

Zur Berechnung der Verlustleistung am Laufwerk eines Radschleppers

Beim Aufstellen der Leistungsbilanz eines Schleppers pflegt man zur Bestimmung der Verlustleistung den Fahrwiderstand mit der Fahrgeschwindigkeit und eine aus dem Drehmoment der Antriebswellen berechnete Umfangskraft der Triebräder mit der Schlupfgeschwindigkeit zu multiplizieren [1, 2, 3]. Einige Autoren [4, 5] nehmen bei der Berechnung der Fahrwiderstandsleistung statt der wirklichen Geschwindigkeit die Geschwindigkeit des schlupfflos fahrenden Schleppers. An einer Stelle [4] wird zur Bestimmung der Schlupfleistung nicht die obengenannte Umfangskraft, sondern die Zugkraft benutzt. Es soll hier untersucht werden, ob diese Rechnungsansätze berechtigt sind, denn die Kräfte kommen in der Weise, wie man es sich hierbei vorstellt, tatsächlich gar nicht zur Wirkung.

Laufgrad

Zunächst werden die Kräfte eines Laufrades, also eines nicht angetriebenen Rades, betrachtet. Am freigemachten¹⁾ Rad treten folgende Kräfte auf (Abb. 1a):

Eine zur Fahrbahn rechtwinklige Kraft W_n , die Raddruckkraft, die nicht durch die Rollkreismitte M geht, sondern um den Hebelarm der Rollreibung f in Fahrtrichtung verschoben vor der Rollkreismitte liegt.

Die in der Fahrbahn liegende andere Komponente der vom Boden auf das Rad ausgeübten Gesamtkraft W , der Fahrwiderstand W_t .

Das Gewicht G des Rades.

Die Last Q , die vom Zapfen auf das Radlager übertragen wird.

Eine Kraft P , mit der das Rad vom Schlepper mitgenommen wird, und

ein Kräftepaar, das Lagerreibmoment

$$M_{Rbg} = \mu_i \sqrt{P^2 + Q^2} r, \quad (1)$$

wenn μ_i die auf den Zapfenhalbmesser r bezogene Lagerreibzahl des Wälzlagers ist. An Zahlenbeispielen zeigt sich, daß P^2 gegenüber Q^2 vernachlässigbar ist, so daß

$$M_{Rbg} \approx \mu_i Q r. \quad (1a)$$

Bei gleichförmiger Fahrt gelten die Gleichgewichtsbedingungen. Aus ihnen folgt:

$$Q = W_n - G \quad (2)$$

$$P = W_t \quad (3)$$

$$W_t = \frac{f}{R} W_n + \frac{r}{R} \mu_i Q \quad (4)$$

Der Fahrwiderstand W_t besteht also nach Gl. (4) aus 2 Teilen, nämlich aus dem Rollwiderstand und aus einer zur Überwindung der Lagerreibung erforderlichen Kraft am Radumfang.

Die Geschwindigkeitsverteilung bei reinem Rollen des Rades ist so, als ob das Rad in der betrachteten Stellung sich jeweils um den Berührungspunkt des Rollkreises mit der Fahrbahn, den sogenannten Geschwindigkeitspol O , drehe (Abb. 1b).

Die Leistung einer Kraft ist gleich dem skalaren Produkt aus dem Kraftvektor P und dem Geschwindigkeitsvektor v ihres Angriffspunktes, also

$$N = P v \cos \alpha, \quad (5)$$

wenn Kraft und Geschwindigkeit einen Winkel α miteinander bilden. Nun geht der Fahrwiderstand W_t durch den Geschwindigkeitspol O hindurch; da dieser Punkt die Geschwindigkeit Null besitzt (Abb. 1b), ist die Leistung des Fahrwiderstandes W_t gleich Null!

Dagegen besitzt die Raddruckkraft W_n eine Leistung. Denn ihr Angriffspunkt F hat die Geschwindigkeit (Abb. 1b)

$$v_F = \omega f = \frac{f}{R} v, \quad (6)$$

wobei v die Geschwindigkeit der Rollkreismitte, also die Fahrgeschwindigkeit des Schleppers, und

$$\omega = v/R = \pi n/30 \quad (7)$$

die Winkelgeschwindigkeit des sich mit n U/min drehenden Laufrades ist. Aus Gl. (5) mit Gl. (6) und mit $\alpha \approx 180^\circ$ ist die durch die Rollreibung verursachte Leistung der Raddruckkraft W_n

$$N_{\text{Roll}} = -W_n v_F = -W_n \frac{f}{R} v, \quad (8)$$

ein negativer Wert, da Kraft und Geschwindigkeit entgegengesetzt gerichtet sind.

