

Über die Anordnung der Gelenkwelle zwischen Schlepper und Landmaschine

Im Heft 6/1960 erläuterten BUCHMANN/WAGNER die neue Gelenkwelle mit Schutz nach TGL 7884 und behandelten dabei gleichzeitig die Lage der Zapfwelle am Schlepper und an der Maschine. Die in der Entwicklung unserer Landtechnik unbedingt notwendig gewordene Vereinheitlichung wurde damit gesetzlich festgelegt. REICHEL entwickelt nun im vorliegenden Beitrag die theoretischen Grundlagen des Zapfwellenantriebes und die sich daraus ableitenden Forderungen an eine vereinheitlichte Zapfwelle sowie Zapfwellenanordnung. Er erläutert damit den Weg, der zu den inzwischen bestätigten Standards führte. Unserer Meinung nach sind diese Untersuchungen für unsere Konstrukteure, Studierenden und Praktiker gleichermaßen interessant, wird doch damit das tiefere Verständnis für die getroffenen Maßnahmen ermöglicht. Darüber hinaus erscheint uns der Vorschlag für einen international gültigen Standard wertvoll und seine baldige Bestätigung durch die Länder des Rates für gegenseitige Wirtschaftshilfe außerordentlich wünschenswert.

Die Redaktion

Die ersten Schlepper, die um die Jahrhundertwende entwickelt wurden, waren nur Zugmittel, die als Ersatz für die tierische Zugkraft dienten. Die vorhandenen Maschinen und Geräte konnten deshalb ohne Schwierigkeiten von Schleppern anstatt von Tieren gezogen werden.

Die Erkenntnis, daß der Schlepper mehr als nur Zugkräfte abgeben kann, setzte sich erst in den Jahren um 1920 durch. Die Schlepper wurden mit Riemenscheiben ausgerüstet, deren Antrieb vom Motor aus erfolgte. Mit dieser Ergänzung war der Schlepper zur beweglichen Energiequelle geworden. Wenn auch der Riementrieb voraussetzt, daß An- und Abtrieb eine Einheit bilden, z. B. beim Antrieb von Dreschmaschinen, so war doch der erste Schritt getan, daß der Schleppermotor seine Energie einmal als Zugenergie und einmal als Rotationsenergie abgeben kann.

Der nächste Schritt in der Entwicklung war die gleichzeitige Übertragung von Zug- und Rotationsenergie. Die bisherige Form, in der den gezogenen Maschinen, z. B. dem Bindemäher, eine Drehbewegung vom Boden her zugeleitet wurde, war als Nachteil erkannt worden. Durch die Schaffung eines freien Wellenendes am Heck des Schleppers und den Einsatz beweglicher Übertragungselemente war es möglich, die Drehbewegung des Schleppermotors direkt auf das Anhängegerät zu übertragen. Das freie Wellenende am Heck des Schleppers wird heute als Zapfwelle und die beweglichen Übertragungselemente werden als Gelenkwelle bezeichnet.

Die Bewegungsverhältnisse zwischen Schlepper und Landmaschine

Die Beweglichkeit der Gelenkwelle ist wegen der Lenkbewegung und den Bodenebenenheiten erforderlich. Dem Schlepper als selbständigem Fahrzeug ist durch eine einfache Bolzenkupplung ein weiteres Fahrzeug angehängt. Infolge der Bodenebenenheiten und der Lenkbewegung des Schleppers führen beide Fahrzeuge unterschiedliche Bewegungen durch, die sich als Drehungen um den Anhängepunkt auswirken. Bild 1 zeigt, daß diese Drehungen um die drei Achsen eines orthogonalen Systems möglich sind. Es ist dabei gleichgültig, ob die Anhängung der Maschine an der Ackerschleife oder an der Anhängerkupplung des Schleppers erfolgt.

Die Gelenkwelle (Bild 2) erhält die erforderliche Beweglichkeit durch zwei Kardan- oder Kreuzgelenke (a und b) und eine Schiebbehülse. Die Kreuzgelenke gestatten durch Änderung ihrer Ablenkungswinkel α_1 bzw. α_2 die Änderungen der Winkel β , β^* und φ^* (Bild 1). α_1 ist der Ablenkungswinkel des Kreuzgelenks a zwischen Zapfwelle und Schiebbehülse und α_2 der am Kreuzgelenk b zwischen Schiebbehülse und Antriebswelle der Maschine. α_1 und α_2 ergeben sich als

*) Technische Hochschule Dresden, Institut für Landmaschinentechnik (Direktor: Prof. Dr.-Ing. W. GRUNER).

Funktion der Winkel β (horizontale Ebene), β^* (vertikale Längsebene) und φ^* (vertikale Querebene). Der Winkel φ^* geht außerdem als zusätzliche Drehung in die Drehbewegung der Zapfwelle ein. Die Schiebbehülse ist erforderlich, weil die Kreuzgelenke außerhalb des Anhängepunktes liegen müssen und jede Drehung außerhalb des Drehpunktes eine Längenänderung Δl hervorruft.

Die Bewegungsgesetze der Kreuzgelenke

Die Anordnung der Gelenkwelle erfordert besondere Beachtung. Für die kinematisch einwandfreie Übertragung der Drehbewegung ist die Einhaltung bestimmter, den Kreuzgelenken eigener Betriebsbedingungen erforderlich.

Bereits im 16. Jahrhundert wurden die Kreuzgelenke von CARDANO beschrieben. Die seitdem durchgeführten Untersuchungen der Bewegungsverhältnisse der Kreuzgelenke brachten deren mathematische Gesetzmäßigkeiten. Für die weiteren Betrachtungen sollen nur die Ergebnisse dieser Untersuchungen dargelegt werden (Bild 3). Die Ableitungen selbst sind in der Literatur in ausreichendem Maße zu finden, [1] bis [6].

