

## 5. Zusammenfassung

Die Silierung von Körnerfrüchten im Hochsilo – ob feucht oder flüssig – ist durch hohe Festkosten belastet. Die genaue Information über die Lagerkapazität ist daher von besonderer Bedeutung für die Betriebsplanung.

Anhand eines Modellsilos wird die stoffabhängige Beziehung zwischen Lagerdichte und Vertikaldruck unter Berücksichtigung der Randeinflüsse festgestellt. Der durchschnittliche Vertikaldruck wird, ausgehend von dem Vorschlag von *Janssen* [12], aus dem Druckgleichgewicht einer dünnen Schicht abgeleitet und in einer mathematischen Beziehung ausgedrückt. Die Lagerkapazität eines Hochsilos läßt sich dann auf iterativem Wege ermitteln.

Die Komprimierbarkeit des Futters ist abhängig vom Feuchtegehalt. Sie nimmt mit dem Feuchtegehalt zu und erreicht bei Schrot mit einem Feuchtegehalt von 40–50 % ihr Maximum. Bei diesem Feuchtegehalt ergibt sich daher die höchste Lagerdichte bezogen auf die Feuchtmasse. Bei weiterer Zunahme des Feuchtegehaltes wird das Material mit Wasser übersättigt. Oberhalb der Wassersättigungsgrenze ist das Druckverhalten des Materials quasi hydrostatisch.

Bezogen auf die Trockenmasse ist der Raumbedarf bei der Flüssigkonservierung höher als bei der Feuchtkonservierung. Der zusätzliche Lagerraumbedarf des Flüssigverfahrens beträgt bei Gerste etwa 16–23 %, bei Weizen etwa 7–14 % und bei Corn-Cob-Mix etwa 4–19 %. Es empfiehlt sich, das Futter mit einem Feuchtegehalt geringfügig oberhalb der Pumpgrenze zu fördern, damit der zusätzliche Bedarf an Lagerraum gering bleibt.

### Schrifttum

Bücher sind durch • gekennzeichnet

- [ 1 ] • *Riemann, U.*: Das Arbeitsverfahren Feuchtgetreide. Habilitationsschrift Univ. Kiel, 1965.
- [ 2 ] *Vogt, C.*: Getreidekonservierung und Lagerung unter Luftabschluß. Landtechnik Bd. 35 (1980) Nr. 7, S. 310/13.
- [ 3 ] *Ratschow, J.-P.*: Konservierung von CCM unter Wasserzusatz. Mais (1984) Nr. 3, S. 28/30.
- [ 4 ] *Clower, R.E., I.J. Ross u. G.M. White*: Properties of compressible materials as related to forces in bulk storage structures. Trans. ASAE Bd. 16 (1973) Nr. 3, S. 478/81.
- [ 5 ] *Leask, W.C. u. T.B. Daynard*: Effects of percent moisture and compaction pressure on the ensiling of corn stover in laboratory silos. Can. J. Plant Sci. Bd. 53 (1973) Nr. 3, S. 523/31.
- [ 6 ] *Negi, S.C., J.C. Jofriet u. J. Buchanan-Smith*: Density-pressure relationship of whole-plant corn silage. ASAE Paper No. 83-4001, St. Joseph, Mich., USA, 1983.
- [ 7 ] *Jackson, H.A. u. J.R. Lessard*: Effects of moisture content on corn silage density and storage losses in a large tower silo. Can. Agric. Eng. Bd. 19 (1977) Nr. 2, S. 57/58.
- [ 8 ] *Gordon, J.E., D.R. Landphair u. W.P. Jensen*: Silo capacity determination. ASAE Paper No. 74-1004, St. Joseph, Mich., USA, 1974.
- [ 9 ] *'t Hart, C., A.H. Bosma u. M.G. Telle*: Physical properties of ensiled grass and corn, silo capacities and silage pressures in cylindrical tower silos. Institute of Agricultural Engineering (IMAG) Wageningen/The Netherlands, 1979, Research Report 79-3.
- [ 10 ] *Jofriet, J.C. u. T.B. Daynard*: Pressure-density models for whole shelled, ground shelled and ground ear corn. Trans. ASAE Bd. 25 (1982) Nr. 3, S. 725/29 und 734.
- [ 11 ] • *Oh, In-Hwan*: Verfahren der Flüssigkonservierung von Getreide und Mais. Diss. Univ. Kiel, 1985.
- [ 12 ] *Janssen, H.A.*: Versuche über Getreidedruck in Silozellen. Z.-VDI Bd. 39 (1895) Nr. 39, S. 1045/49.
- [ 13 ] • *Negi, S.C.*: Pressures developed by silage materials in cylindrical tower silos. Ph. D. Thesis, Dept. Agric. Engng., McGill University Montreal, Canada, 1974.
- [ 14 ] • *Albrecht, D.*: Ermittlung von Verfahrenskennwerten und vergleichende Beurteilung landwirtschaftlicher Körnerfrucht-konservierungsverfahren. Diss. Univ. Hohenheim, 1981, MEG-Schrift Nr. 56.

## Bodenschonende Fahrwerke landwirtschaftlicher Transportanhänger

Von Adolf Heine, Hohenheim\*)

DK 631.372:629.11.012.3:531.211:631.43

Für einen bodenschonenden Einsatz sollten die Fahrwerke landwirtschaftlicher Transportanhänger so beschaffen sein, daß unzulässige Bodenverdichtungen, tiefe Fahrspuren und das Abscheren der Bodenoberfläche vermieden werden. Zur Bewertung der wichtigsten Fahrwerksarten wurde deshalb das Schräglauf- und Seitenkraftverhalten bei Kurvenfahrt, der Rollwiderstand der Fahrwerke und der Bodendruck unter den Fahrwerksreifen herangezogen. Im Vergleich zu Tandemachsfahrwerken und Einachsfahrwerken mit Zwillingsbereifung scheinen sich für einen bodenschonenden Einsatz Doppelpendelachs-Fahrwerke besonders zu eignen.

\*) Dipl.-Ing. A. Heine ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl Grundlagen der Landtechnik (Leiter: Prof. Dr.-Ing. H.D. Kutzbach) des Instituts für Agrartechnik der Universität Hohenheim.

### 1. Einleitung

In den letzten 25 Jahren haben sich die in den landwirtschaftlichen Betrieben zu transportierenden Massen nahezu verdoppelt [1]. Um die für Bestellung, Düngung und Ernte günstigen Termine einzuhalten, ist darüber hinaus die Schlagkraft der Transportverfahren durch den Einsatz von Transportfahrzeugen mit großen Nutzmassen erhöht worden. Damit nimmt jedoch die Gefahr von unzulässigen Bodenverdichtungen, Ausbildung tiefer Fahrspuren und Abscheren der Bodenoberfläche zu.

Um solche bodenschädigenden Wirkungen durch das Befahren landwirtschaftlicher Nutzflächen möglichst zu vermeiden, müssen nicht nur die Fahrwerke von Ackerschleppern und Erntemaschinen, sondern besonders auch die Fahrwerke landwirtschaftlicher Transportanhänger den höheren Gesamtgewichten angepaßt werden.