Die Leistung eines Kräftepaares beträgt

$$N = M \omega. \quad (9)$$

Danach ist mit Gln. (1a) und (7) und unter Beachtung, daß M_{Rbg} und ω entgegengesetzt gerichtet sind, die Leistung des Lagerreibmoments

$$N_{\text{Lager}} = -\mu_i Q r \omega = -\frac{r}{R} \mu_i Q v. \quad (10)$$

Die Kräfte Q und G stehen rechtwinklig zu ihren Geschwindigkeiten, haben daher mit $\cos 90^\circ = 0$ keine Leistungen, und die positive Leistung der an der Radnabe wirkenden Kraft P , nämlich Pv , hebt sich gegen die ebenso große negative Leistung der am Achszapfen, also am Schlepperrumpf auftretenden Wechselwirkungskraft P fort. Als Gesamtleistung für ein Laufrad ist demnach die Summe aus Gln. (8) und (10) in Rechnung zu setzen:

$$N_L = -\frac{f}{R} W_n v - \frac{r}{R} \mu_i Q v = -\left(\frac{f}{R} W_n + \frac{r}{R} \mu_i Q\right) v. \quad (11)$$

Dafür läßt sich aber mit Gl. (4) schreiben:

$$N_L = -W_t v. \quad (12)$$

Es zeigt sich also: Obwohl der Fahrwiderstand W_t in Wirklichkeit keine Leistung verrichtet, läßt sich die Summe der Leistungen von Raddruckkraft W_n und Lagerreibmoment M_{Rbg} einfach mit seiner Hilfe nach Gl. (12) berechnen.

Triebrad

Am Triebrad (Abb. 2a) eines Schleppers haben die Kräfte W_n , G , Q und das Lagerreibmoment M_{Rbg} der Gl. (1) dieselbe Bedeutung wie an einem Laufrad. Die vom Achstrichter auf die Radnabe ausgeübte Kraft P ist die Wechselwirkungskraft zu derjenigen Kraft, mit der das Triebrad den Schlepperrumpf vorwärts schiebt. Die vom Boden auf das Triebrad ausgeübten Kräfte ergeben außer der oben erwähnten lotrechten Komponente W_n eine in Richtung der Fahrbahn, und zwar — im Gegensatz zum Laufrad — in Fahrtrichtung liegende Komponente, die Triebkraft T . Sie wird dadurch hervorgerufen, daß durch die Welle ein von den kleinen Kegelrädern des Ausgleichsgetriebes kommendes antreibendes Kräftepaar, das Triebmoment M_t , hindurchgeleitet wird. Die Gleichgewichtsbedingungen ergeben für das Triebrad

$$Q = W_n - G \quad (2)$$

$$P = T \quad (3)$$

$$T = \frac{M_t}{R} - \left(\frac{f}{R} W_n + \frac{r}{R} \mu_i \sqrt{Q^2 + P^2}\right). \quad (14)$$

Die Triebkraft T ist also gemäß Gl. (14) gleich der Differenz zweier Kräfte, nämlich einer Kraft, die am Hebelarm R des

¹⁾ Vgl. Heyde: Mechanik für Ingenieure, Bd. I, 2. Auflage. Leipzig 1952

wirksamen Triebradhalbmessers dem treibenden Moment M_t entspricht und die von den meisten Autoren als Umfangskraft U bezeichnet wird, und einer Kraft, die dem Fahrwiderstand W_f gemäß Gl. (4) entspricht. Es ist aber zu beachten, daß die beiden Kräfte U und W_f am Triebbad nur Rechnungsgrößen sind, so daß es auch nicht richtig ist, den sogenannten Kraftschlußbeiwert auf diese Kraft U zu beziehen [6]. In Wirklichkeit üben die einzelnen Bodenteilchen auf die mit ihnen in Berührung befindlichen Teilchen der Radoberfläche über diese Fläche verteilte elementare Druck- und Schubkräfte dW_n und dT aus. Diese verteilten Kräfte ergeben — ebenes Problem vorausgesetzt — eine resultierende Einzelkraft, deren beide Komponenten, die eine rechtwinklig zur Fahrbahn, die andere parallel zur Fahrbahn am wirksamen Radhalbmesser R , die Kräfte W_n und T (Abb. 2a) sind.