Die Welle I, die Zapfwelle am Schlepper, dreht sich mit der konstanten Winkelgeschwindigkeit ω_I .

$$\omega_I = \frac{\pi \cdot n_I}{30} \quad [s^{-1}] \quad (1)$$

Die Welle II, die Zwischenwelle mit der Schiebbehülse, dreht sich dann mit der periodisch wechselnden Winkelgeschwindigkeit ω_{II} .

$$\omega_{II} = \omega_I \cdot \frac{\cos \alpha_I}{\cos^2 \varphi_I + \cos^2 \alpha_I \cdot \sin^2 \varphi_I} \quad [s^{-1}] \quad (2)$$

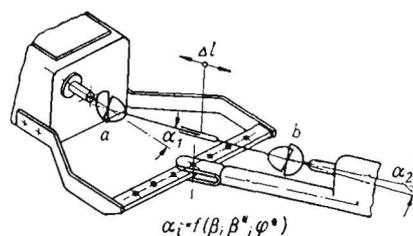
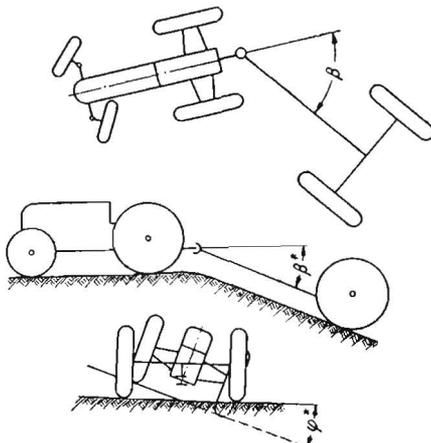
α_1 = Ablenkungswinkel des 1. Gelenkes in der gemeinsamen Ebene der Wellen I und II.

φ_I = Drehwinkel der Welle I ($\varphi_I = \omega_I \cdot t$).

Bild 4 zeigt ω_{II}/ω_I [Formel (2)] in Abhängigkeit von φ_I mit α_1 als Parameter. Die doppelte Periode der Schwankung von ω_{II}/ω_I zeigt den Einfluß von φ_I^2 , die Amplitude von ω_{II}/ω_I den Einfluß von α_1^2 . Die Welle II dreht sich also während einer Umdrehung der Welle I periodisch langsamer und schneller.

In der Gelenkwelle ist dem ersten Kreuzgelenk ein zweites Kreuzgelenk nachgeschaltet. Das zweite Kreuzgelenk wird also mit der schwankenden Winkelgeschwindigkeit ω_{II} angetrieben. Die Winkelgeschwindigkeit ω_{III} der Abtriebswelle III läßt sich aus den Ablenkungswinkeln α_1 und α_2 nach Formel (3) berechnen.

$$\omega_{III} = \omega_I \cdot \frac{\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2}{\cos^2 \varphi_I \cdot \cos^2 \alpha_2 + \sin^2 \varphi_I \cdot \cos^2 \alpha_1} \quad [s^{-1}] \quad (3)$$



▲ Bild 2. Die Anordnung der Gelenkwelle zwischen Schlepper und Landmaschine

◀ Bild 1. Bewegungsmöglichkeiten zwischen Schlepper und Landmaschine

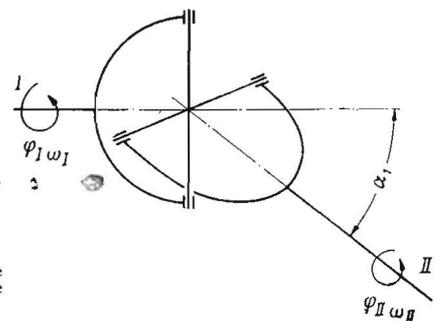


Bild 3. Prinzip des Kreuzgelenkes

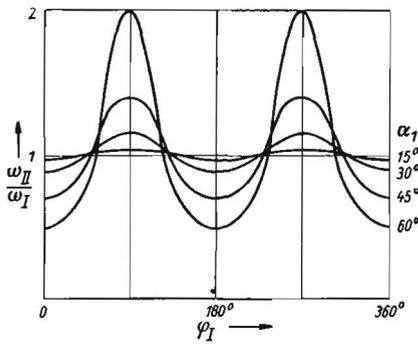


Bild 4 (links). Der Einfluss des Kreuzgelenkablengkungswinkels auf die Winkelgeschwindigkeit des Abtriebs

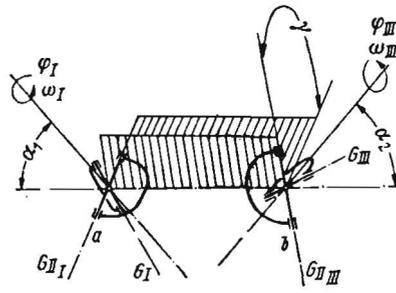
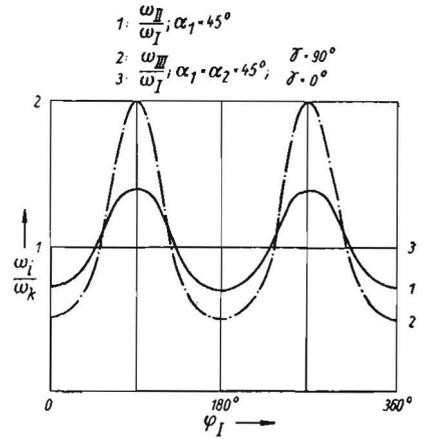


Bild 5 (Mitte). Windschiefe Anordnung einer Gelenkwelle

Bild 6 (rechts). Der Einfluss des Drehversatzes auf die Winkelgeschwindigkeit



Hierbei ist ω_{II} bereits durch ω_I ausgedrückt.

Aus Formel (3) läßt sich erkennen, daß $\omega_{III} = \omega_I$ wird, d. h. daß sich die Welle III mit der gleichen Winkelgeschwindigkeit wie die Welle I dreht, wenn der Faktor für ω_I den Wert 1 annimmt. Es gilt dann:

$$\frac{\cos \alpha_1}{\cos^2 \varphi_I + \sin^2 \varphi_I \cdot \cos^2 \alpha_1} = \frac{\cos \alpha_2}{\cos^2 \varphi_{III} + \sin^2 \varphi_{III} \cdot \cos^2 \alpha_2} \quad (4)$$

Diese Bedingung ist für alle Werte φ erfüllt, wenn $\alpha_1 = \alpha_2$, $\alpha_1 = \alpha_2$ bedeutet gleichgroße Ablenkungswinkel an beiden Gelenken.

$\varphi_I = \varphi_{III}$ bedeutet, daß die Gabelachse G_I (Bild 5) die gleiche Stellung gegenüber der Ebene von α_1 einnimmt wie die Gabelachse G_{III} gegenüber der Ebene von α_2 . Liegen α_1 und α_2 in einer gemeinsamen Ebene, so heißt das, daß die Gabelachsen G_{II} und G_{III} der Welle II ebenfalls in dieser Ebene liegen müssen.