Erweiterte Fassung des Vortrages auf der Internat. Tagung Landtechnik am 7. Nov. 1985 in Braunschweig.

Es sind deswegen verschiedene Anhängerfahrwerke mit dem Ziel untersucht worden, herauszufinden, welche Fahrwerkstypen für einen bodenschonenden Einsatz geeignet sind. Zur Bewertung wurden folgende Kriterien herangezogen:

- das Schräglauf- und Seitenkraftverhalten bei Kurvenfahrt,
- der Rollwiderstand der Fahrwerke und
- der Bodendruck unter den Fahrwerksreifen.

Die Aufgabe von Fahrwerken besteht unter anderem in der Übertragung von Vertikal-, Längs- und Seitenkräften auf den Boden. Bei der Erfüllung dieser Aufgabe hängt die Bodenverdichtung und Spurbildung vor allem von der Radanzahl und Art der Bereifung ab. Die Radanordnung und Achsaufhängung haben darüber hinaus einen Einfluß auf die Übertragung der Rollwiderstands- und Bremskräfte sowie der Seitenkräfte bei Kurvenfahrt oder am Hang.

Da über die zweckmäßige Bereifung landwirtschaftlicher Fahrzeuge bereits zahlreiche Veröffentlichungen vorliegen [2 bis 15], braucht hierauf nicht näher eingegangen zu werden. Bei der Erstellung der folgenden Fahrwerksübersichten wurden deshalb in erster Linie die Gesichtspunkte Radanzahl und Radanordnung berücksichtigt.

## 2. Untersuchung von Zweispur-Fahrwerken

In Bild 1 sind die Radanordnungen der verschiedenen Fahrwerkstypen landwirtschaftlicher Anhänger mit zwei Radspuren dargestellt. Es ist zu unterscheiden zwischen Zweiachsfahrwerken und den Einachs-, Tandemachs- und Tridemachsfahrwerken, die vor allem bei Ladewagen, Gülletankwagen und Stallungstreuern Verwendung finden und wegen der guten Manövrierfähigkeit geschätzt werden.

Um diese Übersicht zu vervollständigen, sind auch Tandem- und Tridemachsfahrwerke mit gelenkten Rädern aufgeführt. Solche Tandem- und Tridemachsfahrwerke mit nachlaufgelenkten oder, wie vom IMAG in den Niederlanden entwickelt [16, 17], mit zwangsgelenkten Rädern werden in Deutschland allerdings noch relativ selten eingesetzt.

Durch den Multi-Pass-Effekt der hintereinander laufenden Räder der in Bild 1 gezeigten Zweispurfahrwerke mit zwei oder drei Achsen wird zwar der Zugkraftbedarf günstig beeinflusst [18], auf verdichtungsempfindlichen Böden erzeugen diese mehrachsigen Zweispurfahrwerke allerdings tiefe Fahrspuren mit stark verdichtetem Untergrund. Hinzu kommt, daß beim Kurvenfahren und beim Wenden an den Anhängerrädern von starr geführten Tandem- oder Tridemachsfahrwerken Schräglaufwinkel auftreten und Seitenkräfte auf die Räder wirken.

Einachs-Fahrwerke	Tandemachs-Fahrwerke	Tridemachs-Fahrwerke	Zweiachs-Fahrwerke

Bild 1. Radanordnungen unterschiedlicher Fahrwerkstypen von Anhängern mit zwei Radspuren.

Diese Seitenkräfte beanspruchen nicht nur die Reifen, Räder und Achsen der Fahrwerke, sondern haben besonders auf wenig tragfähigen Böden durch Abscheren der Bodenoberfläche einen schädlichen Einfluß auf den Pflanzenbewuchs. Zur Veranschaulichung dieses Einflusses zeigt Bild 2 das Tandemachsfahrwerk eines Gülletankwagens mit 8 t zulässigem Gesamtgewicht beim Wenden auf Grünland.

Um die Größenordnung der Seitenkräfte bei Kurvenfahrt aufzuzeigen, wurde für ein Tandemachsfahrwerk mit nicht gelenkten Rädern eine Modellrechnung durchgeführt [19], die im folgenden beschrieben wird.



Bild 2. Tandemachsfahrwerk eines Gülletankwagens mit 8 t zulässigem Gesamtgewicht beim Wenden auf Grünland.

### 2.1 Annahmen und Voraussetzungen

Für die theoretische Bestimmung der Schräglaufwinkel und der Seitenkräfte an den un gelenkten Fahrwerksrädern von Tandemachsanhängern bei Kurvenfahrt war es notwendig, die folgenden Vereinfachungen vorzunehmen.

- Die Modellrechnung gilt für Tandemachsfahrwerke, deren Räder bei Kurvenfahrt alle die gleiche Belastung aufweisen. Dies bedingt eine gleichmäßige Achslastverteilung und fliehkraftarme Kurvenfahrt mit geringer Geschwindigkeit.
- Um eine anschauliche Darstellung der Kurvenfahrt zu erhalten, werden die folgenden Betrachtungen für stationäre Kreisfahrt abgeleitet. Stationäre Kreisfahrt bedeutet, daß alle Punkte des Gespannes Schlepper - Anhänger sich auf konzentrischen Kreisen um den Kreismittelpunkt M bewegen, Bild 3.

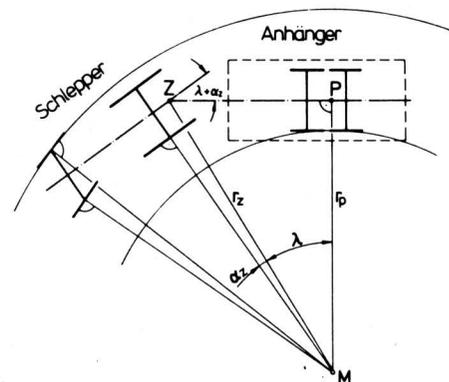


Bild 3. Vereinfachte Darstellung der stationären Kreisfahrt eines Schleppei mit Tandemachsanhänger.

— Werden die Räder einer Fahrwerksachse zu einem gedachten Ersatzrad in Achsmittle zusammengefaßt, Bild 4, erkennt man, daß eine Zugkraftkomponente  $F_S$  senkrecht zur Anhängerdeichsel im Zugpunkt Z erforderlich ist, um die Seitenkräfte  $S^*$ , die auf das vordere und hintere Ersatzrad wirken, zu überwinden.

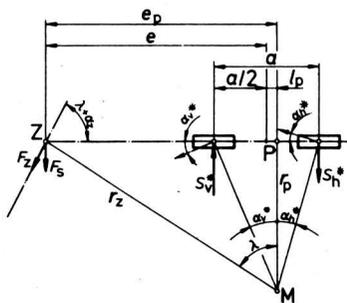


Bild 4. Einspuriges Ersatzmodell eines Anhängers mit Tandemachsachsfahrwerk bei Kurvenfahrt.