Der Geschwindigkeitszustand eines Triebrades (Abb. 2b), das bei gegebenem Reifen- und Bodenzustand mit einem von der Größe der Kraft T abhängigen Schlupf s läuft, läßt sich wieder mit Hilfe des Geschwindigkeitspoles O bequem überblicken:

Die Gangpolbahn ist ein Kreis um die Radmitte mit dem Halbmesser

$$\varrho = R(1 - s), \quad (15)$$

der auf der Rastpolbahn, einer Parallelen zur Fahrbahn im Abstände $R - \varrho$, ohne zu gleiten abrollt. Der jeweilige Be-

rührungspunkt von Gangpol- und Rastpolbahn ist der Geschwindigkeitspol O , um den dann das Rad im betrachteten Augenblick eine reine Rotation ausführt. Die Geschwindigkeiten der einzelnen Punkte des Rades sind daher verhältnismäßig ihren Abständen vom Geschwindigkeitspol. Der Proportionalitätsfaktor ist die Winkelgeschwindigkeit

$$\omega = \pi n/30. \quad (7)$$

Aus ihr ergibt sich die der Raddrehzahl n entsprechende — ideale — Fahrgeschwindigkeit des schlupffrei rollenden Rades, die Konstruktionsfahrgeschwindigkeit

$$v_o = \omega R. \quad (16)$$

Das Geschwindigkeitsbild (Abb. 2b) liefert die Gleitgeschwindigkeit zwischen Rad und Fahrbahn

$$v_g = \omega(R - \varrho) \quad (17)$$

und daraus mit Gln. (15) und (16)

$$v_g = \omega R s = s v_o \quad (17a)$$

Die Geschwindigkeit des Punktes F , durch den die resultierende Stützkraft W_n hindurchgeht, ergibt sich mit Gl. (15) zu

$$v_F = \omega \cdot c = \omega \sqrt{f^2 + (R - \varrho)^2} = \omega \sqrt{f^2 + s^2 R^2}. \quad (18)$$

