät oder Maschine richten. Das Anpassen an den einzelnen Schlepper fiele ohnehin weg. Die Zugfähigkeit des Schleppers braucht auf Transporte oder Zug von Geräten und Maschinen, die mit solchen Triebachsen ausgestattet sind, keine Rücksicht zu nehmen. Die Bedeutung selbstfahrender Erntemaschinen würde dadurch auch teilweise eingeschränkt.

Aller Wahrscheinlichkeit nach werden bereits in den nächsten Jahren Schlepper mit stufenlosen Getrieben auf den Markt kommen. Bei ihnen lassen sich die heutigen Triebachskonstruktionen auch noch verwenden. Mit der automatischen Triebachse würden jedoch weitere Steigerungen der Arbeits- und Transportleistung ermöglicht.

Damit käme eine automatische Triebachse in Anhängern oder auch Erntemaschinen dem Streben nach möglichst weitgehender Schonung des Ackerbodens durch Verringerung des heute noch für die Zugfähigkeit erforderlichen Ballastgewichtes sowie den Bemühungen um größere Transportsicherheit sehr entgegen.

Es wäre zweifellos leichter, von den heutigen Triebachskonstruktionen einerseits auf „billige Behelfslösungen“ und andererseits schrittweise weiterentwickelte Konstruktionen überzugehen. Dabei könnte man die vorn angedeuteten sowie noch andere Möglichkeiten ausnutzen. Bei dem heutigen technischen Entwicklungsstand wäre aber in allen diesen Fällen das Verhältnis des Aufwandes zu den dabei erzielten Fahrleistungen wesentlich schlechter als bei der skizzierten automatischen Triebachse. Diese könnte auch noch bei Einführung des hydrostatischen Antriebs von Schleppern und Geräten beziehungsweise mechanisch-stufenloser Getriebe in Schleppern [14] als vollwertiges Hilfsmittel bestehen bleiben.

Zusammenfassung

Aus der Diskussion des Kurvenlaufs von Schlepper und Anhänger wurde ersichtlich, daß die heute im Einsatz befindlichen Triebachskonstruktionen mit und ohne Freilauf wegen des Schiebens des Anhängers beim Fahren enger Kurven nur bei tiefer Aufsattelung am Schlepper sowie Radpuffern zur Begrenzung des Deichsel-einschlags eine völlig hinreichende Fahr- und Narrensicherheit bieten können. Anordnungen ohne Freilauf erfordern die Wegzapfwelle und wegen der durch den Zwangsschlupf der Räder gegeneinander bewirkten Verspannungen eine sehr robuste Konstruktion. Anordnungen mit Freilauf sind ferner bei Getriebezapfwelle sowie beschränkt auch bei Motorzapfwelle verwendbar; Talfahrten erfordern eine Freilaufsperrung. Eine Vergrößerung des Nacheilens auf $10 \pm 5\%$ kann bei Triebachsen mit Freilauf noch eine gewisse Besserung des Fahrverhaltens und leichtere Anpassung an den Schlepper ergeben. Bei gleichzeitigem Antrieb von Gerät oder Maschine und Triebachse sollte anstelle der bisher üblichen Klauenkupplung eine Reibkupplung angeordnet werden. Eine Anhänger-Hilfslenkung könnte das Bewältigen enger Kurven erleichtern.

Den künftigen landtechnischen Anforderungen kann jedoch nur eine „automatische“ Triebachse nach dem zuletzt skizzierten Übertragungsprinzip gerecht werden. Dem bei ihrer gegen heutige Ausführungen noch etwas erhöhten Aufwand stünden bessere Fahrleistungen bei erweiterten Verwendungsmöglichkeiten, weitgehende Fahrsicherheit sowie Narrensicherheit entgegen.

Schrifttum

- [1] BRENNER, W. G., u. H. GAUS: Zapfwellengetriebene Ackerwagen. Landtechnik 6 (1951), S. 568—571
- [2] KOENIG-FACHSENFELD, R. FRHR. VON: Technische Probleme des Triebachsanhängers. Landtechnik 12 (1957), S. 334—336
- [3] BINDER, R.: Ungelöste Probleme des Triebachsanhängers. Landtechnik 12 (1957), S. 566ff.
- [4] GAUS, H.: Triebachs-Ackerwagen heute und morgen. Landtechnik 12 (1957), S. 575—576
- [5] SASS, H.: Triebachse und Zugkraftgewinn, Landtechnik 13 (1958), S. 152—158
- [6] FELDMANN, F.: Möglichkeiten und Einsatzbereiche der Triebachse. Landtechnische Forschung 10 (1960), S. 29—33
- [7] KOFOED, S. S.: Investigations on the performance of the P.T.O. — driven tractor trailer. In: Yearbook 1958 of the Royal Veterinary and Agricultural College, Copenhagen, S. 1—25
- [8] SCHÖN, A.: Ackerwagen und Triebachsen auf der DLG-Schau. Landtechnik 14 (1959), S. 394—399
- [9] SCHRÖTER, K.: Die Kraftübertragung zum Triebachsanhänger. Landtechnik 13 (1958), S. 57—62
- [10] WIENEKE, F.: Rechnerische Ermittlung des Fahrzustandes bei Triebachsanhängern. Landtechnische Forschung 5 (1955), S. 26—30
- [11] COENENBERG, H. H.: Zur Fahrmechanik der Triebachse. Referat bei der 15. Tagung der Landmaschinenkonstruktoren in Braunschweig-Völkenrode, März 1957
- [12] SONNEN, F. J.: Einfluß der Profilierung von AS-Reifen auf die Zugfähigkeit. Landtechnische Forschung 8 (1958), S. 92—95 mit Schrifttum
- [13] COENENBERG, H. H.: Aktuelle Zapfwellenprobleme. Landtechnische Forschung 9 (1959), S. 41—44
- [14] SCHÖN, A.: Triebachswagen in der Praxis. Landtechnische Forschung 10 (1960), S. 40—44
- [15] MEYER, H.: Die Bedeutung eines stufenlosen Getriebes für den Acker-schlepper und seine Geräte. In: 16. Konstrukteurheft, VDI-Verlag, Düsseldorf (1959), S. 5—12 (Grundlagen der Landtechnik H. 11)