— Für die Bestimmung der Schräglaufwinkel und Radseitenkräfte im Rahmen der Modellrechnung sind die Schräglaufwinkel-Seitenkraft-Kennlinien eines Reifens für bestimmte Fahrbahnverhältnisse und Radbelastungen als bekannt vorzusetzen. Die im Schrifttum [20, 21] beschriebenen Seitenkraftkennlinien sind für diese Untersuchung jedoch nur bedingt geeignet, da die Messungen mit relativ kleinen Radlasten bis 6,2 kN und Schräglaufwinkel bis 30 Grad durchgeführt wurden. Für die Modellrechnung wurde deshalb eine Seitenkraft-Schräglauf-Kennlinie zugrunde gelegt, Bild 5, die etwa einem profilierten Implement-Reifen auf griffigem Grünlandboden entsprechen dürfte. Der Seitenkraftverlauf wurde über 30 Grad Radschräglauf so weitergeführt, daß der Seitenkraftwert bei 90 Grad Schräglaufwinkel einem Gleitbeiwert von 0,9 entspricht.

Für die im Ersatzmodell eines Anhängers mit Tandemachsachsfahrwerk zu je einem Ersatzrad zusammengefaßten Räder einer Achse benötigt man wegen der damit doppelten Belastung eines Ersatzrades zusätzlich noch eine Seitenkraftkennlinie, die einer Radbelastung von 40 kN entspricht. Diese wurde so angenommen, daß die den Schräglaufwinkeln zugeordneten Seitenkräfte verdoppelt wurden, Bild 5.

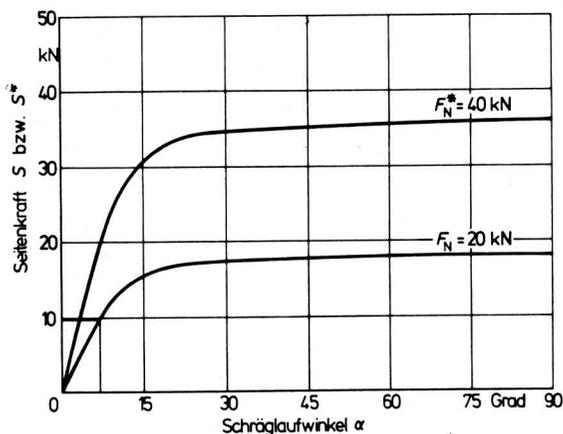


Bild 5. Seitenkraftkennlinien für Radlasten von 20 und 40 kN, die der Modellrechnung zugrunde gelegt wurden.

## 2.2 Ableitung der benutzten Gleichungen

Unter Berücksichtigung der aufgeführten Annahmen und Voraussetzungen liefern Kräfte- und Momentengleichgewicht am einspurigen Ersatzmodell eines Anhängers mit Tandemachsachsfahrwerk die folgenden Beziehungen für die Ersatzseitenkräfte:

$$S_v^* = F_S \frac{e + a/2}{a} \quad (1)$$

$$S_h^* = S_v^* - F_S \quad (2)$$

$$\frac{S_v^*}{S_h^*} = \frac{e + a/2}{e - a/2} \quad (3)$$

Mit  $a$  wird der Achsabstand und mit  $e$  der Abstand vom Zugpunkt zur Fahrwerksmitte bezeichnet. Der Achsabstand wurde für die Untersuchung mit 1 m berücksichtigt, da nahezu alle Mehrachsachsfahrwerke von Anhängern für große Nutzlasten ungefähr diesen Achsabstand aufweisen. Als variable Untersuchungsparameter verbleiben somit die Deichselquerkraft  $F_S$  und der Abstand  $e$ .

Aus Gl. (3) erkennt man, daß die Seitenkraft  $S_v^*$  immer um einen konstanten Faktor, der von den Abmessungen  $a$  und  $e$  bestimmt wird, größer ist als die Seitenkraft  $S_h^*$ . Unterschiedlich große Seitenkräfte bedeuten gemäß Bild 5 aber, daß auch die Schräglaufwinkel der Ersatzräder ungleich groß sind. Unterschiedliche Schräglaufwinkel  $\alpha_v^*$  und  $\alpha_h^*$  haben wiederum zur Folge, daß der Drehpol  $P$  des Tandemachsachsfahrwerkes nicht im Fahrwerksmittelpunkt liegt, sondern in Fahrtrichtung gesehen nach hinten verschoben wird.

Die Bestimmung der Seitenkräfte aus den an den Fahrwerksrädern auftretenden Schräglaufwinkeln in Abhängigkeit von verschiedenen Abständen  $e$  sowie den Kreisfahrparametern Drehradius  $r_p$  und Knickwinkel  $\lambda$  wurde nach dem im folgenden beschriebenen Rechengang vorgenommen. Für unterschiedliche Deichselquerkräfte  $F_S$  werden mit Gln. (1) und (2) die Seitenkräfte auf die Fahrwerksachsen bestimmt. Unter Berücksichtigung der Seitenkraftkennlinie für 40 kN Radbelastung können den Seitenkräften die entsprechenden Schräglaufwinkel  $\alpha_v^*$  und  $\alpha_h^*$  zugeordnet werden. Die Verschiebung  $l_p$  des Fahrwerkdrehpols des Tandemachsachsfahrwerkes ergibt sich dann aus den Beziehungen für den Drehradius  $r_p$ :

$$r_p = \frac{a/2 + l_p}{\tan \alpha_v^*} = \frac{a/2 - l_p}{\tan \alpha_h^*} \quad (4)$$

$$l_p = \frac{a}{2} \frac{\tan \alpha_v^* - \tan \alpha_h^*}{\tan \alpha_v^* + \tan \alpha_h^*} \quad (5)$$

Mit bekannter Verschiebung  $l_p$  läßt sich der Knickwinkel berechnen:

$$\lambda = \arctan(e_p/r_p) \quad (6)$$

Berücksichtigt man noch die Spurbreite  $b$  des Tandemachsachsfahrwerkes, Bild 6, die für die Untersuchung mit 1,8 m angenommen wurde, können die Schräglaufwinkel der Anhängerräder bestimmt werden:

$$\alpha_{v,i} = \arctan \frac{a/2 + l_p}{r_p - b/2}; \quad \alpha_{v,a} = \arctan \frac{a/2 + l_p}{r_p + b/2} \quad (7)$$

$$\alpha_{h,i} = \arctan \frac{a/2 - l_p}{r_p - b/2}; \quad \alpha_{h,a} = \arctan \frac{a/2 - l_p}{r_p + b/2} \quad (8)$$

Für die ermittelten Schräglaufwinkel erhält man letztlich mit Hilfe der vorausgesetzten Seitenkraftkennlinie für 20 kN Radbelastung die gesuchten Radseitenkräfte.

Der beschriebene Rechengang ist dann richtig, wenn die Summe der ermittelten Radseitenkräfte einer Achse gerade so groß wie die Ersatzseitenkraft auf diese Achse ist. Trotz der Nichtlinearität der Seitenkraftkennlinien ist dies weitgehend der Fall. Die Abweichung der Seitenkraftsumme von der Ersatzseitenkraft beträgt ma-

ximal 5 % bei Drehradien  $r_p > b/2 = 0,9$  m. Bei Drehradien  $r_p < b/2$ , d.h. wenn der Kreismittelpunkt M in die Fahrwerksgrundfläche hineinwandert, kann mit diesem Rechenmodell jedoch keine Übereinstimmung der Kräfte erzielt werden. Da in der Praxis Drehradien  $r_p < b/2$  sehr selten auftreten, wurden die folgenden Ergebnisse für Drehradien  $r_p > b/2$  und die zugehörigen Knickwinkel dargestellt.