Die Fahrgeschwindigkeit v des Schleppers findet man (Abb. 2b) zu

$$v = \omega \varrho = \omega R(1 - s) = v_o(1 - s) = v_o - v_g. \quad (19)$$

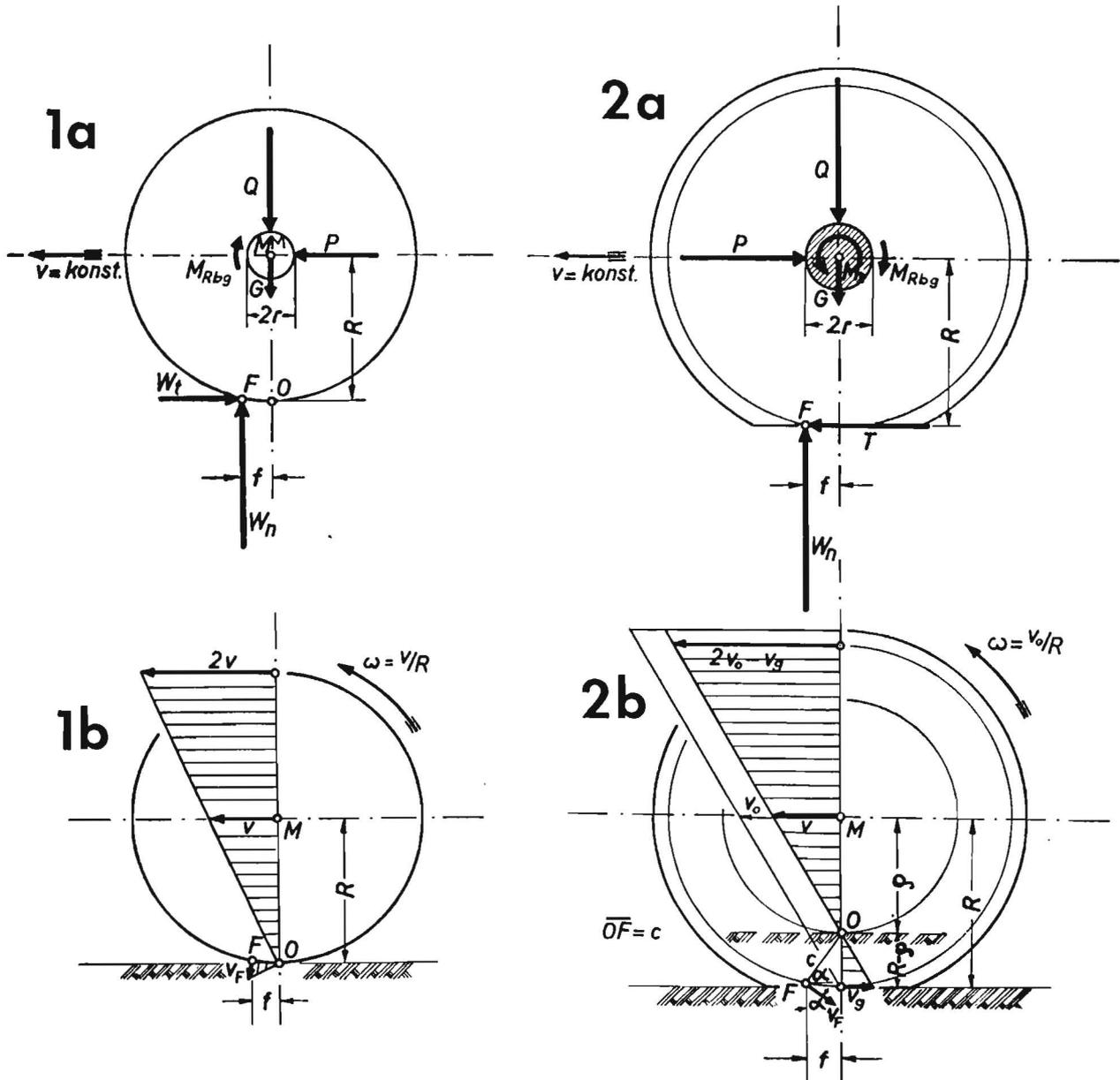


Abb. 1: Laufbad; a) Kräfte b) Geschwindigkeiten — Abb. 2: Triebbad; a) Kräfte b) Geschwindigkeiten (gezeichnet für 30% Schlupf)

Das mittlere Glied der Gl. (28) ergibt sich aus der Lagerreibung. Der zweite Summand der Klammer, multipliziert mit v_0 , stellt die wirkliche Lagerreibleistung der Hinterräder dar. Sie könnte man auch den sowieso meist sehr summarisch mit einem gewissen Prozentsatz der Motorleistung berücksichtigten Getriebeverlusten zuschlagen. Der erste Summand, multipliziert mit v_0 , ergibt einen größeren Wert als den Leistungsverlust durch die Lagerreibung der Vorderräder, da er durch die oben vorgenommene Zusammenfassung der Gl. (27) noch einen Betrag aus der Schlupfleistung enthält.

Das erste Glied in Gl. (28), eine Verlustleistung aus der Rollreibung, ist aus den Rollwiderständen der Vorder- und Hinterachse durch Multiplikation mit der Geschwindigkeit v_0 des schlupflosen Schleppers zu berechnen. Nun liegen für die Hebelarme f der Rollreibung, die übrigens keine Konstanten sind, sondern sich mit A, B, R und v ändern, wobei A und B nach Gln. (25) und (26) wieder von Z abhängig sind, unter den verschiedenen Verhältnissen nur unzureichend wenig Erfahrungswerte vor. Man begnügt sich deshalb mit mittleren Werten f . Wenn man dabei auch mit einem für Vorder- und Hinterachse gleichen mittleren Verhältnis $(f/R)_m$ rechnet, wird

$$N'_{Roll} = - \left(\frac{f_v}{R_v} A + \frac{f_h}{R_h} B \right) v_0 \approx - \left(\frac{f}{R} \right)_m (A + B) v_0 \\ = - \left(\frac{f}{R} \right)_m (G - Z \sin \zeta) v_0. \quad (30)$$

Damit wäre dann, wie üblich, ein durchschnittlicher Rollwiderstand aus dem Gesamt-Schleppergewicht G berechnet.

