

Anlage zu entfernen, um nach Möglichkeit nur auf die Arbeitsflächen wirkende Bodenkraft zu messen, aber das gelingt doch nur zum Teil. Die Veröffentlichungen über Versuchsergebnisse bei flachem Pflügen und beim Pflügen im steinigem Boden zeigen, daß oft beträchtliche vertikal nach oben wirkende Kräfte auftreten, die offenbar auf die Scharschneide wirken. Daß diese derartige Vertikalkräfte zu übertragen vermag, beweist jeder auf dem Boden stehende Pflug, es beweist dies die oft anzutreffende verhärtete Pflugschle. Daher ist ein auf drei Rädern und drei Pflugkörpern stehender Pflug ein statisch unbestimmtes Gebilde, bei dem es nur durch sorgfältige Einstellung gelingt, den Meßkörper bei Normalarbeit – steinfreier Boden, keine zu flache Furche – so frei zu machen, daß nur auf die Arbeitsfläche wirkende Bodenkraft die Meßdosen beeinflussen. Daß im praktischen Betrieb die gleichen Verhältnisse vorliegen, kann man nicht erwarten, ganz abgesehen davon, daß der Pflugkörper ja in diesem Falle mit Sohle und Anlage ausgerüstet ist und deren Aufgaben nicht allein dem hinteren Stützrad, wie beim Meßpflug übertragen werden. Auf alle Fälle erscheint mir die jetzt fast allgemein zu findende Annahme, daß bei starrer Pflugschle, z. B. zwischen den drei Rädern eines Dreiradschleppers, die Räder eine zusätzliche Belastung durch die „vertikale Komponente des Bodenbearbeitungswiderstandes“ erfahren, als zu günstig. Beim Anpflügen und in steinigem Boden ist das Gegenteil der Fall, und diesen ungünstigen Fall muß der Konstrukteur berücksichtigen – und er tut es glücklicherweise auch, ohne sich viel um die Theorie zu scheren. Bei starrer An-

bringung kann im Gegensatz zur Anlenkung das gesamte Pfluggewicht auf den Schlepperrädern ruhen, soweit es nicht über die Sohle auf den Boden übertragen wird. Nimmt man das erstere an, so tut man wohl gut daran, im Normalfall nicht auch noch zusätzlich eine nach abwärts gerichtete Komponente des Arbeitswiderstandes in Rechnung zu setzen, sondern diese durch die Sohlenkraft als ausgeglichen zu betrachten. Genau dasselbe gilt für die seitlichen Kräfte.

Zusammenfassung

Meine Ausführungen sollten nicht den Wert von Meßpfluguntersuchungen an sich in Frage stellen. Für die Beurteilung der Wechselwirkung zwischen Schlepper und angelenktem Pflug haben diese auch keine Bedeutung. In allen Fällen – und das sind weitaus die meisten –, in denen es nur auf die Kenntnis des Wechselspiels der Kräfte zwischen Pflug und Schlepper ankommt und nicht darauf, wie die einzelnen Teile oder der Pflugkörper bzw. andere Arbeitswerkzeuge dazu beitragen, genügt es und ist überdies durchsichtiger und einfacher, von der Gesamtbodenkraft auszugehen. Ihre Richtung ist bei Anlenkung hinreichend genau bekannt, ihre Größe durch das Zugvermögen des Schleppers begrenzt. Bei starrer Anbringung der Arbeitswerkzeuge ist die Kräfteverteilung statisch unbestimmt.

Literatur

Grundlagen der Landtechnik, Düsseldorf (1952) Heft 3.

A 2191

Die Zugleistung eines Kettenschleppers¹⁾

Von Kfz.-Ing. E. H. DOERGE, Schönebeck (Elbe)

DK 629.114.2: 004.15

Für die Berechnung der Zughakenleistung N_Z des Gleisketten- oder Raupenschleppers gelten dieselben Bedingungen wie für den Radschlepper:

$$N_Z = N_e - (N_R + N_S + N_V) \quad [PS]. \quad (17)$$

1 Die Leistung für Eigenfortbewegung

Ebenso wie bei dem Radschlepper dient die Leistung für Eigenfortbewegung N_R zur Überwindung des Roll- gegebenenfalls auch des Steigungswiderstands.

Für Gleiskettenschlepper mit Stahlkette kann im Mittel der Rollwiderstandsbeiwert für Asphaltstraßen = 0,06 und für Ackerboden = 0,07 bis 0,12 gesetzt werden, der außer von der Fahrbahn (Bodenwiderstand) noch von anderen Faktoren, wie Art und Breite der Kette, Größe der Lauf- und Leitrollen usw. abhängig ist. Seine genaue Bestimmung erfolgt am einfachsten durch einen Ausrollversuch.