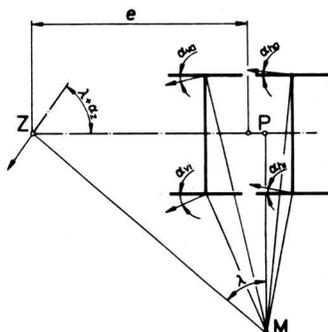


Bild 6. Schematische Darstellung der Schräglaufwinkel der Räder eines Tandemachsfahrwerkes bei Kurvenfahrt.

### 2.3 Ergebnisse

Die Ergebnisse der Modellrechnung für ein Fahrwerk mit Achsabstand  $a = 1$  m, Spurweite  $b = 1,8$  m und Abstand  $e = 4$  m sind in Bild 7 und 8 zu sehen. Die Begrenzungslinie bei  $78,7^\circ$  Knickwinkel bezeichnet die Gültigkeitsgrenze der Modellrechnung. Bild 7 zeigt den Verlauf der Schräglaufwinkel der vier Fahrwerksräder in Abhängigkeit vom Knickwinkel. Erwartungsgemäß treten die größten Schräglaufwinkel an den kurveninnen laufenden Rädern auf. Es ist bemerkenswert, daß die Schräglaufwinkel erst im Bereich großer Knickwinkel steil ansteigende Tendenz aufweisen.

Im Gegensatz dazu ergeben sich bei der Darstellung der Seitenkräfte in Abhängigkeit vom Knickwinkel, Bild 8, nahezu lineare Anstiege der an den Fahrwerksrädern wirkenden Seitenkräfte. Dies bedeutet, daß bereits bei mittleren Knickwinkeln schon beträchtliche Seitenkräfte auftreten, die maßgeblich zur schädlichen Wirkung der schrägläufigen Räder von Tandem- und Tridemachsfahrwerken auf landwirtschaftlichen Nutzflächen beitragen. Die Seitenkraftbelastung des Bodens (und des Fahrwerks selbst) durch die Räder von Tandemachsfahrwerken

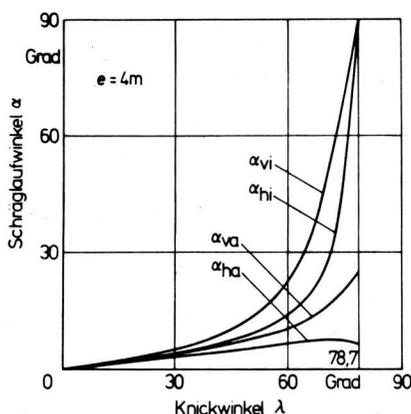


Bild 7. Schräglaufwinkel der Räder eines Tandemachsfahrwerkes in Abhängigkeit vom Knickwinkel; Achsabstand  $a = 1$  m, Spurweite  $b = 1,8$  m, Abstand  $e = 4$  m.

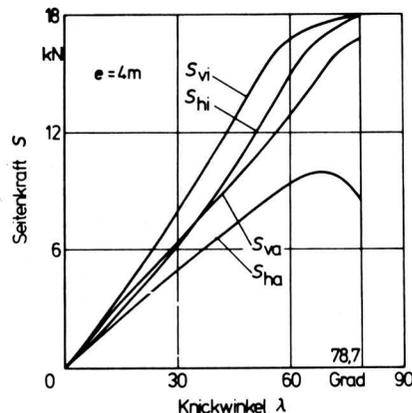


Bild 8. Seitenkräfte der Räder eines Tandemachsfahrwerkes in Abhängigkeit vom Knickwinkel; Achsabstand  $a = 1$  m, Spurweite  $b = 1,8$  m, Abstand  $e = 4$  m.

bei Kurvenfahrt kann jedoch durch den Einsatz von Fahrwerken mit nachlauf- oder zwangsgelenkten Rädern vermindert werden [16, 17]. Während zwangsgelenkte Räder mechanisch oder hydraulisch eingeschwenkt werden, lenken nachlaufgelenkte Räder bei Kurvenfahrt selbsttätig ein.

In Bild 9 ist die rechte Fahrwerksseite eines Tridemachsfahrwerkes mit nachlaufgelenkten Rädern der ersten und dritten Achse unter einem Gülletankwagen mit 20 t zulässigem Gesamtgewicht zu sehen.



Bild 9. Rechte Fahrwerksseite eines Gülletankwagens mit 20 t zulässigem Gesamtgewicht mit nachlaufgelenkten Rädern der ersten und dritten Achse.

Bei Tandemachsfahrwerken wird zweckmäßigerweise die hintere Achse als Lenkachse ausgeführt. In Bild 10 und 11 sind die erforderlichen Lenkwinkel des kurveninneren sowie des kurvenäußeren Rades eines Tandemachsfahrwerks mit gelenkter hinterer Achse in Abhängigkeit vom Knickwinkel für unterschiedliche Abstände  $e$  dargestellt.

Berücksichtigt man, daß die in der Praxis eingesetzten Fahrwerke mit Lenkachsen Lenkwinkel von höchstens  $15-20^\circ$  zulassen, so macht Bild 10 deutlich, daß bereits im mittleren Knickwinkelbereich die erforderlichen Lenkwinkel des kurveninneren Rades den maximalen Einschlagwinkel von  $15-20^\circ$  übersteigen. Bei größeren erforderlichen Lenkwinkeln treten auch an den gelenkten Rädern Seitenkräfte auf, die allerdings selbst bei engem Wenden erheblich kleiner sind als an nichtgelenkten Rädern.

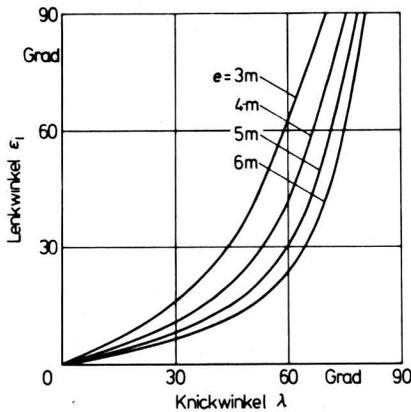


Bild 10. Erforderlicher Lenkwinkel des kurveninneren Rades der Selbstlenkachse eines Tandemachsfahrwerks mit hinterer Lenkachse ( $a = 1 \text{ m}$ ,  $b = 1,8 \text{ m}$ ) in Abhängigkeit vom Knickwinkel bei verschiedenen Abständen  $e$ .