Aus der Forderung $\varphi_I = \varphi_{III}$ läßt sich eine Möglichkeit für die Verbindung der Wellen I und II ableiten, wenn diese windschief zueinander angeordnet sind (Bild 5). Da φ_I der Ebene von α_1 zugeordnet ist und φ_{III} der Ebene von α_2 , muß nur dafür gesorgt werden, daß beim windschiefen Verdrehen der Wellen I und III die Kreuzgelenke keine Drehung gegenüber ihrer zugeordneten Ebene ausführen können. Die Drehung muß zwischen den Gelenken der Welle II, d. h. zwischen den α_1 bzw. α_2 zugeordneten Ebenen als sogenannter Drehversatz γ erfolgen.

Erfolgt dieser Drehversatz nicht in der Welle II, sondern in einem Kreuzgelenk, so ergibt sich eine periodisch wechselnde Winkelgeschwindigkeit ω_{III} . Unter Berücksichtigung des Drehversatzes γ

gilt:

$$\omega_{III} = \omega_I \cdot \frac{\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2}{C_1 \cdot \sin^2 \varphi_I + C_2 \cdot \cos^2 \varphi_I + C_3 \cdot \sin^2 \varphi_I} \quad [s^{-1}] \quad (5)$$

$$C_1 = \frac{1}{2} \sin^2 \gamma \cdot \cos \alpha_1 \cdot \sin^2 \alpha_2$$

$$C_2 = \sin^2 \gamma + \cos^2 \gamma \cdot \cos^2 \alpha_2$$

$$C_3 = \cos^2 \alpha_1 (\cos^2 \gamma + \sin^2 \gamma \cdot \cos^2 \alpha_2)$$

In dieser Formel ist der allgemeinste Fall der Anordnung zweier Kreuzgelenke enthalten.

Um den Einfluß des Drehversatzes anschaulich darzustellen, ist im Bild 6 der Verlauf der Winkelgeschwindigkeit ω_{III} für ein Beispiel mit $\alpha_1 = \alpha_2 = 45^\circ$ und $\gamma = 0$ bzw. $\gamma = 90^\circ$ eingetragen.

Obwohl gleiche Ablenkungswinkel vorausgesetzt sind, schwankt $\omega_{III \max} : \omega_{III \min}$ im Verhältnis 1:4. Die maximale Auswirkung des Drehversatzes tritt bei $\gamma = 90^\circ$ bzw. 270° auf. Aus ω_{\max} und ω_{\min} läßt sich die Ungleichförmigkeit U des Abtriebes bestimmen.

$$U = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{mittel}}} \quad (6)$$

Die Grenzen, zwischen denen dieser Wert U schwanken darf, sind für Maschinen aus dem Bereich des allgemeinen Maschinenbaues bekannt, z. B. für Schneidwerke und Pumpen wird

$$U = 1:25$$

angegeben [7]. Dieser Wert wird bei den gelenkwellenbetriebenen Landmaschinen je nach der Lage der Gelenkwelle weit überschritten. Aus dieser kurzen Betrachtung ergeben sich die Einsatzbedingungen der Kreuzgelenke:

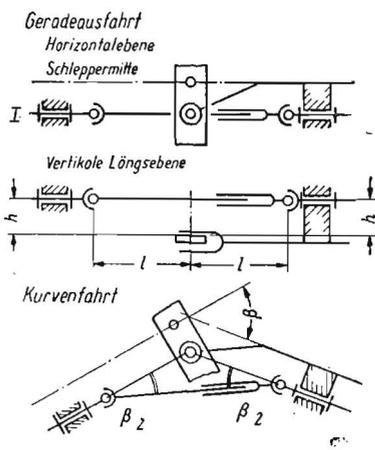


Bild 7 (links). Anordnung der Gelenkwelle für kinematisch einwandfreie Übertragung der Drehbewegung

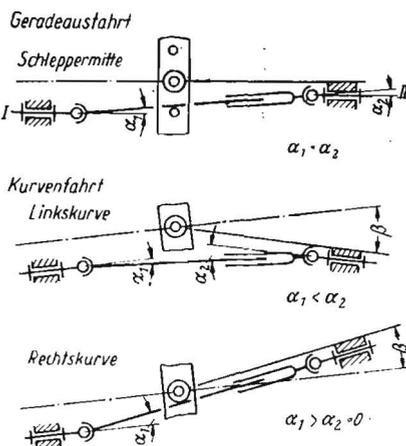


Bild 8 (Mitte). Änderung der Ablenkungswinkel bei unsymmetrischer Lage des Anhängepunktes in der Horizontalebene

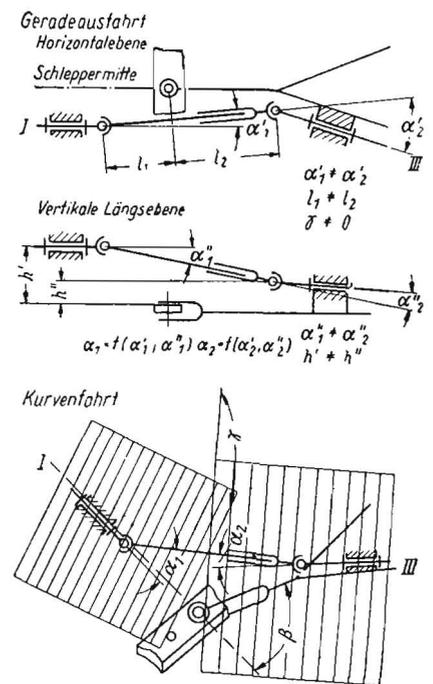


Bild 9 (rechts). Ablenkungswinkel und Drehversatz bei willkürlicher Anordnung der Gelenkwelle

1. Die Ablenkungswinkel α_i beider Kreuzgelenke müssen gleich groß sein.
2. Es darf kein Drehversatz γ zwischen den Gelenken auftreten, es sei denn, daß er durch windschiefe Achsen bedingt ist.

Die Lage der Gelenkwelle

Die genannten Forderungen lassen sich beim Gelenkwellenantrieb nur dann erfüllen, wenn eine einheitliche Anordnung von Zapfwelle, Anhängepunkt und Maschinenantriebswelle gewährleistet ist.

