

FORTSCHRITT-
BERICHTE **VDI**

Dipl.-Ing. Karlheinz Armbruster, Kressbronn

**Untersuchung der Kräfte
an schräglaufenden
angetriebenen
Ackerschlepperrädern**

Reihe **14**: Landtechnik/
Lebensmitteltechnik

Nr. **53**

VDI VERLAG

UNTERSUCHUNG DER KRÄFTE AN SCHRÄGLAUFENDEN
ANGETRIEBENEN ACKERSCHLEPPERRÄDERN

Von der Fakultät Energietechnik
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines Doktors
der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

vorgelegt von
Dipl.-Ing. Karlheinz Armbruster
aus Michelfeld, Kreis Schwäbisch Hall

Hauptberichter: Prof.Dr.-Ing. H.D. Kutzbach
Mitberichter: Prof.Dr.-Ing. U. Essers

Tag der Einreichung: 17.05.1991
Tag der mündlichen Prüfung: 23.10.1991

Institut für Agrartechnik
Stuttgart 1991

FORTSCHRITT-
BERICHTE

VDI

Dipl.-Ing. Karlheinz Armbruster, Kressbronn

**Untersuchung der Kräfte
an schräglaufenden
angetriebenen
Ackerschlepperrädern**

Reihe **14**: Landtechnik/
Lebensmitteltechnik

Nr. **53**

VDI VERLAG

Armbruster, Karlheinz

Untersuchung der Kräfte an schräglaufenden angetriebenen Ackerschlepperrädern

Fortschr.-Ber. VDI Reihe 14 Nr. 53. Düsseldorf: VDI-Verlag 1991.
106 Seiten, 65 Bilder, 3 Tabellen.

Für die Dokumentation: Ackerschlepper-Reifen — Radkräfte — Triebkräfte — Seitenkräfte — Schlupf — Schräglauf — Reifengröße — Bodeneigenschaften — Modellrechnung — Terramechanik

Mit einer Einzelrad-Meßeinrichtung wurden an Ackerschlepper-Antriebsrädern bei Radschräglauf und Schlupf gleichzeitig auftretende Längs- und Seitenkräfte an Reifen unterschiedlicher Größe auf verschiedenen Fahrbahnen gemessen. Die Ergebnisse wurden dargestellt und unter Berücksichtigung des Einflusses von Fahrgeschwindigkeit und Schlupf auf die Bodeneigenschaften durch Modellrechnungen beschrieben. — Steigender Schlupf führt zu größeren Triebkräften, eine Zunahme des Schräglaufwinkels zu einem degressiven Anstieg der Seitenkräfte. Die Radführungskräfte nehmen vor allem mit der Radlast zu. Größere Raddurchmesser führen zu höheren Triebkräften, breitere Reifen zu größeren Seitenkräften. Eine Zunahme der Längskräfte führt zu einem Rückgang der Seitenkräfte. Das Maximum der Seitenkräfte liegt im Bereich geringen negativen Schlupfes und geringer negativer Triebkräfte.

Die Reihen der FORTSCHRITT-BERICHTS VDI:

- | | |
|--|---|
| 1 Konstruktionstechnik/Maschinenelemente | 12 Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik |
| 2 Fertigungstechnik | 13 Fördertechnik |
| 3 Verfahrenstechnik | 14 Landtechnik/Lebensmitteltechnik |
| 4 Bauingenieurwesen | 15 Umwelttechnik |
| 5 Grund- und Werkstoffe | 16 Technik und Wirtschaft |
| 6 Energieerzeugung | 17 Biotechnik |
| 7 Strömungstechnik | 18 Mechanik/Bruchmechanik |
| 8 Meß-, Steuerungs- und Regelungstechnik | 19 Wärmetechnik/Kältetechnik |
| 9 Elektronik | 20 Rechnerunterstützte Verfahren
(CAD, CAM, CAE, CAP, CAQ, CIM, ...) |
| 10 Informatik/Kommunikationstechnik | 21 Elektrotechnik |
| 11 Schwingungstechnik | |

D 93

© VDI-Verlag GmbH · Düsseldorf 1991

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe (Photokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und das der Übersetzung, vorbehalten.

Als Manuskript gedruckt. Printed in Germany.

ISSN 0178-9570

ISBN 3-18-141453-5

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Grundlagen der Landtechnik des Instituts für Agrartechnik der Universität Hohenheim.

Herrn Prof.Dr.-Ing. H.D. Kutzbach danke ich für die Anregung und Förderung der Arbeit, das entgegengebrachte Vertrauen und die gewährte Selbständigkeit, sowie für die Übernahme des Hauptberichts. Herrn Prof.Dr.-Ing. U. Essers danke für die Durchsicht der Arbeit und die Übernahme des Mitberichts.

Für die Unterstützung beim Bau der Versuchseinrichtungen und für die Mithilfe bei der Durchführung, Auswertung und Darstellung der Versuche danke ich allen beteiligten Mitarbeitern des Instituts und besonders den studentischen Hilfskräften sehr herzlich. Auch den zahlreichen Firmen, die durch ihre Unterstützung die Durchführung der Forschungsarbeiten ermöglicht haben, danke ich.