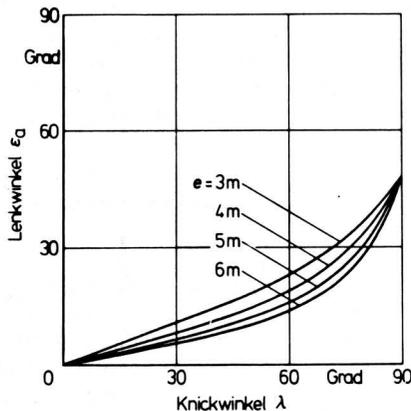


Bild 11. Erforderlicher Lenkwinkel des kurvenäußeren Rades der Selbstlenkachse eines Tandemachsfahrwerks mit hinterer Lenkachse ( $a = 1 \text{ m}$ ,  $b = 1,8 \text{ m}$ ) in Abhängigkeit vom Knickwinkel bei verschiedenen Abständen  $e$ .

### 3. Untersuchung von Vierspur-Fahrwerken

In Bild 12 sind Radanordnungen unterschiedlicher Fahrwerkstypen mit vier Fahrspuren zusammengefaßt. Bei den Einachs-fahrwerken mit vier Fahrspuren kann man Achsen mit Zwillingsbereifung und die seit ca. zwei Jahren in Deutschland angebotenen Doppelpendelachs-Fahrwerke unterscheiden. Die aufgeführten Einachs- und Zweiachs-fahrwerke (linke und rechte Spalte im

Bild 12) haben den Vorteil, Kurven nahezu seitenkraftfrei befahren zu können. Die in der Praxis eingesetzten zwillingsbereiften Lkw-Anhänger sind jedoch trotz doppelter Radanzahl gegenüber einfach bereiften Achsen auf wenig tragfähigen Böden ungeeignet, da die für den Straßentransport vorgesehenen Hochdruckreifen mit steifer Karkasse tiefe Fahrspuren verursachen [11]. Neben den genannten Fahrwerkstypen werden vereinzelt auch Tandemachsfahrwerke mit unterschiedlichen Spurbreiten und in den Niederlanden sogar Doppelpendelachs-Fahrwerke in Tandemanordnung mit insgesamt 8 Rädern eingesetzt (Mitte von Bild 12).

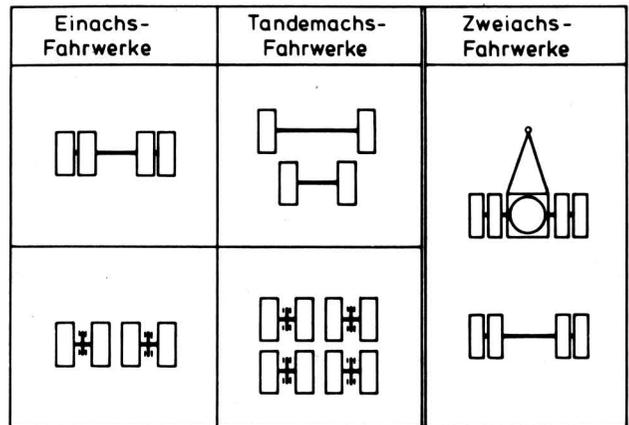


Bild 12. Radanordnungen unterschiedlicher Fahrwerkstypen von Anhängern mit vier Radspuren.

Rüstet man Einachs-fahrwerke mit Zwillingsbereifung zur Bodenschonung mit möglichst breiten und großvolumigen Reifen aus, verbleibt zur Abstützung des Anhängeraufbaus nur noch eine schmale Basis zwischen den inneren Rädern. Dies ist vor allem für einen gefederten Aufbau ungünstig. Auch bezüglich der Kippstabilität können im landwirtschaftlichen Einsatz kritische Situationen auftreten, beispielsweise wenn nur die inneren Räder bei Hangfahrt tragen. Diese Nachteile vermeiden Doppelpendelachs-Fahrwerke, Bild 13, bei denen zwei Pendelachsen nebeneinander angeordnet sind. Im Bild sieht man von hinten auf das Doppelpendelachs-Fahrwerk eines Ladewagens. Man erkennt, daß jeweils zwei Räder auf einer kurzen Achse gelagert sind und daß diese Achse um einen Bolzen in Fahrzeuginnenrichtung pendeln kann.

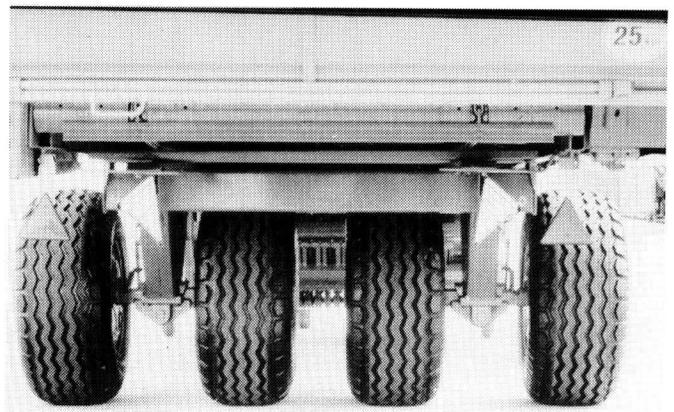


Bild 13. Blick von hinten auf das Doppelpendelachs-Fahrwerk eines Ladewagens.

Im Vergleich zu Tandemachsfahrwerken mit starrer Radführung verbinden Doppelpendelachs-Fahrwerke die Vorteile von Einachsern mit denen von vierradrigen Anhängern. Bei guter Geländeanpassung, die hier ohne Achsfederung erreicht wird, müssen aber gegenüber Tandemachsfahrwerken auch Nachteile in Kauf genommen werden, wie z.B. etwas geringere Hangstabilität und ein größerer Rollwiderstand durch die doppelte Anzahl von Fahrspuren. Der Boden in den Fahrspuren wird jedoch nicht so stark verdichtet wie bei Tandemachsfahrwerken, was auf verdichtungsempfindlichen Böden einen wichtigen Vorzug darstellt.

Vergleicht man für gleiche Gesamtlast den Rollwiderstand von Einachsfahrwerken mit vier Rädern mit dem Rollwiderstand von einfachbereiften Einachsern, so ist aus mehreren Untersuchungen bekannt [23, 24], daß durch das Ersetzen des Zweiradfahrwerks durch diese Vierradfahrwerke je nach Bodenverhältnissen Rollwiderstandsverminderungen bis zu 25 % erwartet werden können. Erklärbar ist dieser Effekt durch das erheblich geringere Einspuren der vier nebeneinander angeordneten Räder, bedingt durch die nur halb so große Radlast und den geringeren Reifeninnendruck.

Um zu überprüfen, ob auch der unterschiedliche Radabstand beim Vergleich von Zwillingsbereifung und Pendelachs-Radanordnung einen Einfluß auf den Rollwiderstand hat, wurde ein Versuchsanhänger gebaut, Bild 14, der es ermöglicht, den Radabstand stufenlos auf der Achse zu verstellen. Zur Messung der Längs- und Normalkraft wurde in die Deichsel eine Zweikomponenten-Kraftmeßeinrichtung eingebaut. Erste Rollwiderstandsmessungen wurden mit Implement-Breitreifen der Größe 15.0/55-17 mit konstanter Radlast (21,5 kN) bei drei unterschiedlichen Luftdrücken auf zwei Standorten durchgeführt. Um den Einfluß der Schlepperspur zu eliminieren, sind die Messungen in Schubfahrt vorgenommen worden.