Die erste Forderung $\alpha_1 = \alpha_2$ wird nur erfüllt, wenn der Anhängepunkt unter der Welle II liegt, den Abstand zwischen beiden Gelenken halbiert, die Wellen I und III parallel gerichtet sind und auf gleicher Höhe liegen (Bild 7). Für die Übertragung der Drehbewegung ist es dabei gleichgültig, ob die Zapfwelle in Schleppermitte angeordnet ist oder seitlich davon liegt. Für die Einleitung der Zugkraft am Anhängepunkt ist die mittige Anordnung jedoch günstiger.

Liegt der Anhängepunkt nicht unter der Welle II und ist das zweite Gelenk weiter vom Anhängepunkt entfernt als das erste, so stellen sich beim Lenkeinschlag ungleiche Ablenkungswinkel ein. Bild 8 zeigt diese Verhältnisse für die Anordnung der Wellen I und III in gleicher Höhe.

Die zweite Forderung $\gamma = 0$ bedingt, daß keine Parallelverschiebung der Welle III gegenüber der Welle I in der vertikalen Längsebene vorhanden ist. Beim Kurvenfahren würde diese Parallelverschiebung windschiefe Wellenanordnung zur Folge haben. Die windschiefe Anordnung kommt einem Drehversatz gleich.

Bild 9 zeigt eine Gelenkwellenanordnung, wie sie in ähnlicher Form bei den meisten Kombinationen Schlepper-Landmaschine auftritt. Bei Geradeausfahrt sind bereits alle Fehler (ungleiche Ablenkungswinkel α_i , Drehversatz γ) vorhanden, die überhaupt möglich sind.

Durch die Ausbildung der Schiebbehülse als Vierkant ist beim Zusammenstecken der Gelenkwellen bereits ein Drehversatz von $\gamma = 90^\circ$ möglich. Es gibt verschiedenste Möglichkeiten, den falschen Zusammenbau der Schiebeglieder durch entsprechende konstruktive Ausbildung zu verhindern. Leider ist bisher nur bei wenigen Konstruktionen darauf Rücksicht genommen worden. Bild 10 zeigt einige Querschnitte, die den Zusammenbau mit Drehversatz verhindern. Würde nur die Schiebbehülse Drehversatz zulassen, so wäre durch ein entsprechendes Profil Abhilfe zu schaffen. Größtenteils ist jedoch noch die Sicherheitsrutschkupplung in die Welle II eingebaut. Da diese Kupplungen Zahnscheiben besitzen und das Einrasten in jedem beliebigen Zahn erfolgen kann, so ist ein Drehversatz je nach Anzahl der Zähne zwischen $0^\circ < \gamma < 180^\circ$ möglich. Als Folgerung ergibt sich hieraus, daß entweder eine Rutschkupplung mit 180° versetzten Rastmöglichkeiten eingebaut werden muß oder aber, daß die Rutschkupplung hinter dem zweiten Gelenk, am besten an der zu sichernden Baugruppe, eingebaut wird.

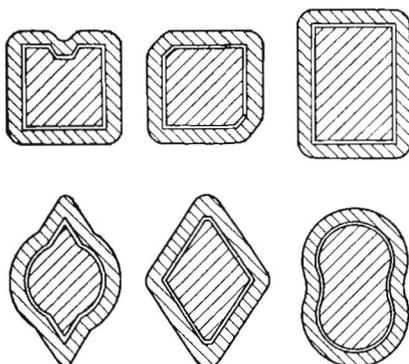
Der Einbau der Rutschkupplung hinter dem zweiten Gelenk hat den weiteren Vorteil, daß das Trägheitsmoment Θ_{II} der Welle II geringer wird. Da die Welle II bei jedem Ablenkungswinkel α_1 mit periodisch wechselnder Winkelgeschwindigkeit ω_{II} läuft, ergibt sich also auch ein geringeres Beschleunigungsmoment für die Welle II ($M = \Theta_{II} \cdot \epsilon_{II}$). Die Welle II läuft ohne Rutschkupplung ruhiger,

Bild 10. Profile für Schiebeglieder

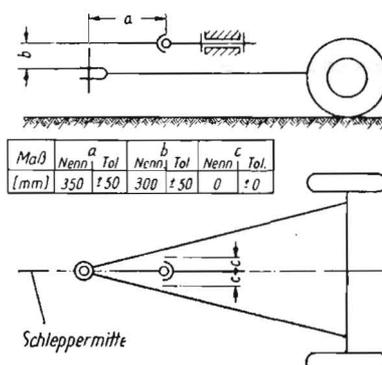
Bild 11. Standard-Vorschlag für die einheitliche Lage der Antriebswelle an Landmaschinen. Die Antriebswelle trägt das Keilwellenprofil der entsprechenden Zapfwelle nach DIN 9611. Es sollen nur Gelenkwellen benutzt werden, die keinen Drehversatz zwischen den Gelenken zulassen

Bild 13. Drehmomentenverlauf an der Zapfwelle

10



11



13

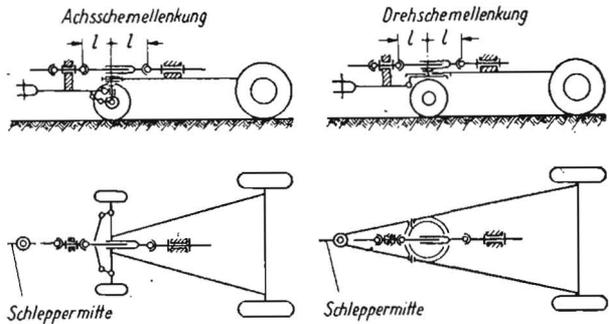
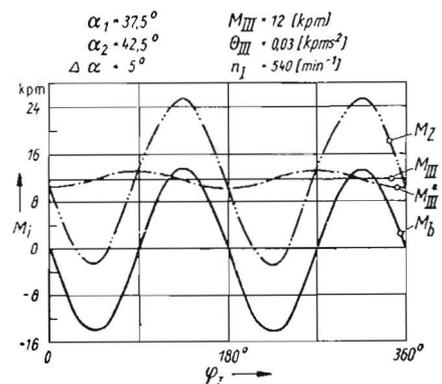


Bild 12. Die Anordnung der Antriebswelle an achsschenkel- und dreh-schemelgelenkten Landmaschinen

denn die statisch und dynamisch nicht ausgewuchtete Rutschkupplung wirkt als Schwingungserreger.