Résumé

Hans Helmut Coenenberg: "A Contribution to the Mechanics of Powered Axles for Trailers."

From a discussion on the passage through curves of tractors and trailers, one fact emerges — that with present-day designs of powered axles with and without free-wheeling devices, a fully safe and fool-proof passage through curves can only be obtained when the point of attachment of the trailer to the tractor is kept low and wheel-buffers are fitted to minimise the swinging action of the drawbar. Designs that do not incorporate a free-wheeling device necessitate the use of strong bracing. Furthermore, the enforced slipping of the wheels creates diametrically opposed forces of large magnitudes, which, in turn, call for a very robust design. Designs incorporating a free-wheel device can be used with take-off shafts from the gear box, and, to a limited extent, also with power take-off direct from the engine. When negotiating steep descents, a free-wheel locking device is a necessity. An increase of $10 \pm 5\%$ in the lag can in the case of powered axles fitted with free-wheeling devices, result in improved running qualities, as well as easier adjustment of the trailer to the tractor. When the powered axle is driven simultaneously with the implement or machine, the usual dog clutch should be replaced by a friction clutch. An auxiliary steering device fitted of the trailer would facilitate its passage through sharp curves.

Future demands of agricultural machinery can only be met by the incorporation of an "automatic" powered axle similar to shown in the last sketch describing transmission principles. The somewhat higher prime cost of such a design as compared with existing designs will be balanced by the resulting increased possibilities of application and absolutely safe and fool-proof running of the trailer.

Hans Helmut Coenenberg: «A propos de la mécanique de marche de l'essieu moteur.»

L'étude du déplacement dans les virages du tracteur et de la remorque a montré que les essieux moteurs pourvus ou non d'un dispositif de roue libre, n'offrent dans les virages, par suite de la poussée exercée par la remorque, qu'une sécurité de conduite absolue qu'à la condition que l'attelage au tracteur soit situé très bas et que le débattement latéral de la flèche soit limité par des butées.

Les essieux moteurs dépourvus d'un dispositif de roue libre, exigent l'emploi d'une prise de force solidaire de la vitesse d'avancement et une construction très robuste afin de pouvoir résister aux contraintes provenant du patinage automatique des roues. Les essieux moteurs pourvus d'un dispositif de roue libre peuvent être utilisés en relation avec une prise de force reliée à la boîte de vitesses et, dans une mesure plus restreinte, avec une prise de force reliée directement au moteur. La descente d'une côte exige que le dispositif de roue libre soit verrouillé. Un accroissement du retard à $10 \pm 5\%$ des essieux moteurs à dispositif de roue libre peut encore apporter une amélioration de la maniabilité et une meilleure adaptation au tracteur. Quand on entraîne simultanément un outil ou une machine et l'essieu moteur, il est recommandé d'utiliser un embrayage à friction à la place d'un embrayage à griffes employé généralement. Une conduite assistée de la remorque pourrait faciliter la conduite dans les virages étroits. Mais seul un essieu moteur automatique conçu d'après le principe de transmission mentionné plus haut, peut satisfaire entièrement aux exigences futures de l'agriculture. Le coût plus élevé des constructions actuelles est compensé par des avantages comme par exemple une maniabilité plus grande et un champ d'utilisation plus large ainsi qu'une sécurité de conduite absolue.

Hans Helmut Coenenberg: «De la mecánica de rodadura del eje motriz de remolques.»