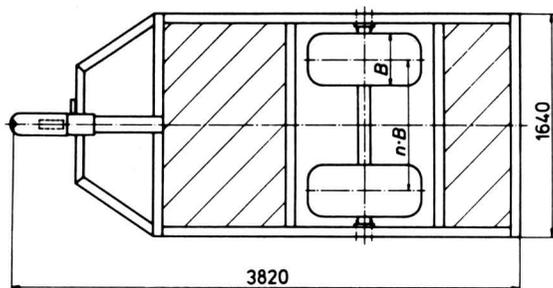


Bild 14. Versuchsanhänger mit stufenlos verstellbarem Radabstand.

Bild 15 zeigt die Meßergebnisse in dimensionsloser Auftragung: Die Rollwiderstandsbeiwerte, bezogen auf den Rollwiderstandsbeiwert bei einem Radabstand von 2,5 B, sind aufgetragen über dem Radabstand, der als Vielfaches der Reifenbreite B angegeben wird. Die linken Punkte im Diagramm entsprechen einer Zwillingsbereifung, der Radabstand 2 B entspricht der Radanordnung bei Pendelachsen.

Auf dem tief bearbeiteten Acker 1, der gepflügt, gegrubbert und mit der Spatenrolle oberflächlich gekrümelt und eingeebnet war, ergab sich bei kleinen Radabständen eine Rollwiderstandserhöhung um ca. 5 %, wohingegen auf dem festen, lediglich oberflächlich mit der Spatenrolle bearbeiteten Ackerboden 2 bei enger Radanordnung eine Verminderung des Rollwiderstandes um ca. 4 % festgestellt wurde.

Aus diesen ersten Messungen fällt es schwer, unter Berücksichtigung der nicht konstanten Bodeneigenschaften, einen Einfluß der Radabstände auf den Rollwiderstand abzuleiten, auch wenn vor allem Kraft u. Luming [24] einen solchen Einfluß aufgezeigt haben. Auch die Messung der Einspurtiefe ergab keine erkennbaren Unterschiede. In Übereinstimmung mit anderen Untersuchungen [7, 9, 22] hat sich allerdings bestätigt, daß mit abnehmendem Reifeninnendruck und damit zunehmender Reifenaufstandsfläche der Rollwiderstand abnahm, Bild 16.

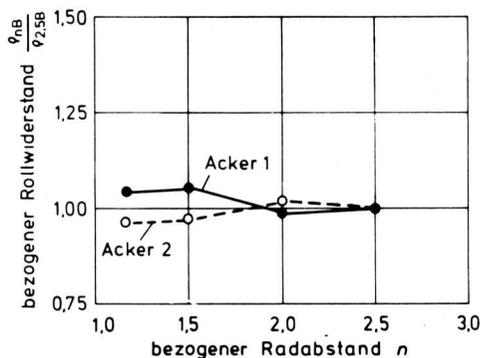


Bild 15. Bezogener Rollwiderstand (Rollwiderstand bezogen auf den Rollwiderstand beim Radabstand 2,5 B) in Abhängigkeit vom bezogenen Radabstand (Radabstand bezogen auf die Reifenbreite B) für zwei unterschiedliche Standorte; Reifengröße 15.0/55-17, Radlast 21,5 kN; Acker 1: gepflügt, gegrubbert, oberflächlich gekrümelt,  $U = 14,3\%$ ; Acker 2: mit Spatenrolle bearbeiteter Stoppelacker,  $U = 15,2\%$ .

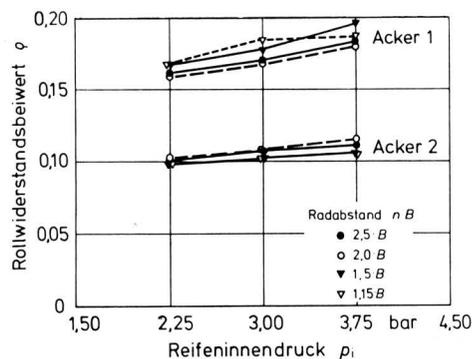


Bild 16. Rollwiderstandsbeiwert in Abhängigkeit vom Reifeninnendruck für verschiedene Radabstände auf zwei unterschiedlichen Standorten; Reifengröße 15.0/55-17, Radlast 21,5 kN; Acker 1: gepflügt, gegrubbert, oberflächlich gekrümelt,  $U = 14,3\%$ ; Acker 2: mit Spatenrolle bearbeiteter Stoppelacker,  $U = 15,2\%$ .

#### 4. Untersuchung des Bodendruckes unter den Fahrwerksreifen

Als einer weiteren Bewertungsmöglichkeit von zwillingsbereiften Einachsfahrwerken und Doppelpendelachs-Fahrwerken wurde der Frage nachgegangen, welchen Einfluß der Radabstand auf den Druck im Boden unter den Reifen ausübt. Dazu sind mit dem Rechenverfahren von Söhne [15] für jeweils zwei nebeneinander stehende Reifen mit gleicher Radlast, entsprechend der Radlast bei den Zugkraftmessungen, die Linien gleicher Hauptdruckspannungen (Druckzwiebeln) in einem normal gelagerten, normalfeuchten Boden (Lastfall 2 bei Söhne) berechnet worden.

Bild 17 zeigt die Linien gleicher Hauptdruckspannungen bei den Radabständen (von links) 0 B, 1,15 B und 2 B im Boden unter den Rädern eingezeichnet. Der Radabstand 0 B entspricht einem Einzelrad mit doppelter Radlast, die mittlere Darstellung der Bodenbelastung durch eine Zwillingsbereifung, die rechte Darstellung der einer Pendelachsordnung.

Die Linien gleichen Druckes reichen beim doppelbelasteten Einzelrad am tiefsten in den Boden. Beim Vergleich der Zwillingsbereifung und der Pendelachsordnung der Räder zeigt es sich, daß die Linien gleicher Druckbelastung bei Werten größer  $10 \text{ N/cm}^2$  in beiden gerechneten Fällen etwa gleich tief in den Boden hineinreichen. Bei den Druckbelastungen kleiner  $10 \text{ N/cm}^2$  erkennt man

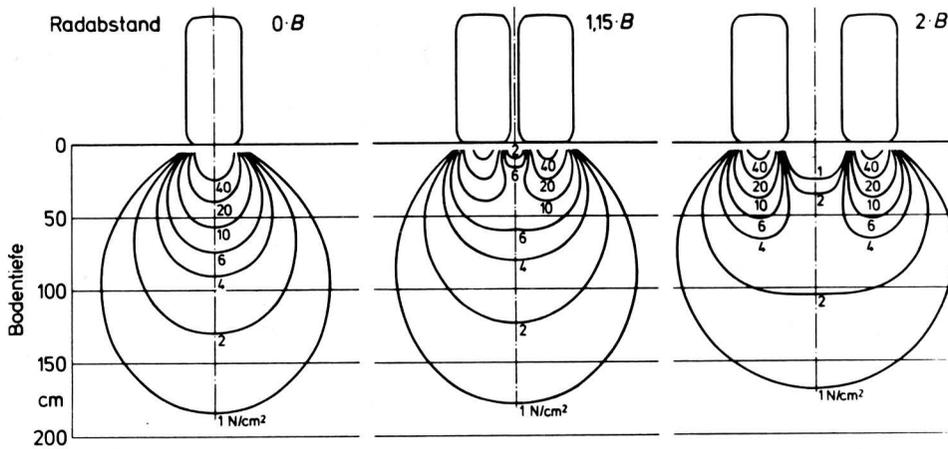


Bild 17. Linien gleicher Hauptdruckspannungen (Druckzwiebels) unter Radanordnungen mit verschiedenen Radabständen; Gesamtbelastung jeweils 41,5 kN, Reifenkontaktfläche je Reifen 633 cm<sup>2</sup>.

jedoch deutlich, daß die Drucklinien, verursacht durch die Zwillingbereifung, sich tiefer in den Boden erstrecken als diejenigen bei Pendelachsberreifung.