Aus diesen Darlegungen lassen sich die folgenden Forderungen an den Einbau der Gelenkwelle ableiten:

1. Die Zapfwelle (Welle I) und die Abtriebswelle an der Landmaschine (Welle III) müssen bei Geradeausfahrt eine gerade Linie bilden.
2. Der Anhängepunkt muß senkrecht unter der Welle II liegen und den Abstand zwischen den beiden Kreuzgelenken halbieren.
3. Die Welle II darf keinen Drehversatz zulassen, also weder die bisher übliche Rutschkupplung tragen noch ein in zwei Achsen symmetrisches Schiebprofil besitzen.

Die Maßnahmen, um diese Forderungen durchzusetzen, bedürfen der Festlegung in einem Standard, der also die Lage der Welle III an der Landmaschine genauso vorschreiben muß, wie es für die Lage der Zapfwelle am Schlepper in DIN 9670 geschehen ist. Außerdem muß festgelegt werden, daß nur solche Gelenkwellen zu verwenden sind, die keinen Drehversatz zulassen.

Die Festlegungen in DIN 9670 über die Lage der Zapfwelle am Schlepperheck geben keinen Hinweis auf die notwendige symmetrische Anordnung auf der Maschinenseite, sie zeigen dadurch, daß die Probleme der Gelenkwellenkinematik nicht genügend beachtet wurden. Hierbei ist zu berücksichtigen, daß bereits vor der Bearbeitung dieses DIN-Blattes auf die Auswirkungen ungünstiger Gelenkwellenlage hingewiesen wurde [8]. Unter Berücksichtigung dieser grundlegenden Gesichtspunkte wurden im TGL 7816: Traktoren, Anschlußmaße am Heck, gleichzeitig die Angaben für Landmaschinen mit aufgenommen [9].

Bild 11 zeigt, wie ein Standard über die Lage der Antriebswelle an der Landmaschine aussehen könnte, der über den Gültigkeitsbereich der TGL hinaus geht und besonders für den Export und Import von Landmaschinen zwischen den Ländern Bedeutung hat, die dem Rat für gegenseitige Wirtschaftshilfe angehören. Die zugelassenen Toleranzen bedürfen noch der Überprüfung. Grundsätzlich müßte es jedoch möglich sein, ohne diese Toleranzen für die Lage der Welle III auszukommen. Aus Bild 11 läßt sich gleichzeitig die Gelenkwellenanordnung für Maschinen mit Drehschemel- bzw. Achsschenkelantrieb entnehmen. Für eine solche Lenkung stellt die schematisch abgebildete Maschine den Drehschemel bzw. die Anhängedeichsel dar. Bild 12 zeigt diese prinzipiellen Anordnungsmöglichkeiten. Der zusätzliche Einbau zweier Kreuzgelenke und einer Schiebbehülse bringt gegenüber der üblichen kinematisch ungünstigen Ausführung etwas Mehraufwand. Aus dem Verlauf des Ungleichförmigkeitsgrades, wie er im Bild 14 und 15 für zwei typische Beispiele

dargestellt ist, läßt sich jedoch die Zweckmäßigkeit dieser Anordnung erkennen.

Der Einsatz von Doppelkreuzgelenken in Gelenkwellen für dreh-schemel- bzw. achsschenkelgelenkte Maschinen erscheint einfacher als die im Bild 12 dargelegten Möglichkeiten. Die Doppelkreuzgelenke bringen jedoch kinematisch gesehen den gleichen Aufwand an Lagern und Gelenkpaaren. Lediglich die Lage der Welle III kann beliebig erfolgen.

Die einheitliche Lage der Welle I und III bringt den volkswirtschaftlich großen Vorteil, daß die Gelenkwelle zum Schlepper gehören kann und an jede Landmaschine paßt, während bisher für jede Landmaschine eine eigene Gelenkwelle notwendig war.

Die Auswirkung der Gelenkwellenlage auf die Antriebsdrehmomente

Das Antriebsdrehmoment M_Z , das die Zapfwelle zum Antrieb einer Maschine abgeben muß, setzt sich aus verschiedenen Anteilen, die sich jedoch einzeln analysieren lassen, zusammen.

$$M_Z = M_{III}^* + M_b$$

M_Z = Drehmoment an der Zapfwelle
 M_{III}^* = Betriebsdrehmoment der Landmaschine

M_{III}^* setzt sich aus Reibungs- und Beschleunigungsanteil und dem eigentlichen Arbeitsanteil zusammen. Es soll der Einfachheit halber als konstant angenommen werden. Durch unsymmetrische Gelenkwellenanordnung wird das konstante Moment M_{III}^* ungleichförmig periodisch zum Moment M_{III}^* umgeformt.

M_b ist das Beschleunigungsmoment infolge unsymmetrischer Gelenkwellenlage. Es bezieht sich nur auf die Welle III. Das Beschleunigungsmoment der Welle II ist nicht berücksichtigt, weil es im Vergleich zu dem der Welle III vernachlässigbar ist. M_b ist zu ermitteln aus:

$$M_b = \Theta_{III} \cdot \varepsilon_{III} \quad \text{oder} \quad M_b = \frac{G D^2}{4 g} \cdot \varepsilon_{III} \quad (7)$$

ε_{III} = Winkelbeschleunigung der Welle III.

$$\varepsilon_{III} = \omega_I^2 \cdot \frac{2 [(C_2 - C_3) \sin 2\varphi_I - 2 C_1 \cdot \cos 2\varphi_I] \cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2}{[C_1 \cdot \sin 2\varphi_I + C_2 \cdot \cos^2 \varphi_I + C_3 \cdot \sin^2 \varphi_I]^2} \quad (8)$$

Bild 13 zeigt das Beispiel eines Drehmomentenverlaufs während einer Umdrehung der Zapfwelle.

Das Betriebsdrehmoment beträgt $M_{III}^* = 12$ [kpm]. Diesem Drehmoment entspricht bei $n_Z = 540 \text{ min}^{-1}$ eine Leistung von $N \approx 9$ P.S. Das Trägheitsmoment Θ_{III} der Maschine sei $\Theta_{III} = 0,03 \text{ kpm s}^2$. Dieses Trägheitsmoment besitzt z. B. eine Stahlscheibe von 25 cm Durchmesser und 9,8 cm Dicke.