Besonders danken möchte ich meinen Kollegen, die durch ihre Hilfsbereitschaft zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben.

Hohenheim, November 1991

Karlheinz Armbruster

Inhaltsverzeichnis	Seite
FORMELZEICHEN	
1 EINLEITUNG	9
2 STAND DER FORSCHUNG	11
2.1 Experimentelle Untersuchungen	11
2.2 Modellrechnungen	15
2.2.1 Darstellung der Fahrbahn bei Geländefahrt	15
2.2.2 Modelle zur Berechnung der Radkräfte	17
3 DEFINITIONEN	24
3.1 Schräglaufwinkel und Koordinatensystem	24
3.2 Schlupf schräglaufer Räder	25
4 VERBESSERTES MODELL ZUR BERECHNUNG DER RADKRÄFTE	31
4.1 Erweiterung der Modellparameter	32
4.2 Ermittlung der Bodenkennwerte	38
5 DIE EINZELRADMESSEINRICHTUNG	40
5.1 Aufbau und Funktion	41
5.1.1 Messung der Radkräfte	44
5.1.2 Hydrostatische Belastung des Meßrades	47
5.1.3 Hydrostatischer Antrieb des Meßrades	48
5.2 Steuerung der Versuchseinrichtung	50
5.3 Erfassung der Meßdaten	52
6 VERSUCHSDURCHFÜHRUNG UND -AUSWERTUNG	54
6.1 Versuchsbedingungen	54
6.1.1 Variierte Parameter	54
6.1.2 Unterschiedliche Fahrbahnen	58
6.2 Versuchsablauf	59
6.3 Meßdatenverarbeitung	59
6.4 Genauigkeitsbetrachtung	62
6.5 Vorversuche	63
6.5.1 Reproduzierbarkeit der Ergebnisse	63
6.5.2 Einfluß der Fahrgeschwindigkeit	64

7	VERSUCHSERGEBNISSE	66
7.1	Untersuchung der Triebkräfte	66
7.1.1	Einfluß von Radlast, Innendruck und Auslastung	67
7.1.2	Einfluß des Reifendurchmessers	69
7.1.3	Einfluß der Reifenbreite	71
7.1.4	Einfluß des Radschräglaufs	71
7.2	Untersuchung der Seitenkräfte	73
7.2.1	Einfluß von Radschräglauf und Schlupf	74
7.2.2	Einfluß von Radlast, Innendruck und Auslastung	76
7.2.3	Einfluß des Reifendurchmessers	78
7.2.4	Einfluß der Reifenbreite	80
7.3	Einfluß unterschiedlicher Fahrbahnen	82
7.4	Darstellung der gegenseitigen Abhängigkeit von Trieb- und Seitenkräften	84
8	VERGLEICH VON MESSERGEBNISSEN UND MODELLRECHNUNGEN	90
9	AUSBLICK	95
10	ZUSAMMENFASSUNG	96
11	LITERATURVERZEICHNIS	98

Formelzeichen

C_i	[N]	Längssteifigkeit des Reifens $(dF_T/di)_{\alpha=0, i=0}$
C_α	[N/rad]	Schräglaufsteifigkeit des Reifens $(dF_S/d\alpha)_{i=0, \alpha=0}$
F	[N]	Kraft
I	[1/s] [1/m]	Anzahl der Impulse bei Versuchsfahrt je Zeitintervall oder je Wegstrecke
I^*	[1/s] [1/m]	Anzahl der Impulse bei Kalibrierfahrt je Zeitintervall oder je Wegstrecke
I_1		Anzahl der Impulse je Radumdrehung
I_k	[-]	Korrekturfaktor zur Berechnung des Schlupfes schräglaufernder Räder aus dem für Schräglaufwinkel $\alpha=0$ festgelegten Bewegungszustand bei Schlupf $i=0$
K	[m]	Deformationskennwert des Bodens nach Janosi
K_r	[-]	Verhältnis von Restscherspannung zu maximaler Scherspannung
K_w	[m]	Schwerweg bei maximaler Scherspannung
T	[Nm]	Drehmoment
T_{f100}	[N/kPa]	auf den Reifeninnendruck bezogene Reifentragfähigkeit bei 100 % Auslastung
U	[%]	Bodenfeuchte (Wassergehalt in Gewichtsprozent der Ausgangsmasse)
b	[m]	Breite
c	[N/mm ²]	Kohäsion des Bodens ($c = \tau_{s(\sigma=0)}$)
$g_{1..14}$	[-]	Koeffizienten zur Ausgleichsrechnung $F_T = f(i)$
$h_{1..7}$	[-]	Koeffizienten zur Ausgleichsrechnung $F_S = f(i)$
i	[-]	Schlupf
j	[m]	Bodenverschiebung
$k_{x,y}$	[N/m ³]	Deformationskennwerte des Reifens in Längs- und Querrichtung nach Dugoff
l	[m]	Länge
$m_{1..3}$	[-]	Koeffizienten zur Ausgleichsrechnung $F_S = f(\alpha)$
n	[m]	Reifenverformung
p_i	[kPa]	Reifeninnenluftdruck
q	[%]	Reifenauslastung
r	[m]	Reifenhalbmesser
s	[m]	Fahrstrecke