Den Einfluß unterschiedlicher Radabstände auf die Tiefenwirkung der Druckspannungen im Boden verdeutlicht noch besser Bild 18. Berücksichtigt man, daß für schädliche Bodenverdichtungen unter normalen landwirtschaftlichen Bedingungen Bodendruckbelastungen von über 10 N/cm<sup>2</sup> erforderlich sind, zeigt Bild 18, daß in diesem Bereich zwischen Zwillingbereifung und Pendelachs-Radanordnung keine Unterschiede in der Tiefenwirkung der Linien gleicher Hauptdruckspannungen auftreten. Im weniger kritischen Druckbereich unterhalb 10 N/cm<sup>2</sup> ist wiederum ein ausgeprägter Zusammenhang zwischen Radabstand und Tiefe der Drucklinien zuegunsten enger Radanordnungen erkennbar.

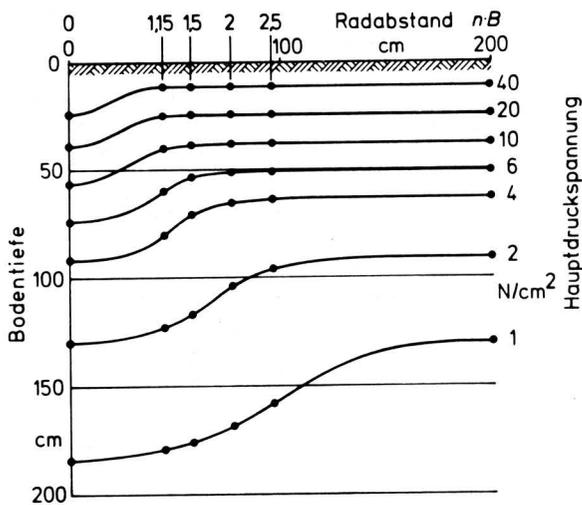


Bild 18. Maximale Tiefe der Linien gleicher Hauptdruckspannungen in Abhängigkeit vom Radabstand; Gesamtbelastung jeweils 41,5 kN, Reifenkontaktfläche je Reifen 633 cm<sup>2</sup>.

## 5. Zusammenfassung

Das häufige Befahren landwirtschaftlicher Nutzflächen mit immer schwereren Transportfahrzeugen macht die Verwendung möglichst bodenschonender Fahrwerke erforderlich. Für einen bodenschonenden Einsatz sollten die Fahrwerke landwirtschaftlicher Trans-

portfahrzeuge deshalb so beschaffen sein, daß sowohl unzulässige Bodenverdichtungen und tiefe Fahrsuren als auch das Abscheren der Bodenoberfläche vermieden werden. Aus diesem Grunde wurden zur Bewertung der untersuchten Fahrwerkstypen die Kriterien Schräglauf- und Seitenkraftverhalten bei Kurvenfahrt, Rollwiderstand der Fahrwerke und Bodendruck unter den Fahrwerksreifen herangezogen. Da über die zweckmäßige Bereifung landwirtschaftlicher Transportfahrzeuge bereits zahlreiche Veröffentlichungen vorliegen, sind hier als Parameter der Fahrwerkstypen in erster Linie Radanzahl und Radanordnung untersucht worden.

Bei Zweispurfahrwerken erzeugen die Fahrwerke mit zwei oder drei Achsen auf verdichtungsempfindlichen Böden durch den Multi-Pass-Effekt der hintereinanderlaufenden Räder Fahrsuren mit stark verdichtetem Untergrund. Hinzu kommt, daß die beim Kurvenfahren und Wenden von starr geführten Tandem- oder Tridemachsfahrwerken auftretenden Radseitenkräfte die Bodenoberfläche abscheren. Um die Größenordnung der Seitenkraftbelastung des Bodens bei Kurvenfahrt aufzuzeigen, wurde eine Modellrechnung für ein Tandemachsfahrwerk mit nicht gelenkten Rädern durchgeführt. Die Modellrechnung zeigte, daß die Radseitenkräfte nahezu linear mit ansteigenden Knickwinkeln zwischen Zugfahrzeug und Anhänger zunehmen. Werden Tandemachsfahrwerke mit nachlauf- oder zwangsgelenkten Rädern ausgerüstet, kann dadurch die Seitenkraftbelastung des Bodens bei Kurvenfahrt jedoch stark vermindert werden.

Bei gleicher Radanzahl verursachen Vierspurfahrwerke im Vergleich zu Zweispurfahrwerken durch die doppelte Anzahl von Radspuren einen größeren Rollwiderstand. Der Boden in den Fahrsuren wird allerdings nicht so stark verdichtet wie bei Tandemachsfahrwerken. Für einen bodenschonenden Einsatz kommen von den Vierspurfahrwerken vor allem Einachsfahrwerke mit Zwillingbereifung und Doppelpendelachs-Fahrwerke in Frage. Um im Vergleich zu überprüfen, ob der unterschiedliche Radabstand bei Zwillingbereifung bzw. Pendelachs-Radanordnung einen Einfluß auf den Rollwiderstand hat, wurden Rollwiderstandsmessungen mit einem Versuchsanhänger auf zwei unterschiedlichen Böden durchgeführt. Es ergaben sich keine bemerkenswerten Rollwiderstandsunterschiede in Abhängigkeit vom Radabstand.

Zur weiteren Bewertung von zwillingbereiften Einachs- und Doppelpendelachs-Fahrwerken wurde untersucht, welchen Einfluß der Radabstand auf den Druck im Boden unter den Reifen ausübt. Dazu sind für verschiedene Radabstände die Linien gleicher Hauptdruckspannungen (Druckzwiebels) berechnet worden. Die Ergebnisse zeigen, daß für die genannten Fahrwerke ein Einfluß des unterschiedlichen Radabstandes auf die Tiefe der Drucklinien nur im Bereich der Bodendruckbelastung unter 10 N/cm<sup>2</sup> besteht. Demnach sind Doppelpendelachs-Fahrwerke wegen der geringeren Bodendruckbelastung in großen Bodentiefen zwillingbereiften Einachsfahrwerken vorzuziehen.