Die Ablenkungswinkel der Gelenkwelle betragen am ersten Gelenk $\alpha_1 = 42,5^\circ$; am zweiten Gelenk $\alpha_2 = 37,5^\circ$. Dem entspricht ein Winkel β zwischen Schlepper und Maschine von $\beta \approx 80^\circ$, das ist in der Regel der maximal mögliche. Zwischen beiden Ablenkungswinkeln besteht eine Winkeldifferenz von $\Delta\alpha = 5^\circ$. Drehversatz γ soll nicht vorhanden sein.

Das Moment M_{III}^* wird infolge des Differenzwinkels in das periodisch schwankende Moment M_{III}^* übersetzt. Das Beschleunigungsmoment M_b schwankt periodisch um Null. Es ist zu ersehen, daß das resultierende Moment M_Z an der Zapfwelle von -2 kpm bis $+26 \text{ kpm}$ schwankt, d. h. daß die Zapfwelle des Schleppers kurzzeitig von der Landmaschine angetrieben wird. Wenn auch die elastischen Übertragungsglieder (lange Wellen, Keilriemen u. ä.) und die Elemente,

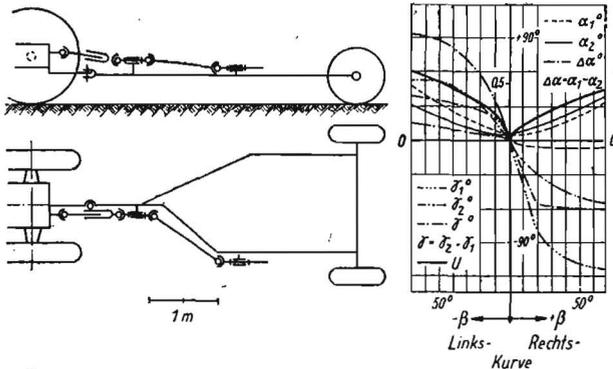


Bild 14. Lage der Gelenkwelle zwischen Schlepper: RS 01/40 und Landmaschine: Räum- und Sammelpresse T 242 und der Verlauf des Ungleichförmigkeitsgrades beim Kurvenfahren

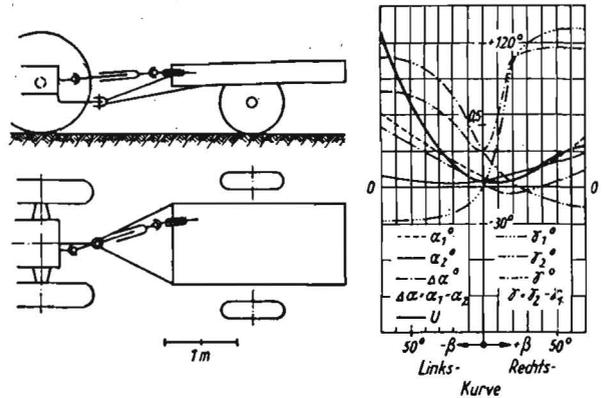


Bild 15. Lage der Gelenkwelle zwischen Schlepper: RS 01/40 und Landmaschine: Schatzgräber 224 und der Verlauf des Ungleichförmigkeitsgrades beim Kurvenfahren

die infolge Reibung Übertragungsenergie schlucken (Gelenke, Zahnräder, Freiläufe usw.), diesen theoretisch ermittelten Drehmomentenverlauf verzerren, so bleibt doch die Grundtendenz erhalten. Es ist offensichtlich, daß sich dieser Drehmomentenverlauf auf die Lebensdauer aller an der Übertragung der Drehbewegung beteiligten Elemente schädlich auswirkt.

Die wesentlichste Aussage läßt sich aus dieser Darstellung aber für die Maschinen ableiten, deren Betriebsdrehmoment bereits an der oberen Grenze des Übertragungsmomentes liegt, wo also ein zusätzliches Beschleunigungsmoment nicht übertragen werden kann. Das ist bei allen großen Maschinen der Fall, also auch bei denen mit Drehschemel- bzw. mit Achsschenkelgelenk. Für einen stetigen Arbeitsablauf muß die Zapfwelle auch bei Kurvenfahrt in Betrieb bleiben können. Wenn der Konstrukteur das Abschalten der Zapfwelle bei Kurvenfahrt vorschreibt, so beweist das, daß die Möglichkeit eines kinematisch einwandfreien Gelenkwellenantriebes nicht genügend bekannt ist.

Beispiele für die Auswirkung der Gelenkwellenlage auf den Ungleichförmigkeitsgrad

Als Ergebnis der bisherigen Darlegungen sollen von zwei bekannten Kombinationen Schlepper-Landmaschine die kinematischen Verhältnisse beim Kurvenfahren dargestellt werden. Bild 14 zeigt die Lage der Gelenkwelle bei der Kombination Schlepper: RS 01/40 - Maschine: Räum- und Sammelpresse T 242, sowie den Verlauf der Winkel α_1 ; α_2 ; $\Delta\alpha$; γ und den zugehörigen Verlauf des Ungleichförmigkeitsgrades U beim Kurvenfahren.

Infolge der unsymmetrischen Lage der Gelenkwelle entsteht bei geringstem Kurveinschlag β eine Ungleichförmigkeit in der Drehbewegung. Diese Ungleichförmigkeit steigt mit β weiter an, bleibt aber gegenüber anderen Kombinationen (Bild 15) noch verhältnismäßig niedrig.

Bild 15 zeigt die entsprechenden Verhältnisse für die Kombination Schlepper: RS 01/40 - Maschine: Schatzgräber 224. Der Ungleichförmigkeitsgrad nimmt beim Fahren einer Linkskurve unzulässige Werte an. Bedeutet doch $U = 1$ bei $n_Z = 540 \text{ min}^{-1}$, daß die Maschine während einer Umdrehung der Zapfwelle periodisch mit $n_{\text{min}} = 270 \text{ min}^{-1}$ und $n_{\text{max}} = 810 \text{ min}^{-1}$ angetrieben wird.

