

Bild 2. Der Traktorwirkungsgrad auf Beton in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit. a Radtraktor RS 01/40-II, b Radtraktor RT 315, c Radtraktor RT 325, d Radtraktor Zetor 50 Super, e Traktor ZT 300

Feldwege und Schotterstraßen kann man je nach Zustand zwischen Feld und Beton einreihen.

Das im Nomogramm eingezeichnete Beispiel bezieht sich auf nachstehende Zahlenwerte:

Rollwiderstandsbeiwert f 0,10
Steigung St 20%

Anhängemasse G 10 t
Fahrgeschwindigkeit V 10 km/h
Traktorwirkungsgrad η_T 0,50

$$P_e = \frac{(f \cdot 1000 + St \cdot 10) \cdot G \cdot V}{\eta_T \cdot 270}$$

$$= \frac{(0,10 \cdot 1000 + 2 \cdot 10) \cdot 10 \cdot 10}{0,50 \cdot 270} = 88,9 \text{ PS}$$

Literatur

- [1] JANTE, A.: Kraftfahrmechanik Teil I. VEB Verlag Technik, Berlin, 1960
- [2] BLUMENTHAL, R.: Technisches Handbuch Traktoren. VEB Verlag Technik, Berlin, 1960
- [3] BOSCH, R.: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, Stuttgart, 1957
- [4] DUBBEL: Taschenbuch für Maschinenbau, 2. Band. Springer-Verlag, Berlin-Göttingen-Heidelberg, 1955
- [5] FRANKE, R.: Beiwerte über Rollwiderstand, Kraftschluß und Zugkraft von Wagen und Ackerschleppern. Landtechnische Forschung 15 (1965) H. 5, S. 137 bis 143
- [6] SCHIEFFER, H.: Transport mit Zweiachsackerwagen und dafür erforderliches Schleppergewicht. Landtechnische Forschung 12 (1962) H. 1, S. 23 bis 25
- [7] SÜHNE, W.: Kraftübertragung zwischen Schlepperreifen und Ackerboden. Grundlagen der Landtechnik (1952) H. 3, S. 75 bis 87
- [8] Autorenkollektiv: Landtechnisches Taschenbuch. VEB Deutscher Landwirtschaftsverlag, Berlin, 1965
- [9] -: Hütte II B. Verlag Wilhelm Ernst und Sohn, Berlin, 1955
- [10] KLIEFOTH, F.: Steigung, Steigungswiderstand und Steigungsleistung. Landtechnik, München 10 (1955) H. 16, S. 608 und 609
- [11] -: Prüfbericht 2/1957, 11/1962, 13/1963, 14/1963, 16/1967. DAL, Institut für Landtechnik, Potsdam-Bornim A 7732

Dipl.-Ing. Dr. K. WEHSELY M. I. Mech. E.

Untersuchungen an hinterachsgetriebenen Traktoren mit verschiedenen Laufwerken

Die Leistungssteigerung landwirtschaftlicher Traktoren hat in den letzten Jahren beträchtliche Fortschritte gemacht.

Dies läßt sich anhand statistischer Untersuchungen über das Anwachsen der Typenzahl leistungsgesteigerter Traktoren nachweisen (Bild 1).

Die in der Leistung gesteigerten Traktoren benötigen zur Abstützung der größeren Traktorenmasse größere Triebadreifen. Die TGI, 33-500 02 weist jeder Zugkraftklasse eine bestimmte Bereifung zu (Bild 2).

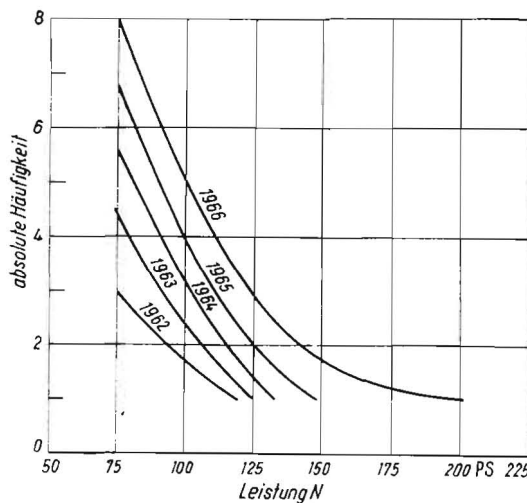


Bild 1. Entwicklungstendenz der Typenhäufigkeit leistungsgesteigerter Traktoren, nach MARX [1]