De la discusión sobre la marcha por curvas con tractor y remolque se desprende que las construcciones de ejes motriz, con o sin piñón libre, hoy en uso, sólo pueden asegurar la marcha sin riesgo, pasando por curvas cerradas, cuando el apoyo en el tractor sea bajo y disonándose de topes en las ruedas que limiten el ángulo de oblicuidad de la lanza o barra de remolque. Las construcciones sin piñón libre exigen el empleo del eje de toma de fuerza para caminos y una construcción muy sólida, por causa de los esfuerzos de torsión, debidos al patinaje contrario forzoso de las ruedas. Las construcciones con piñón libre pueden emplearse con eje de toma de fuerza en el engranaje y, hasta cierto punto, con eje de toma de fuerza en el motor. La marcha cuesta abajo exige un dispositivo de bloqueo. Un aumento del retardo al $10 \pm 5\%$, en los ejes motrices con piñón libre, puede dar cierta mejora de las condiciones de marcha y una mejor adaptación al tractor. Tratándose de la impulsión simultánea de un dispositivo o de una máquina y del eje motriz, convendría disponer un acoplamiento de fricción, en vez del acoplamiento de garras hoy día más en uso. La conducción auxiliar en el remolque podría servir de mucho para tomar curvas estrechas.

Professor Knolle sechzigjährig

Professor Dr.-Ing. Dr. agr. h. c. Wilhelm Knolle konnte unlängst seinen sechzigsten Geburtstag begehen. Der Jubilar hatte eine umfassende und vielseitige Ausbildung hinter sich, als er sich der Landtechnik verschrieb. Er studierte in Delft, Hannover und Charlottenburg und promovierte mit einer Dissertation über „Untersuchungen an Breitrechtmeln“ an der TH Hannover im Jahre 1928. Seine wissenschaftliche Laufbahn hatte er schon zwei Jahre vorher als Assistent am Institut für Landtechnik, Bonn-Poppelsdorf, begonnen. Hier war er Schüler und Mitarbeiter



von dem Knolle viele Anregungen erhielt und mit dem ihn zeitlebens eine enge Freundschaft verband. Nach der Promotion war Knolle als Konstrukteur in der Landmaschinen-Industrie tätig. Rund zehn Jahre dauerte dieser Lebensabschnitt, der ihn unter anderen zu den bekannten Firmen Heinrich Lanz, Mannheim, und Gebrüder Raußendorf, Singwitz, führte. Dort hat er sich viele Kenntnisse und Erfahrungen des praktischen Industriebetriebes angeeignet, die dann für seine wissenschaftliche Arbeit wichtig werden sollten. 1937 folgte er einem Ruf als Ordinarius an das Landmaschinen-Institut der Universität Halle. Dort konnte er nur vier Jahre wirken. Dann setzte die Einberufung zur Wehrmacht seiner wissenschaftlichen Tätigkeit ein Ende. Aber in diesen vier Jahren hat Knolle durch seine grundlegenden Forschungsarbeiten einen wesentlichen Beitrag zur Weiterentwicklung der Mechanisierung im Zuckerrübenbau geleistet. Ihm gelang es erstmalig, durch mechanische Segmentierung ein Zuckerrüben-Saatgut herzustellen, das eine wesentlich geringere mittlere Keimzahl hatte, als die üblichen Rübenknollen. Dieses Verfahren der sogenannten „Monogerm-Saat“ hatte bei uns mit kriegsbedingten Schwierigkeiten zu kämpfen. In Amerika, wo es durch die Veröffentlichungen von Knolle bekannt geworden war, setzte sich dieses Monogerm-Saatgut aber sehr rasch durch. Bereits bei Kriegsende wurden 90% der amerikanischen Zuckerrübenflächen mit segmentiertem Saatgut bestellt. Heute hat sich dieses Saatgut überall eingeführt.

Der zweite entscheidende Beitrag im Zuckerrübenbau, den Knolle in Halle leistete, war der Nachweis, daß Zuckerrüben auch von feststehenden Messern geköpft werden können, die mit Pferdezug-Geschwindigkeit (etwa 1—1,5 m/sec) bewegt werden. Damit war es möglich, pferdegezogene Rübenköpfschlitzen zu bauen und dem Pommritzer Ernteverfahren zum Durchbruch zu verhelfen. Auch heute ist diese grundlegende Erkenntnis von Knolle noch von Bedeutung, denn die mit den einfachen, feststehenden Köpfmessern kombinierten Köpfräder konnten dadurch mit einem erstaunlich niedrigen Bauaufwand geschaffen werden. Fast überall, auch in England und Amerika, sind die wesentlich teureren und komplizierteren rotierenden Köpfscheiben durch das feststehende Köpfmesser abgelöst worden.

Nach dem Krieg ging Knolle wieder zur Industrie zurück. Er hat auch während seiner Industrietätigkeit stets die großen Linien der Entwicklung im Auge gehabt. Dabei hat er ebenfalls manche grundlegend neuen Wege beschritten, durch die gänzlich neue, heute nicht mehr wegzudenkende Entwicklungen ausgelöst wurden. Wohl am bekanntesten wurde der von ihm bei der Firma Heinrich Lanz entwickelte Geräteträger, der von allen bisherigen konventionellen Schlepperbauarten völlig abwich.

Las exigencias futuras de la agricultura, sin embargo sólo puede satisfacerlas el «eje motriz automático», construido de acuerdo con el principio último indicado. El coste algo más elevado en comparación con el de las construcciones actuales, quedaría compensado por el aumento de aplicaciones, mucha seguridad de marcha y de conducción a prueba de abuso.