Für alle anderen Kombinationen Schlepper-Maschine, bei denen die Gelenkwelle ebenfalls unsymmetrisch angeordnet ist, ergeben sich Darstellungen, die den Bildern 14 und 15 ähnlich sind. Dabei gilt für drehschemel- bzw. achsschenkelgelenkte Maschinen grundsätzlich das gleiche, nur daß für diese Kombinationen der beim Kurvenfahren entstehende Winkel β aus Schlepperkurven ermittelt werden muß.

Über die zulässigen Ungleichförmigkeitsgrade für Landmaschinen bestehen noch keinerlei Angaben. Jedoch steht außer Zweifel, daß die ermittelten Ungleichförmigkeitsgrade, die bereits durch ungünstige Gelenkwellenanordnung entstehen, unzulässig groß sind.

Zusammenfassung

Der Antrieb von schleppergezogenen Landmaschinen erfolgt größtenteils über Gelenkwellen vom Schlepper aus. Die Gelenkwellen erhalten Kreuzgelenke zum Ausgleich der Bewegungen, die während des Fahrens zwischen Schlepper und Maschine auftreten. Die Bewegungsgesetze der Kreuzgelenke erfordern für die kinematisch einwandfreie Übertragung der Drehbewegung die Einhaltung bestimmter Gesetzmäßigkeiten.

(Schluß s. S. 379)

Ing. G. LEHMANN, KDT und Ing. K. E. HOHLFELD, KDT *)

Zum Artikel:

Versuche mit einer mechanischen An- und Abbindevorrichtung im massiven Rinderstall

(Deutsche Agrartechnik, H. 12/1959)

In unserer Landwirtschaft ist allgemein die Feldwirtschaft wesentlich besser mechanisiert als die Innenwirtschaft. Daraus resultiert, daß in der Innenwirtschaft erhebliche Arbeitskraftreserven stecken, die erschlossen werden können. Einen Beitrag, Arbeitskräfte in der Innenwirtschaft einzusparen, stellt ohne Zweifel eine Vorrichtung dar, mit der eine Gruppe Tiere nicht nur mechanisch abgebunden, sondern auch angebunden werden kann. Das Problem des An- und Abbindens ist besonders wichtig für Umbau- oder vorhandene Altbauhallen, die als Anbindeställe genutzt werden und zu denen ein Melkstand gehört. In diesen Anlagen müssen die Tiere täglich zweimal an- und abgebunden werden: wenn sie zum Melkstand gehen bzw. vom Melkstand kommen. Über die Notwendigkeit einer dafür geeigneten mechanischen Vorrichtung besteht deshalb kein Zweifel, dennoch erscheint uns die vom Verfasser beschriebene Ausführung für den Einsatz in größeren Ställen, wie sie in unseren LPG und VEG vorhanden sind, als ungeeignet.

Im oben bezeichneten Artikel wird erwähnt, daß sich eine größere Anzahl Tiere des Nachts selbst gelöst hat. Dadurch entstand Unruhe im Stall, die jeder Landwirt bzw. Tierzüchter ablehnen muß.

Es ist auch nicht anzunehmen, daß sich die Anzahl der Ausreißer im Laufe der Zeit verringert, vielmehr dürften immer mehr Tiere versuchen, sich zu befreien. Nach der beschriebenen technischen Ausführung der Vorrichtung ist so viel Elastizität in den Ketten und Seilen vorhanden, daß die Tiere durch geschicktes Drehen der Köpfe sich ohne weiteres lösen können. Die vom Verfasser angeführte Ausweichmöglichkeit, die Ausreißer gesondert mit einer Halskette festzulegen, würde die guten Ergebnisse in der Zeiteinsparung weitgehend aufheben.

Mitglieder der LPG Dobbin berichteten Mitarbeitern der ZPA bei einer Stallbesichtigung, daß die früher eingebaut gewesene Vorrichtung Schädigungen der Tiere hervorrief, da zwischen den Ketten der Tierhals gleiten mußte. Durch die Auf- und Abwärtsbewegung wurde das Fell in kurzer Zeit abgeschabt, was später weitere Schäden verursachte.

Nach Bild 5 kann ein einzelnes Tier nur gelöst werden, wenn man die mit Ring und Knebel verbundenen Ketten g und h trennt. Diese Ausführung dürfte aber ungeeignet sein, denn das Lösen wird auch erforderlich sein, wenn sich ein Tier in einer Zwangslage befindet. Dann aber sind die Ketten meist gespannt, so daß sich Ring und Knebel nur sehr schlecht oder überhaupt nicht trennen lassen.

Außerdem ist auch der Seilverschleiß zu bemängeln. Das Seil gleitet durch Rohrhülsen, die in die senkrechten Ständer eingelassen sind. Das Seil wird neben der chemischen (Korrosion) also noch zusätzlicher mechanischer Beanspruchung ausgesetzt. Durch diese Führungen wird zudem der Reibungswiderstand beim Bewegen des Seiles erhöht, so daß die Anzahl der Tiere, die von einer Kurbel aus gelöst oder festgelegt werden können, sehr eng begrenzt ist.

Zusammenfassend kann man sagen, daß diese Vorrichtung kaum geeignet ist, Tiere an- bzw. abzubinden. Diese Tatsache scheint der Verfasser selbst erkannt zu haben, denn er schreibt in seiner Zusammenfassung, daß es ratsam ist, erst einige Stände probeweise auszurüsten. Wir als ZPA können uns damit jedoch nicht einverstanden erklären. Vielmehr sind abgeschlossene Projekte zu erstellen, in denen die Gesamtausrüstung enthalten ist, denn der Projektant zeichnet für eine einwandfreie Funktion und einen reibungslosen Arbeitsablauf verantwortlich. Er muß also Maschinen und Vorrichtungen verwenden, die erprobt sind und eine Funktionssicherheit gewährleisten.