## Verwendete Formelzeichen

a	Achsabstand
b	Spurbreite
e	Abstand von Fahrwerkmitte bis Zugpunkt
$e_p$	Abstand von Fahrwerkdrehpol bis Zugpunkt
$l_p$	Verschiebung des Fahrwerkdrehpols aus der Fahrwerksmitte
n	Radabstandsfaktor (auf Radbreite bezogener Radabstand)
$r_p$	Drehradius des Anhängerfahrwerks
$r_z$	Drehradius des Zugpunktes
B	Radbreite
$F_N$	Radlast
$F_S$	Deichselquerkraft (Zugkraftkomponente senkrecht zur Richtung der Anhängerdeichsel)
$F_Z$	Anhängierzugkraft
S	Seitenkraft, Kraft senkrecht zur Radebene
$S^*$	Ersatzseitenkraft (Rechenmodell)
U	Feuchtegehalt
$\alpha_{i,a}$	Schräglaufwinkel von kurveninnerem bzw. kurvenäußerem Rad
$\alpha_{v,h}$	Schräglaufwinkel von vorderem bzw. hinterem Rad
$\alpha_Z$	Winkel zwischen Schlepperhinterachse, Kreismittelpunkt M und Zugpunkt Z
$\epsilon$	Lenkwinkel
$\lambda$	Knickwinkel (korrekt: um $\alpha_Z$ reduzierter Knickwinkel)
$\rho$	Rollwiderstandsbeiwert

## Schrifttum

Bücher sind durch • gekennzeichnet

- [ 1 ] • *Fatehi, D.*: Prozeßgerechte Gestaltung von Ernteguttransporten in der Landwirtschaft. Forschungsbericht Agrartechnik des Arbeitskreises Forschung und Lehre der Max-Eyth-Gesellschaft Nr. 8, 1975.
- [ 2 ] *Isensee, E.*: Terra-Reifen und Bodendruck. Landtechnik Bd. 40 (1985) Nr. 9, S. 384/87.
- [ 3 ] *Heine, A.*: Reifen für den Einsatz auf Grünland. Landtechnik Bd. 40 (1985) Nr. 4, S. 164/68.
- [ 4 ] *Köller, K.*: Frühjahrbestellung ohne Bodenverdichtungen. DLG-Mitteilungen Bd. 99 (1984) Nr. 6, S. 315/19.
- [ 5 ] *Bolling, I.*: Bodenverdichtung und Bereifung bei landwirtschaftlichen Fahrzeugen. Landtechnik Bd. 39 (1984) Nr. 10, S. 449/52.
- [ 6 ] *Bolling, I. u. W. Söhne*: Der Bodendruck schwerer Acker-schlepper und Fahrzeuge. Landtechnik Bd. 37 (1982) Nr. 2, S. 54/57.
- [ 7 ] *McAllister, M.*: Reduction in the rolling resistance of tyres for trailed agricultural machinery. J. agric. Engng. Res. Bd. 28 (1983) Nr. 2, S. 127/37.
- [ 8 ] *Perdok, U.D. u. J. Terpstra*: Berijdbarheid van landbouwgrond (1). Bandspanning en grondverdichting. Landbouwmeechanisatie Bd. 34 (1983) Nr. 4, S. 363/66.
- [ 9 ] *Perdok, U.D. u. J. Terpstra*: Berijdbarheid van landbouwgrond (3). Rolweerstand en insporing van wagenbanden. Landbouwmeechanisatie Bd. 34 (1983) Nr. 6, S. 623/28.
- [ 10 ] *Perdok, U.D. u. J. Terpstra*: Berijdbarheid van landbouwgrond (5). Optimale wieluitrusting onder landbouwwagens en trekkers. Landbouwmeechanisatie Bd. 34 (1983) Nr. 8, S. 793/97.
- [ 11 ] *Kruizenga, J.J.*: Banden voor graslandbedrijven. Landbouwmeechanisatie Bd. 33 (1982) Nr. 1, S. 55/59.
- [ 12 ] *Miedema, T.T.*: Mengmest uitrijden op "slappe" grond. Landbouwmeechanisatie Bd. 39 (1978) Nr. 10, S. 1103/1106.
- [ 13 ] *Söhne, W.*: Wechselbeziehungen zwischen Fahrzeuglaufwerk und Boden beim Fahren auf unbefestigter Fahrbahn. Grundl. Landtechnik Nr. 13 (1961) S. 21/34.
- [ 14 ] *Söhne, W.*: Beitrag zur Mechanik des Systems Fahrzeug – Boden unter besonderer Berücksichtigung der Acker-schlepper. Grundl. Landtechnik Nr. 17 (1963) S. 5/16.
- [ 15 ] *Söhne, W.*: Druckverteilung im Boden und Bodenverformung unter Schlepperreifen. Grundl. Landtechnik Nr. 5 (1953) S. 49/63.
- [ 16 ] *Spaink, G.N. u. J. v. Maanen*: Wielplaatsing bij zware landbouwwagens. Landbouwmeechanisatie Bd. 27 (1976) Nr. 11, S. 1087/90.
- [ 17 ] *Spaink, G.N. u. J. v. Maanen*: Het IMAG drie-assig gestuurd onderstel. Landbouwmeechanisatie Bd. 29 (1978) Nr. 5, S. 535.
- [ 18 ] *Holm, I.C.*: Das Verhalten von Reifen beim mehrmaligen Überfahren einer Spur. Proc. 3rd Int. Conf., Int. Soc. for Terrain-Vehicle Systems, Essen 1969 Vol. 2, S. 96/123.
- [ 19 ] *Heine, A.*: Schräglauf und Seitenkräfte an den Rädern von Anhängern mit Tandemachsfahrwerken bei Kurvenfahrt. Vortrag beim Symposium "Transport- und Fördertechnik in der Landwirtschaft", 27./29. Sept. 1982, Balatonalmaadi, Ungarn.
- [ 20 ] *Schwanghart, H.*: Messungen von Kräften an gelenkten nicht angetriebenen Reifen. Proc. 7th Int. Conf., Int. Soc. for Terrain-Vehicle Systems, Calgary 1981 Vol. 1, S. 335/56.
- [ 21 ] *Schwanghart, H. u. K. Rott*: Untersuchungen über den Profileinfluß gelenkter, nicht angetriebener Implement-Reifen auf Widerstands- und Seitenkräfte. Grundl. Landtechnik Bd. 34 (1984) Nr. 4, S. 170/76.
- [ 22 ] *McKibben, E.G. u. J.B. Davidson*: Transport wheels for agricultural machines (3). Effect of inflation pressure on the rolling resistance of pneumatic implement tires. Agric. Engng. Bd. 21 (1940) Nr. 1, S. 25/26.
- [ 23 ] *McKibben, E.G. u. J.B. Davidson*: Transport wheels for agricultural machines (5). Effect of wheel arrangement on rolling resistance. Agric. Engng. Bd. 21 (1940) Nr. 3, S. 95/96.
- [ 24 ] *Kraft, D.C. u. H. Luming*: Multiple rolling tire sinkage and drag interaction effects. J. Terramechanics Bd. 8 (1972) Nr. 4, S. 53/67.