Die durch diese Zuordnung entstehende Forderung nach großvolumigen Triebadreifen für stärkere und demnach schwerere Traktoren, entsprechend dem funktionellen Zusammenhang zwischen Tragfähigkeit, Reifendurchmesser und Breite, gemäß

$$G_{\text{Trag}} = 597 \left(\frac{D \cdot b}{100} \right)^{1,26} \quad (1)$$

für Triebadreifen [3] [4], ergibt eine Differenzierung der Traktorenklassen hinsichtlich ihrer wesentlichen landwirtschaftlichen Einsatzschwerpunkte.

Einige Beispiele sollen dies erläutern.

Ein Traktor in der 1,4-Mp-Zugkraftklasse mit einer effektiven Motorleistung von 50 bis 60 PS benötigt z. B. für den Einsatz beim Pflügen die Reifendimension 12-38 AS.

Für die sozialistische Landwirtschaft mit ihren großen Flächen ist der Einsatz eines Traktors der 2,0-Mp-Klasse mit 90 bis 100 PS vorteilhafter. Dieser Traktor benötigt z. B. für das Pflügen die Reifendimension 15-30 AS. Wird dieser Einsatz auf wenig tragfähigen Böden durchgeführt bzw. auf Ackerflächen, die strichweise Stellen wenig tragfähigen Bodens aufweisen, dann benötigt dieser Traktor eine noch größere Reifendimension, deren Reifenbreite neue Probleme des „in der Furche Fahrens“ aufwirft. Andererseits beeinträchtigt die Zuordnung der Reifengrößen zu den Traktorenklassen die Universalität des Einsatzes, insbesondere in den höheren Zugkraftklassen. Dies wirkt sich besonders negativ bei allen Arbeiten in Reibenkulturen aus.

So kann z. B. der oben erwähnte Traktor auch nicht in der Rübenreife eingesetzt werden, weil die Reifenbreite auf keinen Fall in die Rübenreihen hinein paßt. Es besteht daher derzeit ein noch ungelöster Widerspruch zwischen der Leistungssteigerung der Traktoren und ihren Einsatzmög-

lichkeiten zur Erhöhung der Arbeitsproduktivität bei den verschiedenen Feldarbeiten, insbesondere bei Arbeiten in Reihenkulturen.

Der Tandemantrieb

Überlegungen zur Aufhebung dieses Widerspruchs führten zur Entwicklung eines neuen Laufwerkes für landwirtschaftliche Traktoren, das dem leistungsgesteigerten hinterachs-angetriebenen Traktor die universelle Einsatzmöglichkeit zurückgibt, die einst der Traktor geringerer Leistung besaß. Dieses neue Laufwerk, der Radtandemantrieb (Bild 3), besteht im wesentlichen aus einem Schwingenpaar, das an beiden Seiten des Traktors an der Hinterachse oder an den Hinterachstrichtern drehbar gelagert ist. Je ein Paar Rollenketten übertragen die Antriebsenergie auf die in den Schwingenenden gelagerten 4 Antriebsräder.

Neben der universellen Einsetzbarkeit eines hinterachs-angetriebenen Traktors mit Radtandemantrieb erhält der nunmehr entstandene Vierradantrieb erhöhte Bedeutung für schwere Zugarbeiten, insbesondere auf wenig tragfähiger und feuchter Fahrbahn.

Gegenüber dem einfachen Hinterradantrieb mit zwei Antriebsrädern besitzt der Radtandemantrieb den Vorteil, daß er 4 Antriebsräder zum Einsatz bringt.

Gegenüber dem echten Allradantrieb besitzt er den Vorteil, daß der größte Teil des Traktor- und Gerätegewichts beim Absetzen hoher Zugkräfte, mit gutem Wirkungsgrad, ausgenutzt wird.