Will man auch die Lagerreibung — schon angesichts der Unsicherheit der Lagerreibzahl μ_i — überschlägig aus dem Gesamt-Schleppergewicht berechnen, müßte man im zweiten Glied von Gl. (28) einen sowohl für Vorder- und Hinterachse

gleichen mittleren Betrag $\left(\frac{r}{R} \mu_i \right)_m$ einsetzen, ferner die Radgewichte gegenüber den Achslasten sowie $Z^2 \cos^2 \zeta$ gegen B^2 vernachlässigen und erhielte damit

$$N'_{Lager} \approx - \left(\frac{r}{R} \mu_i \right)_m [A + B] v_0 \\ = - \left(\frac{r}{R} \mu_i \right)_m (G - Z \sin \zeta) v_0. \quad (31)$$

Mit Gln. (30) und (31) wäre dann der gesamte Leistungsverlust durch die Fahrwiderstände

$$N'_{Fahr} = N'_{Roll} + N'_{Lager} \approx - \left[\left(\frac{f}{R} \right)_m + \left(\frac{r}{R} \mu_i \right)_m \right] \\ (G - Z \sin \zeta) v_0. \quad (32)$$

Schreibt man die eckige Klammer, einen maßfreien Ausdruck, abkürzend als Fahrwiderstandsbeiwert c_w , so ist die gesamte Eigenfahrleistung

$$N'_{Fahr} \approx - c_w (G - Z \sin \zeta) v_0 = - W_{ges} v_0. \quad (32a)$$

Dieser Beiwert c_w ist es, für den sich im Schrifttum einige wenige Angaben finden [3; 4]. Wenn in einem Fall dabei nur vom Rollwiderstand gesprochen wird, so ist offensichtlich dennoch der Gesamtfahrwiderstand W_{ges} gemeint, da sonst der Lagerreibverlust gar nicht berücksichtigt wäre und da es bei der bisherigen groben Angabe der Widerstandsbeiwerte nicht sinnvoll wäre, eine feinere Trennung in Rollreibung und Lagerreibung vorzunehmen.

Bei dem nur überschlägigen Verfahren nach Gl. (30) bis (32a) wird man $Z \sin \zeta$ gegen G vernachlässigen.

Bemerkt sei noch, daß der zur Verlustleistungsrechnung in Gl. (32a) benutzte Gesamt-Fahrwiderstand W_{ges} nur eine Rechnungsgröße ist; als wirkliche Kraft kommt W_{ges} unter den am Schlepper angreifenden Kräften (Abb. 3) nicht vor.

Bild einer Leistungsbilanz

Die Nutzleistung an der Zugvorrichtung des Schleppers beträgt nach Gl. (5)

$$N_{Nutz} = - Z \cos \zeta \cdot v = - Z \cos \zeta \cdot v_0 (1 - s). \quad (33)$$

Die Summe aus Gln. (29) und (33) ist damit

$$N_{Nutz} + N'_{Schlupf} = - Z \cos \zeta \cdot v_0 (1 - s) - Z \cos \zeta \cdot v_0 s \\ = - Z \cos \zeta \cdot v_0. \quad (34)$$

Trägt man die Leistungsbilanz über der Zugkraft $Z \cos \zeta$ auf [3], so muß die Summe vorstehender beider Leistungen nach Gl. (34) eine Gerade durch den Koordinaten-Ursprung ergeben, solange die Motordrehzahl vernachlässigbar wenig von ihrem Leerlaufwert n_{leer} abfällt. Bei stärkerem Absinken der Drehzahl ist in die vorstehenden Gleichungen $v_0 = v_{leer} n/n_{leer}$ zu setzen.

Bei vernachlässigbarem Drehzahlabfall, für den üblichen Sonderfall $\zeta = 0$ und bei Annahme eines konstanten mittleren Wertes $(f/R)_m$ ergibt sich für N'_{Roll} aus Gl. (30) ein konstanter Wert, so daß im Leistungsschaubild eine Parallele zur oben erwähnten Geraden zu ziehen wäre.