Zum Befahren einer Steigung ist zusätzlich eine Steigungsleistung N_{st} erforderlich. Es sei hier auch für den Radschlepper nachgetragen, daß Gefälle die Bewegung fördern, somit einen Leistungsgewinn ergeben. Mit geändertem Vorzeichen behalten die Gleichungen (9) bzw. (10) auch für Gefällstrecken Gültigkeit.

$$W_{st} = -G \cdot \sin \alpha = -G \cdot \frac{H}{L} \quad [kg], \quad (9a)$$

$$N_{st} = -\frac{\sum W \cdot V}{3,6 \cdot 75} = -\frac{G \cdot \sin \cdot V}{270} = -\frac{G \cdot \frac{H}{L} \cdot V}{270} \quad [PS]. \quad (10a)$$

Unter Vernachlässigung des Luftwiderstands kann an Stelle der Gleichung (7) die Leistung für Eigenfortbewegung

$$N_R = \frac{\sum W \cdot V}{3,6 \cdot 75} = \frac{(W_r \pm W_{st}) \cdot V}{270} = \frac{(G \cdot f \pm G \sin \alpha) \cdot V}{270} \quad [PS] \quad (7a)$$

allgemeingültig angeschrieben werden, wenn

- + für Steigung,
- für Gefälle

gesetzt wird, dabei ist zu beachten, daß für Gefällstrecken W_{st} nach Gleichung (9) ermittelt wird.

2 Die Verlustleistungen

Wird der bei Kettenschleppern auftretende Schlupf s im Mittel zu 5% angenommen, dann ist dafür eine Schlupfverlustleistung

$$N_S = 0,05 \cdot N_e \quad [PS] \quad (15a)$$

erforderlich. Im Bereich der größten Zugkraft Z_{max} erreicht auch bei Kettenschleppern der Schlupf Werte von 10% und mehr.

Für die Triebwerkverlustleistung N_V setze man beim Kettenschlepper zweckmäßig in Gleichung (16)

$$\eta_{Tr} = 0,75$$

ein.

3 Die Zughakenleistung und Zugkraft

Wie bereits dargelegt, ist die auf die Fahrbahn übertragene Umfangskraft U vom Haftreibungsbeiwert μ und dem Adhäsionsdruck G_{ad} abhängig. Während bei dem Radschlepper mit einer Treibachse nur der Gewichtsanteil der Treibachse G_{Tr} für die Adhäsion wirksam ist, wird für den Kettenschlepper

$$G_{ad} = G \quad [kg], \quad (36)$$

damit geht Gleichung (22) über in

$$U = \mu \cdot G \quad (kg). \quad (22a)$$

Nach Gleichung (21) ist die Zugkraft

$$Z = U - \Sigma W \quad [kg], \quad (37)$$

mit wachsendem U muß demnach auch Z größer werden, wenn ΣW gleich bleibt. Mit bekanntem Z kann die Zughakenleistung nach Gleichung (18) bestimmt werden.

¹⁾ Siehe auch: Die Zugleistung eines Radschleppers, H. 11, (1955), S. 445. Zur besseren Übersicht für den Leser sind die Formeln und Skizzen in beiden Aufsätzen fortlaufend durchnummeriert.

4 Der Kettenschlepper in der Kurve

Die angeführten Beziehungen der Fahrtmechanik für Widerstände und Leistungen gelten für den Kettenschlepper nur bei Geradeausfahrt, denn bei Kurvenfahrt bzw. beim Wenden tritt noch ein Wendemoment auf, dessen Überwindung zusätzlich Leistung erfordert.

Während am Radschlepper beim Kurvenfahren die Räder auf konzentrischen Kreisen um einen gemeinsamen Mittelpunkt abrollen, tritt bei dem Kettenschlepper eine gleitende Drehbewegung ein.

Man kann sich daher den Wendevorgang in zwei Teile zerlegt denken. In eine geradlinige Fortbewegung, wofür die Leistung für Eigenfortbewegung N_R zur Überwindung der Roll- und Fahrwiderstände sowie eine gleichzeitige Drehbewegung, für die die Wendeleistung N_w zur Überwindung des Wendewiderstands erforderlich sind.

Ihre Summe stellt die ideale Fahrwiderstandsleistung

$$N_0 = N_R + N_w \quad [PS] \quad (38)$$

dar.