Außerdem ist damit eine relativ einfach zu bewerkstellende Modifikation unter Beibehaltung der Grundkonzeption des Standardtraktors zu erreichen.

Nachstehender funktioneller, für den Radtandemantrieb charakteristischer Zusammenhang beschreibt die Bedingungen des Gleichgewichtes an der Schwinde unter Einfluß von Kräften und geometrischen Abmessungen:

$$(T_1 + T_2) \cdot c = (\Delta B_2 - \Delta B_1) \cdot d \quad (2)$$

Es ist nachgewiesen, daß dieses Gleichgewicht auch unter den Bedingungen gleicher Treibkräfte an der Schwinde erzielbar ist [5].

Vergleich der Zugkraftverhältnisse

Zur Einschätzung der Zugkraftverhältnisse des Radtandemantriebes gegenüber dem Hinterradantrieb werden die Ergebnisse von Versuchen herangezogen, die unter fast gleichen Bedingungen durchgeführt wurden (Tafel 1).

Bild 4 zeigt einen Vergleich von Zugkraft-Schlupf-Kurven beider Laufwerkarten. Gleichzeitig wurden den verschiedenen Fahrzuständen die jeweils auftretenden Antriebswirkungsgrade η_A zugeordnet.

Es gelten folgende Ansätze für den Antriebswirkungsgrad η_A . Für Hinterradantrieb ist

$$\eta_A = \frac{(2T - W_v) R_b}{2M_N} \cdot (1 - \sigma) \quad (3)$$

und für Radtandemantrieb ist

$$\eta_A = \frac{[2(T_1 + T_2) - W_v] R_b}{2(M_{N1} + M_{N2})} (1 - \sigma)$$

$$\eta_A = \frac{\left(T_1 + T_2 - \frac{W_v}{2}\right) R_b}{M_{N1} + M_{N2}} (1 - \sigma) \quad (4)$$

Der Kurvenverlauf in Bild 4 sagt aus, daß der Antriebswirkungsgrad η_A beim Hinterradantrieb nur bei geringen Zugkräften günstig ist, während er beim Radtandemantrieb auch bei wesentlich höheren Zugkräften günstig bleibt. Mit

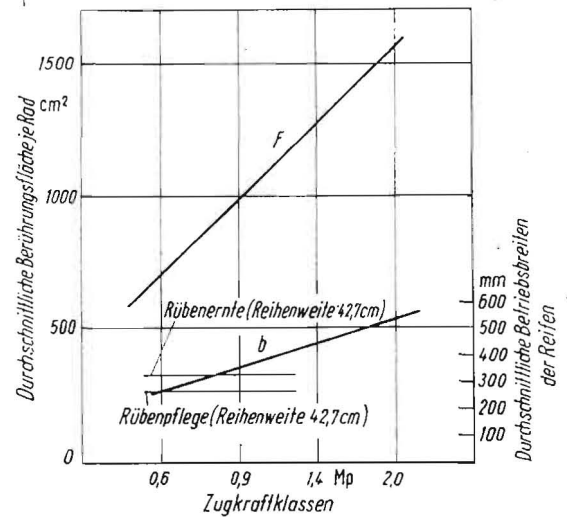


Bild 2. Bedingte Reifenaufstandsflächen und Reifenbreiten für verschiedene Zugkraftklassen [2]

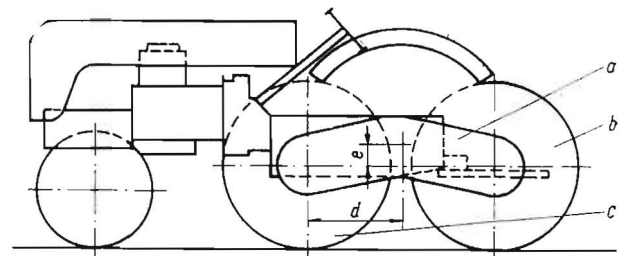


Bild 3. Schematische Darstellung eines hinterachs-angetriebenen Traktors mit Radtandemantrieb. a Radschwinge, b hinteres Schwingrad, c vorderes Schwingrad