Wenn üblicherweise mit einem konstanten Gesamtfahrwiderstand gerechnet wird, ist auch die Lagerreibung nach Gl. (31) konstant anzunehmen. Damit würde das mittlere Glied der Gl. (28) eine weitere Parallele im Leistungsschaubild geben. Selbstverständlich wäre es auch möglich, in Gl. (27) oder (28) den mit Z und damit nach Gln. (25) und (26) auch mit A und B veränderlichen Verlauf der Lagerreibung zu berücksichtigen.

Die Summe aller dieser im Schaubild aufgetragenen Leistungen liefert die gemäß Gl. (23) durch die Hinterachswellen abgegebene Leistung

$$N_{Welle} = N_{Nutz} + N'_{Schlupf} + N'_{Roll} + N'_{Lager} \\ = N_{Nutz} + N_{Verl}. \quad (35)$$

Addiert man dazu noch die Leistungsverluste im Getriebe, so erhält man die Motorleistung, wiederum als Gerade, falls mit konstantem Getriebewirkungsgrad gerechnet wird.

Man beachte, daß $N'_{Schlupf}$, N'_{Roll} und N'_{Lager} nicht die wirklichen Beträge $N_{Schlupf}$, N_{Roll} und N_{Lager} darstellen, sondern daß nur die Summe gemäß Gl. (28) die tatsächliche Verlustleistung wiedergibt, was aber für Rechnungen zum Entwurf eines Schleppers genügt. Auf dem Schlepperprüffeld dagegen wird man sich wohl nicht mit der Gesamt-Verlustleistung begnügen, sondern möchte die drei Verluste auch einzeln in ihrer wahren Größe bestimmen.

Vergleich mit den üblichen Berechnungsverfahren

Zur Berechnung der Verlustleistung des Fahrwiderstandes pflegt man einen Gesamtwiderstand W_{ges} , der also nicht in je einen Widerstand für Vorder- und Hinterräder getrennt ist, mit der Fahrgeschwindigkeit v des Schleppers zu multiplizieren [1; 2; 3]. Das ergibt eine zu geringe Verlustleistung, da gemäß Gl. (27) für die Hinterachse mit der Geschwindigkeit v_0 der schlupflosen Fahrt gerechnet werden muß. Wenn dagegen andere Autoren den Gesamt-Fahrwiderstand mit v_0 malnehmen [4; 5], wird ein zu großer Leistungsverlust gefunden.

Bei der Ermittlung der Schlupfverlustleistung wird üblicherweise die oben erwähnte Rechnungsgröße M_t/R , Umfangskraft U genannt, mit der Schlupfgeschwindigkeit multipliziert. Dieses Produkt liefert einen zu großen Wert, da nach Gl. (14) die wirkliche Umfangskraft, nämlich die Triebkraft T , kleiner als U ist. Wenn aber statt U die Zugkraft $Z \cos \zeta$ zur Bestimmung des Schlupfverlustes genommen wird [4], so ist diese Schlupfleistung, wie Gl. (24) zeigt, zu klein berechnet.

Die einzelnen Verluste ergeben sich also nach den üblichen Verfahren in keinem Fall in richtiger Weise. Wem es aber bei einer Entwurfsberechnung nur auf den gesamten Leistungsverlust ankommt, der erhält auch nach den bisherigen

Gepflogenheiten einen richtigen Wert — richtig natürlich nur im Rahmen der zahlreichen vereinfachenden Annahmen bei Gl. (30) und (31) — für die Summe der Verluste:

$$N_{\text{Verl}} = -W_{\text{ges}} v_0 - Z \cos \zeta \cdot s v_0. \quad (28a)$$

Denn dies stimmt unter Beachtung von Gl. (30) bis Gl. (32a) mit Gl. (28) überein.

Rechnet man dagegen mit der zu kleinen Fahrwiderstandsleistung und dazu mit der zu großen Schlupfleistung, so ist deren Summe

$$N_{\text{Verl}} = -W_{\text{ges}} v - U s v_0$$

und mit Beachtung der Gleichungen (19) und (14), (24), (30) bis (32a) wieder

$$\begin{aligned} N_{\text{Verl}} &= -W_{\text{ges}} v_0 (1 - s) - (Z \cos \zeta + W_{\text{ges}}) s v_0 \\ &= -W_{\text{ges}} v_0 - Z \cos \zeta \cdot s v_0. \end{aligned} \quad (28a)$$