4.1 Das Wendemoment

Bezeichnet man bei einem Gleiskettenfahrzeug die kurvenäußere Kette mit dem Index a , die kurveninnere mit i und ferner:

- G Fahrzeuggewicht [kg]
- B Kettenbreite [cm]
- L tragende Kettenlänge [cm]
- M_w Wendemoment [mkg]
- N_a Antriebsleistung der äußeren Kette [PS]
- N_i Antriebsleistung der inneren Kette [PS]
- N_0 ideale Antriebsleistung [PS]
- N_R Leistung für Eigenfortbewegung [PS]
- N_w Wendeleistung [PS]
- R_k Kurvenradius, bezogen auf Fahrzeugmitte [m]
- R_a Kurvenradius, bezogen auf äußere Kette [m]
- R_i Kurvenradius, bezogen auf innere Kette [m]
- S Spurweite [m]
- V Fahrgeschwindigkeit [km/h]
- V_a Geschwindigkeit der äußeren Kette [km/h]
- V_i Geschwindigkeit der inneren Kette [km/h]
- P_r Reibkraft [kg]
- Z_a Zugkraft in der äußeren Kette [kg]
- Z_i Zugkraft in der inneren Kette [kg]
- f Rollreibungsbeiwert
- k spezifischer Bodendruck [kg/cm²]
- k_B Bodendruck/cm Kettenbreite [kg/cm]
- μ Reibungswert
- ω Winkelgeschwindigkeit [1/s]

dann ist der spezifische Bodendruck

$$k = \frac{G}{2 \cdot B \cdot L} \quad [kg/cm^2] \quad (39)$$

und soll für Moorboden $\approx 0,5 \text{ kg/cm}^2$ nicht überschreiten.

Nach Bild 3 sei die Reibkraft beim Lenken für $dx = dP_r$. Der Bodendruck oder die Bodenkraft/cm Kettenbreite

$$k_B = \frac{G}{2 \cdot L} \quad [kg/cm] \quad (40)$$

und für

$$dx = dx \cdot \frac{G}{2 \cdot L},$$

dann ist

$$dP_r = \frac{G}{2 \cdot L} \cdot \mu \cdot dx.$$

Ist das Differential des Wendemomentes

$$dM_w = \frac{G}{2 \cdot L} \cdot \mu \cdot x \cdot dx$$

so ergibt sich das Wendemoment [L in m]

$$M_w = 4 \cdot \frac{G \cdot \mu}{2 \cdot L} \int_0^{L/2} x \cdot dx = \frac{G \cdot \mu \cdot L}{4} \quad [mkg]. \quad (41)$$

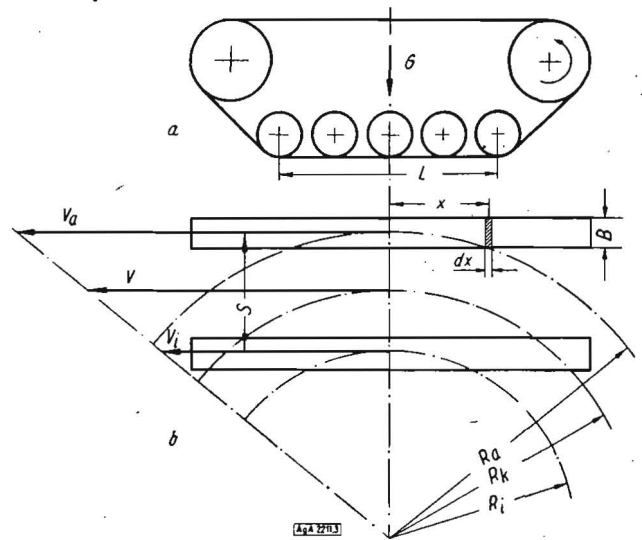


Bild 3. Schematische Darstellung eines Kettenschleppers beim Kurvenfahren. a Seitenansicht mit tragender Länge der Kette, b Draufsicht, die Geschwindigkeit ist durch entsprechende Strecken dargestellt

4.2 Die Wendeleistung

Die Wendeleistung ergibt sich aus:

$$N_w = \frac{M_w \cdot \omega}{75} \quad [PS] \quad (42)$$

und

$$\omega = \frac{V}{3,6 \cdot R_k} \quad [1/s] \quad (43)$$

zu

$$N_w = \frac{\mu}{1080} \cdot \frac{G \cdot L \cdot V}{R_k} \quad [PS]. \quad (42a)$$