Tafel 1. Technische Daten der Versuche

Fahrwerksantrieb		Hinterrad	Radtandem
Traktortyp		RS 14	RS 14
Motorleistung	PS	50	50
Treibrädreifen		2mal 11-28 AS	4mal 11-28 AS
A_0	kp	1075	1190
B_0	kp	2000	$2 B_0 = 2750$
G_T	kp	3075	3940
Zusatzbelastung am Hebelarm der Schwinde	kp	—	300
Versuchsgeschw.	km/h	3,1	3,9
Reifenluftdruck v:	kp/cm ²	2,0	2,0
h:	kp/cm ²	1,0	0,8
Bodenoberfläche		SL	SL
Feuchtigkeitsgehalt		gewalzt	gewalzt
	%	7,5	7,1

schlechter werdenden Fahrbahnbedingungen wird diese Schere größer. Es ist von einiger Bedeutung, wenn mit Hilfe des Radtandemantriebes auf wenig abscherfesten Böden bei 25 Prozent Schlupf noch immer 2000 kp Zugkraft aufgebracht werden können. Auf Grund der gleichmäßigen Verteilung der Hinterachslast auf vier Räder ist die Radlast beim Radtandemantrieb trotz größerer Traktormasse wesentlich geringer als jene beim Hinterradantrieb (Bild 5).

Der dadurch erzeugte verringerte Bodendruck läßt ein bodenschonendes Arbeiten bei wesentlich höheren Zugkräften erwarten. Andererseits können durch volle Auslastung der Reifentragfähigkeit noch wesentlich höhere Zugkräfte erzielt werden.

Der Verlauf des Zugkraftgewichtsverhältnisses ξ zeigt, daß der Grad der Gewichtsausnutzung mit steigendem Schlupf und steigender Zugkraft beim Radtandemantrieb steigende Tendenz besitzt, während er beim Hinterradantrieb sehr bald

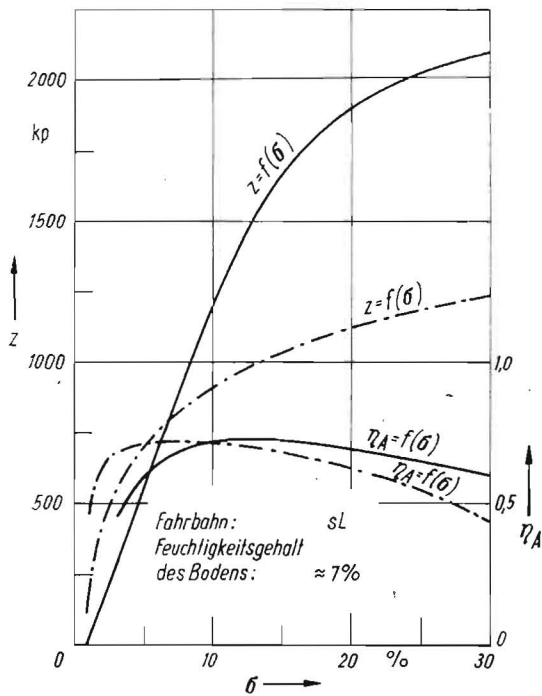


Bild 4. Zugkraft, Schlupf- und Antriebswirkungsgrad, Schlupf-Kurven. — Radtandemantrieb, - - - - - Hinterradantrieb

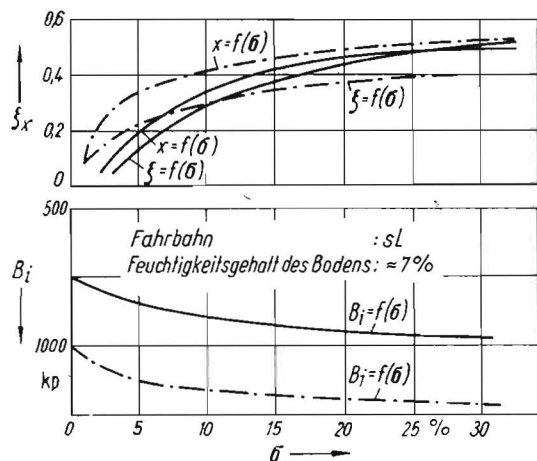


Bild 5. Verlauf der Fahrwerks-Bodenkennwerte: kappa (κ), zeta (ξ) und B für beide Antriebe. — Radtandemantrieb, - - - - - Hinterradantrieb