Versuchsanordnung zur Bestimmung des Fahrwiderstandes

Wie gesagt, liegen bisher nur wenig und noch nicht ausreichende Werte für die Rollreibung eines Schleppers unter den verschiedensten Bedingungen vor. Da diese Werte nur aus Versuchen gewonnen werden können, sind solche Versuche durchaus notwendig. Dabei genügt es aber nicht, einen Gesamtrollwiderstand entsprechend Gl. (30) zu bestimmen, sondern es muß der Rollwiderstand für Vorder- und Hinterräder getrennt gemessen werden. Das kann in folgender Weise geschehen: Es ist ein besonderer Versuchsschlepper erforderlich, dessen Hinterachswellen das durchgeleitete Drehmoment M_t zu messen gestatten [7] — heutzutage wohl auf elektrischem Wege — und auf dessen Rädern die verschiedenen Reifengrößen verwendet werden können. Damit ein ebenes Problem vorliegt, wird man wohl dafür sorgen, daß der Gesamtschwerpunkt möglichst genau in der Längsmittlebene des Schleppers liegt. Die Vorderachse des Versuchsschleppers wird zunächst ausgebaut und an einer geeigneten, möglichst leichten Versuchskarre angebracht, die zur Bestimmung von W_t (Abb. 1a) unter Zwischenschaltung eines Zugkraftmessers unter verschiedenen Belastungen $G + Q$, den Vorderachslasten $A = f(Z)$ entsprechend, bei verschiedenen Geschwindigkeiten, Reifenluftdrücken und Bodenverhältnissen gezogen wird, ähnlich wie es bei der Bestimmung des Fahrwiderstandes von Ackerwagen geschehen ist [8]. Da im Falle des Aufbäumens die Vorderachslast bis auf Null heruntergeht, müßte — falls eine Messung bis in die Nähe dieses Zustandes erwünscht ist — die Karre bei zu hohem Eigengewicht künstlich entlastet werden, was durch eine zweite angehängte Karre mit auskragender Last möglich wäre. Selbstverständlich ist bei den Versuchen darauf zu

achten, daß die Spurweite der dabei verwendeten Zugmaschine genügend von der des Versuchsschleppers abweicht.

Ist eine Meßreihe mit der Vorderachse auf einem Boden bestimmten Zustandes durchgeführt, so ist die Achse wieder am Versuchsschlepper einzubauen und dieser Schlepper mit verschiedenen Zughakenlasten Z zu fahren, wobei der Einfachheit halber deren Richtung $\zeta = 0$ gemacht wird. Zu den bei den Laufrädern erwähnten Einflüssen auf den Rollwiderstand käme für die Triebräder noch der Schlupf hinzu. Bezeichnet man den zuvor ermittelten Fahrwiderstand der beiden Vorderräder mit $W_v = W_t$ (Abb. 3) und das zweite Glied der Gl. (14) mit W_h ,

$$W_h = \frac{f_h}{R_h} B + \frac{r_h}{R_h} \mu_h \sqrt{(B - 2G_h)^2 + Z^2 \cos^2 \zeta}, \quad (36)$$

so ist aus Gl. (14)

$$W_h = \frac{M_t}{R_h} - T \quad (14a)$$

und aus Gl. (24)

$$W_h = \frac{M_t}{R_h} - Z \cos \zeta - W_v. \quad (37)$$

Hat man außerdem für die an Vorder- und Hinterrädern verwendeten Wälzlager in einem Lagerprüfstand die Werte μ_v und μ_h gemessen, so lassen sich aus Gl. (4)

$$W_v = \frac{f_v}{R_v} A + \frac{r_v}{R_v} \mu_v (A - 2G_v), \quad (14a)$$

und aus Gl. (36) die Hebelarme f_v und f_h der Rollreibung für die untersuchten Verhältnisse errechnen.