4.3 Die ideale Fahrwiderstandsleistung

Die ideale Fahrwiderstandsleistung bei Kurvenfahrt war

$$N_0 = N_R + N_w \quad [PS],$$

mit Hilfe der Gleichungen (4) und (42a) läßt sich dafür auch anschreiben

$$N_0 = \frac{f \cdot G \cdot V}{270} + \frac{\mu}{1080} \cdot \frac{G \cdot L \cdot V}{R_k} \quad [PS]$$

oder vereinfacht

$$N_0 = \frac{G \cdot V}{270} \left(f + \frac{\mu \cdot L}{4 R_k} \right) \quad [PS]. \quad (38a)$$

Die ideale Fahrwiderstandsleistung N_0 läßt sich auch aus den Antriebsleistungen der Ketten bestimmen, da

$$N_0 = N_a + N_i \quad [PS] \quad (38b)$$

sein muß.

4.4 Die Antriebsleistung der Kette

Analog der Zughakenleistung [Gleichung (18)] ist die Antriebsleistung N_a der äußeren Kette

$$N_a = \frac{Z_a \cdot V_a}{3,6 \cdot 75} \quad [PS]. \quad (44)$$

dabei gilt für die Zugkraft

$$Z = Z_a + Z_i = G \cdot f \quad [kg].$$

Die an dem in Pfeilrichtung wendenden Fahrzeug auftretenden Kräfte und Momente lassen sich aus der schematischen Darstellung (Bild 4) leicht ermitteln.

Nach den Gleichgewichtsbedingungen muß sein:

$$\Sigma P = 0; \quad Z_a + Z_i - W_{ra} - W_{ri} = 0,$$

$$\Sigma M = 0;$$

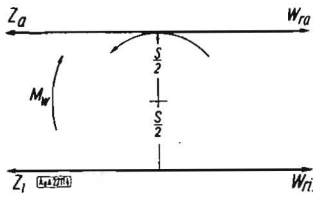


Bild 4. Die freigemachten, beim Wenden bzw. Kurvenfahren angreifenden Kräfte

mit $W_{ra} = W_{ri} - \frac{G}{2} \cdot f$ ist dann

$$\frac{G}{2} \cdot f \cdot s + M_w - Z_a \cdot s = 0.$$

Daraus ergibt sich die Zugkraft der Außenkette

$$Z_a = \frac{G}{2} \cdot f + \frac{M_w}{s} \quad [\text{kg}]$$

und mit

$$M_w = \frac{G \cdot \mu \cdot L}{4} \quad [\text{mkg}]$$

zu

$$Z_a = \frac{G}{2} \cdot f + \frac{G \cdot \mu \cdot L}{4 \cdot s} \quad [\text{kg}].$$

oder vereinfacht

$$Z_a = \frac{G}{2} \left(f + \frac{\mu \cdot L}{2 \cdot s} \right) \quad [\text{kg}]. \quad (45)$$

Für die Zugkraft der Innenkette gilt dann

$$Z_i = G \cdot f - Z_a \quad [\text{kg}],$$

damit wird

$$Z_i = \frac{G}{2} \left(f - \frac{\mu \cdot L}{2 \cdot s} \right) \quad [\text{kg}] \quad (46)$$

Die aus der ΣM abgeleiteten beiden Zugkräfte unterscheiden sich durch das Vorzeichen des letzten Gliedes in der Klammer.

Solange der Ausdruck $\frac{\mu \cdot L}{2 \cdot s} > f$ ist (trifft fast immer zu), wird die Zugkraft Z_i der Innenkette negativ sein.

Nach Bild 3 ist das Verhältnis

$$\frac{v_a}{V} = \frac{R_k + \frac{S}{2}}{R_k};$$

dennnach muß die Geschwindigkeit der Außenkette

$$V_a = V \left(1 + \frac{S}{2 R_k} \right) \quad [\text{km/h}] \quad (47)$$

sein, während für die Antriebsleistung der äußeren Kette an Stelle von (44) auch

$$N_a = \frac{Z_a \cdot V \left(1 + \frac{S}{2 R_k} \right)}{3,6 \cdot 75} \quad [\text{PS}]$$

angeschrieben werden kann. Wird nun Z_a durch Gleichung (45) ersetzt, so gehen die Beziehungen für die Antriebsleistung der Außenkette über in

$$N_a = \frac{G \cdot V}{540} \left(f + \frac{\mu \cdot L}{2 \cdot s} \right) \left(1 + \frac{S}{2 R_k} \right) \quad [\text{PS}]. \quad (44a)$$

Für die Innenkette ergibt sich aus dem Verhältnis

$$\frac{v_i}{V} = \frac{R_k - \frac{S}{2}}{R_k}$$

die Geschwindigkeit

$$V_i = V \left(1 - \frac{S}{2 R_k} \right) \quad [\text{km/h}]. \quad (48)$$

die stets kleiner als die Geschwindigkeit der Außenkette sein muß, wie es auch aus der graphischen Darstellung hervorgeht (Bild 3).