verflacht. Auf Grund der um 20 bis 25 Prozent geringeren Radlast bei dieser Radtandemausführung wachsen die Triebkraftbeiwerte χ etwas langsamer, bis sie bei größerer Vorderachsbelastung in etwa den χ -Werten des Hinterradantriebes gleichkommen. Entsprechend dem günstigen Verlauf des Zugkraftgewichtsverhältnisses ξ (Bild 5) beim Radtandemantrieb zeigt der Verlauf des Antriebswirkungsgrades η_A (Bild 6), daß bei höheren Zugkräften die zusätzlich entstehende Hinterachsbelastung (in diesem Falle ist sie gleich der Vorderachsbelastung ΔA) wirksamer als beim Hinterradtraktor umgesetzt werden kann. Es ist daher eine Eigenheit des Traktors mit Radtandemantrieb gegenüber Hinterrad- oder Allradtraktoren, daß sich bei ihm durch Hinterachsbelastung und Vorderachsbelastung das Fahr- und Zugkraftverhalten stärker verbessern läßt, was sich insbesondere bei der Saatbettvorbereitung und beim Pflügen auswirkt.

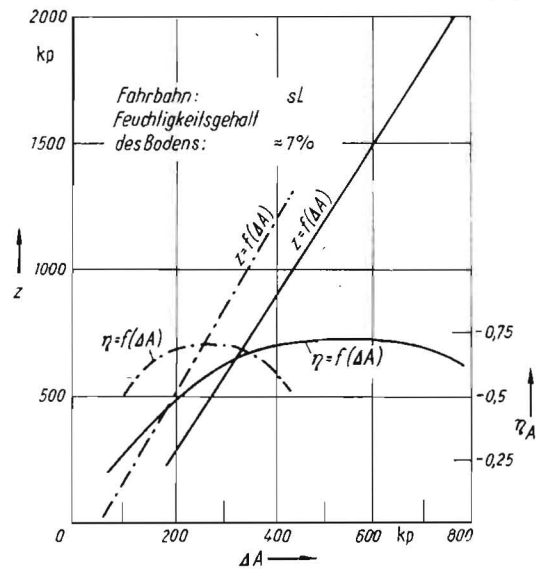


Bild 6. Vergleich des Verlaufs von Antriebswirkungsgrad η_A und Zugkraft Z in Abhängigkeit von der Vorderachsbelastung ΔA

Zusammenfassung

Im Zuge der Leistungssteigerung von Traktoren entwickelte sich ein noch ungelöster Widerspruch zwischen der Leistungssteigerung und den Einsatzmöglichkeiten bzw. der Einsatzbreite, hervorgerufen durch die erforderliche Zuordnung von Reifendimensionen zu bestimmten Traktorklassen. Dieser Widerspruch kann, bei günstiger konstruktiver Auslegung, mit Hilfe der Anordnung eines Radtandemantriebes an einen hinterradangetriebenen Traktor aufgehoben werden.

Anhand von Vergleichsdiagrammen wird die Tendenz einiger fahrmechanischer Kennwerte nachgewiesen. Es zeigte sich, daß der Radtandemantrieb gegenüber dem Hinterradantrieb eine wesentliche Verbesserung des Zugkraftverhaltens erzielt, wobei die Prognose gestellt werden kann, daß er als Ersatz für den echten Allradantrieb anzusehen ist.

Andererseits stellt der Radtandemantrieb die Universalität des Traktors auch bei größeren Leistungen wieder her, indem er ihn wieder befähigt, auf Grund der Möglichkeit der Anordnung schmalere Reifen, in Reihenkulturen (Rüben, Kartoffeln, von der Pflege bis zur Ernte) einsetzbar zu sein.