DK 631.372—231

Schrifttum:

- [1] Meyer, H.: Beiträge zur Auswertung von Schlepperversuchen. TidL 11 (1930) S. 99 u. 100.
- [2] Franke, R.: Geländegängige Schlepper. In: Automobiltechnisches Handbuch 16. Aufl. Berlin 1945 S. 1513.
- [3] Meyer, H., u. Bock, G.: Fahrmedien. Landtechnik 6 (1951) S. 176—178.
- [4] Krey, A., u. Hartig, S.: Entwurfberechnung für Ackerschlepper. Konstruktion 1 (1949) S. 181 u. 182.
- [5] Jante, A.: Zur Entwurfsplanung von Ackerschleppern. Die Technik 5 (1950) S. 112 u. 113.
- [6] Popov, W. A.: Nomographisches Verfahren zur Ermittlung der Zugkraft von Ackerschleppern mit Hinterradantrieb. Landtechnische Forschung 1 (1951) S. 27 u. 28.
- [7] Kloth, W.: Eine neue Versuchseinrichtung für Schlepperuntersuchungen. TidL 9 (1928) S. 145—147.
- [8] Meyer, H., u. Lengsfeld, J.: Untersuchungen der Fahrwiderstände von neuen Laufwerken für Ackerwagen. TidL 14 (1933) S. 203 u. 204.

Résumé:

Prof. Dr.-Ing. H. Heyde: „Zur Berechnung der Verlustleistung am Laufwerk eines Radschleppers.“

Bei den üblichen Verfahren, die Leistungsverluste im Schlepperlaufwerk zu berechnen, geht man von falschen physikalischen Vorstellungen aus. Es werden daher in vorstehender Untersuchung die Leistungen aller tatsächlich am Laufwerk auftretenden Kräfte und Kräftepaare unter Zurückgehen auf die Definitionsgleichung des Leistungsbegriffes berechnet. Dabei zeigt sich, daß die einzelnen Verluste bisher falsch berechnet wurden, daß aber ihre Summe mit der Summe der wirklichen Verlustleistungen übereinstimmt. Allerdings ist die Veränderlichkeit der Rollreibungs- und Lagerreibungswerte mit den Radkräften bisher noch vernachlässigt worden. Um diesen Mangel zu beheben, wären umfangreiche Versuchsreihen — etwa nach einem vorgeschlagenen Verfahren — erforderlich.

Prof. Dr.-Ing. H. Heyde: „The Calculation of Losses in the Running Gear of Tractors.“

The usual methods of calculating the losses in the Running Gear of tractors are built up on false physical premises. Hence the present investigations determine the performance and the effect of all losses actually arising in the running gear with reference to the basic equation of work. It is further shown that, up to the present, losses have been wrongly calculated, although their sum total agrees with the sum total of the real losses. However, the variations in the rolling friction and the friction in the bearings in connection with the variation in the forces at the wheels has been neglected. A series of exhaustive trials would be necessary to determine how these losses could be avoided.

Prof. Dr.-Ing. H. Heyde: „Pour calculer la perte de puissance des organes de marche d'un tracteur à roues.“

Pour calculer la perte de puissance des organes de marche du tracteur, on part de fausses notions physiques, par les procédés habituels. C'est pourquoi dans l'examen qui précède, la résultante de toutes les forces s'appliquant effectivement aux organes de marche, et des forces conjuguées, est calculée à partir de la valeur de la puissance, telle qu'elle résulte de l'équation fondamentale. Cela montre que les diverses pertes ont été, jusqu'ici, mal calculées, mais que leur somme concorde avec le total des pertes réelles de puissance. En effet, la variation des coefficients de frottement lors du roulement et de friction dans les paliers, en regard de la puissance des roues a, jusqu'à ce jour, été négligée. Pour remédier à cette lacune, des essais importants, peut-être d'après une méthode proposée, seraient nécessaires.

Ing. Dr. H. Heyde, catedrático:

„El cálculo de la pérdida de rendimiento en los elementos de marcha de un tractor de ruedas.“

Los procedimientos corrientes de calcular las pérdidas de rendimiento en los elementos de marcha se fundan en conceptos físicos erróneos, por lo que en esta investigación se calculan los rendimientos de todos los esfuerzos y de los pares de fuerzas que se presentan realmente en los elementos de marcha, remontándose a la ecuación que define el concepto del rendimiento. Estos cálculos demuestran que las diferentes pérdidas se calcularon hasta aquí de un modo equivocado, pero que la suma total concuerda con la suma de las pérdidas efectivas de rendimiento. Sin embargo, ha quedado desatendido hasta aquí el carácter variable de los valores de rozamiento de cojinetes y de la rodadura, en relación con los esfuerzos de las ruedas. Para corregir este defecto, convendría establecer amplias investigaciones en serie, siguiendo un procedimiento propuesto.