Eine weitaus geeignetere Vorrichtung zum An- und Abbinden der Tiere stellt nach unserer Ansicht der Halsrahmen dar. Er bietet gegenüber der Kettenanbindung wesentliche Vorteile. So wird beispielsweise das selbsttätige Lösen der Tiere verhindert, da die beiden parallelen Rahmenrohre, zwischen denen sich der Tierhals befindet, einen unveränderlichen Abstand besitzen. Die glatte Oberfläche der Rahmenrohre schützt außerdem vor Fellbeschädigungen. Der Halsrahmen ermöglicht schließlich mehrere technische Lösungen, die Rahmenhälften selbst unter Spannung auseinanderzuklappen und

*) Zentrale Projektierungsabteilung für landwirtschaftliche Innenwirtschaftsanlagen des VEB Fortschritt Erntebearbeitungsmaschinen Neustadt in Sachsen.

so die Tiere aus Zwangslagen zu befreien. Allgemein kann noch gesagt werden, daß es günstiger wäre, die Verschiebeeinrichtungen aus Drahtseil durch Rundstahlstangen zu ersetzen, weil diese gegenüber mechanischen und chemischen Beanspruchungen widerstandsfähiger sind.

A 3846

Unser Autor H.-J. WOHLFAHRT schreibt dazu:

LEHMANN und HOHLFELD gehen zwar zunächst auf die Notwendigkeit einer mechanischen An- und Abbindevorrichtung ein, stellen dann aber nur die schlechten Seiten der Anlage heraus, ohne die große Bedeutung und Weiterentwicklung einer solchen Mechanisierung zu verfolgen.

Die Mängel der Anlage, die ich in meinen Ausführungen bereits erwähnte, führen die Verfasser nur auf den mechanischen Teil der Anlage zurück. Ich möchte deshalb noch einmal auf die Anlage selbst eingehen.

Die Ursache der aufgetretenen Mängel bei der Versuchsanstellung ist in erster Linie auf die nicht richtig ausgeführte Kurzstandaufstellung zurückzuführen. Ich habe dies auch in der Zusammenfassung auf Seite 550 dargelegt. Wenn z. B. der Halterahmen für die An- und Abbindevorrichtung in einer Rohrkonstruktion 15 bis 20 cm von der Krippe entfernt montiert wird, entfällt der hohe Krippensockel, und die Kühe können sich schwerlich befreien. Es wurde festgestellt, daß die meisten Ausreißer, hervorgerufen durch den hohen Krippensockel, im Liegen den Kopf aus der Schlinge ziehen konnten.

Weiterhin ist zu sagen, daß durch die Ketten nur am Anfang kleinere Beschädigungen am Fell der Kühe auftraten, da die Ketten stark verrostet und teilweise zu schwer waren. Nachdem sich die Ketten blankgescheuert hatten, wurden keine weiteren Beschädigungen festgestellt. Auf die Verwendung leichter Ketten habe ich im Artikel ebenfalls hingewiesen.

Die Verfasser führen weiterhin an, daß durch die angebrachten Seilführungen in den Stützen ein Seilverschleiß und eine zusätzliche erhöhte mechanische Beanspruchung auftritt. Bei dieser Anlage ist jedoch kaum von einem Seilverschleiß zu sprechen, da die Seile nur etwa viermal am Tage in Bewegung gesetzt werden und außerdem die Seilführungen ständig abzuschmieren sind. Ein Abknicken der Seile hinter der Stütze, hervorgerufen durch die Belastung und die Seilführung, läßt sich konstruktiv ebenfalls vermeiden (Rollenführung; die Enden der Rohrhülsen umbördeln usw.). Das Bewegen der Seile würde durch diese Maßnahmen und eine zusätzliche Übersetzung an der Kurbel ebenfalls erleichtert werden.

Abschließend gehen die Verfasser auf die Vorteile der Halsrahmenkonstruktion ein und stellen diese der An- und Abbindevorrichtung nach KALMYKOW gegenüber. Leider ist aus dem Diskussionsbeitrag nicht zu ersehen, wie diese Konstruktion das mechanische An- und Abbinden mehrerer Kühe ermöglicht.

Zusammenfassend möchte ich sagen, daß es nicht die Absicht war, eine ausgereifte Anlage, sondern eine Versuchsanstellung zur Diskussion zu stellen.

A 3970

(Schluß von S. 376)

Aus diesen Gesetzmäßigkeiten werden die Forderungen für den Einbau von Kreuzgelenken, besonders für die Anordnung der Gelenkwelle, abgeleitet. Durch Beispiele, die an praktischen Ausführungen die Auswirkung ungünstiger Gelenkwellenanordnungen zeigen, wird die Notwendigkeit für eine einheitliche Anordnung der Gelenkwelle, wie sie neuerdings nach TGL 7816 vorgeschrieben ist, nachgewiesen.

Literatur

- [1] KUTZBACH: Quer- und winkelbewegliche Wellenkupplungen. Kraftfahrt-Forsch.-Arb., Berlin, VDI-Verlag (1937) H. 6, S. 1 bis 25.
- [2] HABEL: Kräfte an Kreuzgelenkwellen. Maschinenbautechnik (1950) H. 5, S. 289 bis 296.
- [3] REUTHE: Untersuchung von Kreuzgelenken auf ihre Bewegungsverhältnisse, Belastungsgrenzen und Reibungsverluste. Dissertation, TH Berlin 1944.
- [4] WIEHLAND: Kreuzgelenke. Glaser's Analen (1956) S. 19.
- [5] REINECKE: Konstruktionsrichtlinien für die Auslegung von Gelenkwellenantrieben (I und II). MTZ (1958) 10 u. 11.
- [6] ILERI: Ein Beitrag zur Kinematik des Kardangelenkes. Konstruktion (1958) S. 431 bis 435.
- [7] SASS: Schwungräder, Massenausgleich, Schwingungen und Regler. In: Dubbel's Taschenbuch Bd. II, Berlin 1953, S. 239.
- [8] KLOTH und STROPPEL: Der Energiefluß im Zapfwellenbinder. TidL., Berlin (1932) S. 49 und 50, S. 66 bis 69, S. 88 bis 91.
- [9] BUCHMANN und WAGNER: Unbedingt wirksamer Schutz und gleichzeitige Standardisierung: Die Gelenkwelle mit Schutz nach TGL 7884. Deutsche Agrartechnik, Berlin (1960) H. 6, S. 275 bis 277.
- [10] BRENNER und GAUS: Besser schützbares und besser geführte Zapfwellenantriebe. Landt. Forsch., München (1951) H. 1, S. 10 bis 19.
- [11] FISCHER-SCHLEMM und SCHEFFTER: Die Kraftübertragung durch Gelenkwellen bei landwirtschaftlichen Schleppern. Landt. Forsch., München (1951) H. 1, S. 20 bis 26.

A 3971