Erläuterung der verwendeten Zeichen

Kräfte und Momente

G_T	kp	Gewicht des Traktors ¹
Z	kp	Zugkraft
G_{Trag}	lbf	Tragfähigkeit des Reifens
T	kp	Treibkraft am angetriebenen Rad
T_1	kp	Treibkraft am vorderen Schwingenrad
T_2	kp	Treibkraft am hinteren Schwingenrad
B	kp	betriebliche Hinterachslast
B_i	kp	betriebliche Hinterradlast
B_o	kp	statische Hinterachslast
ΔB_1	kp	Zusatzbelastung am vorderen Schwingenrad
ΔB_2	kp	Zusatzbelastung am hinteren Schwingenrad
A_o	kp	statische Vorderachslast
ΔA	kp	Vorderachsbelastung
W_v	kp	Fahrwiderstand an der Vorderachse
M_N	kpm	Radnabenmoment
M_{N_1}	kpm	Radnabenmoment am vorderen Schwingenrad
M_{N_2}	kpm	Radnabenmoment am hinteren Schwingenrad

(Schluß auf Seite 562)

¹ Es handelt sich hierbei in jedem Fall um die Kraftwirkung der Eigenmasse, deshalb wird die Bezeichnung „Gewicht“ entgegen der bei uns üblichen Gepflogenheit benutzt

Bei den üblichen Straßenfahrzeugen, wie Personen- und Lastkraftwagen, wird meist vorausgesetzt, daß infolge der relativ niedrigen, kurzwelligen Straßenunebenheiten die Fahrzeigräder nur vertikal gerichtete Radkräfte aufzunehmen haben. Für Traktoren ist diese vereinfachende Annahme nicht mehr zulässig. Entsprechende Unebenheitsmessungen von WENDENBORN [1] und WEISS [2] lassen erhebliche horizontale Radkräfte (Kräfte in Längsrichtung des Fahrzeuges) erwarten, so daß Veranlassung zu deren Berechnung besteht. Von MITTERLEHNER [3] wurde bereits ein Verfahren zur Berechnung des Fahrwiderstandes bei periodischer Erregung durch Fahrbahnwellen angegeben, das jedoch im wesentlichen auf den Resonanzfall beschränkt ist. An dieser Stelle sollen Möglichkeiten der Berechnung horizontaler Radkräfte bei Erregung durch ein Einzelhindernis aufgezeigt werden.

Sobald die Räder des Traktors auf eine Unebenheit treffen, sind deren Stützkkräfte, also auch eventuelle dynamische Kraftanteile, nicht mehr senkrecht zur Fahrtrichtung gerichtet. Wie Bild 1 erkennen läßt, sind die zwischen dem Rad und der Fahrbahn wirksamen Kräfte senkrecht auf die Tangente, die an das Hindernis gelegt werden kann, gerichtet. Infolge der Schwingungsanregung beim Hindernisüberrollvorgang und der gegen eine Waagerechte geneigten Tangente werden horizontale dynamische Radkräfte entstehen. Zu deren Berechnung kann man von den Bewegungsgleichungen des Schwingungssystems ausgehen.

Das Ersatzschwingungssystem des Traktors

Grundsätzliche Erläuterungen zur Wahl eines geeigneten Ersatzschwingungssystems für den Traktor wurden bereits in [4] gegeben. Sicher ist es möglich, das in diesem Aufsatz verwendete Ersatzsystem, das die Hub- und Nickschwingun-

gen des Traktors berücksichtigt, auch zur Berechnung der horizontalen Radkräfte zu benutzen. Diesbezügliche Versuche zeigten jedoch, daß der dafür notwendige mathematische Aufwand außerordentlich groß ist und der Praxis kaum geeignete Möglichkeiten zur Errechnung der Größe der horizontalen Radkräfte geboten werden können. Es soll deshalb ein einfaches Modell zur Berechnung der Horizontalkräfte gewählt werden.