Die erforderliche Antriebsleistung der inneren Kette ist dann

$$N_i = \frac{G \cdot V}{540} \left(f - \frac{\mu \cdot L}{2 \cdot s} \right) \left(1 - \frac{S}{2 \cdot R_k} \right) \quad [\text{PS}]. \quad (49)$$

Die ideale Fahrwiderstandsleistung soll nach (38b) gleich der Summe der Kettenantriebsleistungen sein. Setzen wir die ermittelten Antriebsleistungen der Ketten in Gleichung (38b) ein, so können wir auch schreiben

$$N_0 = \frac{G \cdot V}{540} \left(f + \frac{\mu \cdot L}{2 \cdot s} \right) \left(1 + \frac{S}{2 \cdot R_k} \right) + \frac{G \cdot V}{540} \left(f - \frac{\mu \cdot L}{2 \cdot s} \right) \left(1 - \frac{S}{2 \cdot R_k} \right) \quad [\text{PS}].$$

Nach dem Ausmultiplizieren, Kürzen und Zusammenfassen erhalten wir mit

$$N_0 = \frac{G \cdot V}{270} \left(f + \frac{\mu \cdot L}{4 \cdot R_k} \right) \quad [\text{PS}], \quad (38a)$$

die bereits festgestellten Beziehungen

$$N_R + N_w = N_a + N_i \quad [\text{PS}] \quad (50)$$

wie zu beweisen war.

5 Zusammenfassung

Die bekannten Formeln der Fahrtmechanik des Kraftwagens gelten sowohl für Rad- als auch für Gleiskettenfahrzeuge, für die letzteren jedoch nur bei Geradeausfahrt. Beim Wenden bzw. Kurvenfahren tritt ein der Bewegung hinderndes Wendemoment M_w auf, das nur durch eine zusätzliche Wendeleistung N_w überwunden werden kann.

Die ideale Fahrwiderstandsleistung bei Kurvenfahrt stellt die Mindestleistung dar, während die wirkliche Kurvenfahrwiderstandsleistung N_k größer und von der Art des Lenkgetriebes abhängig ist; sie wird mit zunehmendem Kurvenradius kleiner. Grenzfall: $R_k = \infty$.

A 2211

Handbuch für Traktoristen

Der Deutsche Bauernverlag, Berlin, bringt in diesen Wochen das seit langem erwartete „Handbuch für Traktoristen“ heraus. Es wird unseren Traktoristen bei der Winterschulung in den MTS wertvolle Dienste leisten und kommt gerade deshalb zur rechten Zeit. Der umfangreiche Band ist von namhaften Autoren des Fachgebietes zusammengestellt (Prof. Dr. Riedel, Dipl.-Landw. Uhlmann, Ing. Koswig, Ing. Berger, Ing. Pechaczek, Ing. Achilles usw.) und gibt eine ausführliche Darstellung aller wichtigen Fragen, die mit dem Schlepper und seinen Geräten zusammenhängen.

Nach einer Einführung in das technische Grundwissen (Mathematik, Mechanik, Wärmelehre, Elektrotechnik, technisches Zeichnen usw.) wird der Schlepper in seinen Hauptteilen behandelt. Ein besonderer Abschnitt befaßt sich mit der Bedienung, Wartung und Pflege der Schlepper und Landmaschinen. Mineralöle, Kraft- und Schmierstoffe kommen im folgenden Teil zur Besprechung.

Das ausgedehnte Gebiet der Landmaschinen ist in mehrere Abschnitte untergliedert, sie entsprechen dem jeweiligen Verwendungszweck der Maschinen und Geräte (Bodenbearbeitung, Pflanzenpflege, Grünfütter- und Heuwerbung, Halmfrüchtere, Ernteaufbereitung und Hackfrüchtere).

Der abschließende Teil des Buches enthält wissenswerte Hinweise über Verbesserungsvorschläge, Patente, Direktorfonds, Rationalisatorienbewegung und Ingenieurkonten. Auch die vielfältigen Möglichkeiten zur Weiterbildung werden erläutert.

Das wertvolle Werk, das in unserem nächsten Heft ausführlich besprochen wird, umfaßt etwa 500 Seiten mit rund 300 Bildern und ist zum Preis von etwa 12,- DM durch alle Buchhandlungen zu beziehen.

AZ 2257