Der Rechnung wird ein Einmassensystem (Bild 1), das nur einen Freiheitsgrad besitzt, zugrunde gelegt. Die Masse m des Traktors stützt sich hierbei über je ein Feder- und Dämpfungselement auf einer an das Hindernis gelegten Tangente ab, die mit einer Horizontalen den Hindernisaustiegswinkel α einschließt. Als Unebenheit wird ein sinusförmiges Einzelhindernis, dessen Form der Gleichung

$$h = h_0 \cdot \sin \Omega t$$

genügt, gewählt.

Gleichung zur Berechnung der horizontalen Radkräfte

In Bild 1 ist gezeigt, daß an der Masse m unter Berücksichtigung vorher festgelegter Koordinaten folgende Kräfte angreifen: das Traktorgewicht $m \cdot g$, die Reifensfederkraft F_F , die Reifendämpfungskraft F_D , der dynamische Anteil der Horizontalkraft F'_H und die Massenkräfte $m \cdot \ddot{x}$ und $m \cdot \ddot{z}$.

Die Horizontalkraft ist die Summe mehrerer Einzelkräfte. Dazu zählen Kräfte, die durch das Reifenwalken, die Schwingbewegung und die Änderung der Winkelgeschwindigkeit des Rades beim Hindernisüberrollvorgang hervorgerufen werden. Nach THOMAS [5] ist jedoch der zuletzt genannte Anteil gering, so daß er — genau wie der Rollwiderstand des Rades — vernachlässigt werden kann.

Für die x - und z -Richtung kann das Kräftegleichgewicht wie folgt angegeben werden:

$$m \cdot \ddot{x} - F'_H + F_F \cdot \sin \alpha + F_D \cdot \sin \alpha = 0 \quad (1)$$

$$m \ddot{z} + m \cdot g - F_F \cdot \cos \alpha - F_D \cdot \cos \alpha = 0 \quad (2)$$

Unter der Voraussetzung, daß die Fahrgeschwindigkeit des Traktors \dot{x} konstant ist, wird die Beschleunigung $\ddot{x} = 0$. Aus der Gleichung (1) erhält man folgende Beziehung für die Horizontalkraft:

$$F'_H = (F_F + F_D) \cdot \sin \alpha$$

* Sektion Landtechnik der Universität Rostock (Direktor: Prof. Dr.-Ing. CH. EICHLER)

(Schluß von Seite 561)

Geometrische Abmessungen

D	Zoll	Reifendurchmesser
h	Zoll	Reifenbreite
c	mm	vertikaler Abstand von Reifenachse bis Schwingenachse
d	mm	horizontaler Abstand von Radachse bis Schwingenachse
R_D	m	betrieblicher Rollradius eines angetriebenen Rades
F	cm ²	durchschnittliche Reifenaufstandsfläche je Rad

Dimensionlose Größen

η_A	Antriebswirkungsgrad
σ	Schlupf
$\xi = \frac{Z}{G_T}$	Zugkraftgewichtsverhältnis

Literatur

- [1] WEHSELY / MARX / BUCHMANN / BOTTCHE: Technischer Literaturbericht. TWS - 1967 unveröffentlicht
- [2] BUCHMANN / WEHSELY / SCHULTE: Untersuchung zur rechnerischen Ermittlung der Nennzugkraft des Traktors. Abschlußbericht ILT 1966 unveröffentlicht
- [3] Pneumatik-Reifenkatalog 1967
- [4] BEKKER, M.: Off the Road locomotion. Ann Arbor: The University of Michigan Press 1966
- [5] WEHSELY, K.: Zugkraft und Wirkungsgraduntersuchungen am Radtandemantrieb. Archiv f. Landtechnik 1969 A 7621

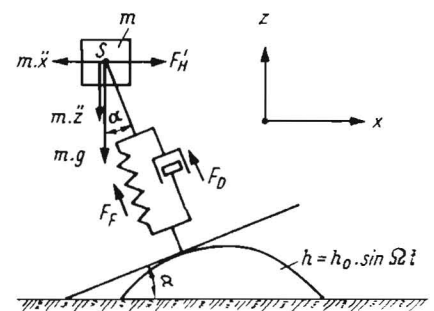


Bild 1. Mechanisches Schwingungersatzsystem des Traktors