\bar{s}		Verschiebevektor
u	[-]	Gradient des Anstiegs der Bodenverformung über der Länge der Reifenaufstandsfläche nach Grecenko
v	[m/s]	Geschwindigkeit
x	[m]	Ortskoordinate in Richtung der x-Achse
α	[Grad] [rad]	Schräglaufwinkel
β	[Grad]	Lenkeinschlagwinkel
x	[-]	Triebkraftbeiwert
ξ	[Grad]	Winkel zwischen Radmittenebene und Horizontalkraft nach Grecenko
σ	[N/mm ²]	Normalspannung
τ	[N/mm ²]	Schubspannung
τ_r	[N/mm ²]	durch Reibung übertragbare Spannung
ϕ	[Grad]	Winkel der inneren Reibung des Bodens

Indizes

0	ideal (ohne Radschlupf)
1..4	Nummer der Kraftmeßdosen im Radkraftdynamometer
5	des 5. Rades
B	Brems-
G	über Grund, relativ zur Fahrbahn
M	des Meßrades
R	auf die Radmittenebene bezogen
S	Seiten-
T	Trieb-
dyn	dynamisch
max	Maximum
s	Scherung
stat	statisch
x	in Richtung der x-Achse
y	in Richtung der y-Achse
z	in Richtung der z-Achse
zul	zulässig

1 Einleitung

Etwa die Hälfte der Maschineninvestitionen landwirtschaftlicher Betriebe entfallen auf Ackerschlepper. Selbstfahrende Landmaschinen gewinnen durch die steigende Größe der Anbauflächen zunehmend an Bedeutung. Beim Einsatz von Ackerschleppern und selbstfahrenden Landmaschinen auf landwirtschaftlichen Nutzflächen werden an die Gestaltung des Fahrwerkes besondere Anforderungen gestellt. Ein wichtiger Bestandteil sind die Reifen. Kettenlaufwerke oder Fahrwerke mit Gummlaufbändern sind in der Bundesrepublik Deutschland für landwirtschaftliche Maschinen zur Zeit ohne Bedeutung.

Die landtechnische Forschung konzentrierte sich im Bereich der Bereifung auf die Forderungen nach geringem Rollwiderstand und die Übertragung hoher Triebkräfte, um besonders bei der Bodenbearbeitung hohe Zugleistungen erbringen zu können. In jüngerer Zeit gewannen durch steigende Maschinengewichte die Aspekte der Bodenschonung und der geringen Bodenverdichtung an Bedeutung. Bedingt durch höhere Fahrgeschwindigkeiten der ungefederten Ackerschlepper bei Transportfahrten wurden in den letzten Jahren die Federungs- und Dämpfungseigenschaften der Reifen eingehend untersucht.

Seitlich gerichtete Kräfte an angetriebenen Rädern treten bei zahlreichen Arbeiten mit land- und forstwirtschaftlichen Fahrzeugen auf. Beispiele sind die Schichtlinienfahrt am Hang, das Fahren mit versetzt angehängten Landmaschinen, z.B. Rüben- oder Kartoffelerntemaschinen, sowie Lenk- oder Wendemanöver. Sie beeinflussen sowohl das Betriebsverhalten als auch die Fahrsicherheit der Maschinen, den Fahrkomfort und die Arbeitsqualität eingesetzter Anbaugeräte in entscheidender Weise.

Trotzdem beschäftigen sich bisher nur wenige Arbeiten mit der Untersuchung von seitlich gerichteten Kräften unter gleichzeitiger Betrachtung der Antriebskräfte der Räder beim Fahren im Gelände. Auch sind an verschiedenen Forschungseinrichtungen vorhandene Meßeinrichtungen, die für Untersuchungen von Längskräften oder von Kräften an nicht angetriebenen Rädern eingesetzt sind, nur selten zur Messung von Seitenkräften an Antriebsrädern von Ackerschleppern heute verwendeter Dimensionen geeignet.

Der Einsatz moderner Konstruktionsmittel bei der Fahrzeugentwicklung macht zudem die Modellierung der im Versuch gefundenen Zusammenhänge durch die numerische Beschreibung empirischer Sachverhalte erforderlich. Die Überprüfung, Absicherung oder Verbesserung vorhandener mathematischer Modelle durch gemessene Daten ist hier notwendig.

Die vorliegende Arbeit soll durch Untersuchungen an angetriebenen Ackerschlepper-Treibradreifen einen Beitrag zur besseren Kenntnis des Kraftübertragungsverhaltens zwischen Rad und Geländefahrbahn darstellen und die Anwendbarkeit von entsprechenden Modellen verbessern.

2 Stand der Forschung

Eine zusammenfassende Übersicht der Untersuchungen der Seitenkräfte an Einzelreifen und an Ackerschlepper-Anhänger-Kombinationen haben Horton und Crolla erstellt [1]. Messungen der Seitenkräfte an landwirtschaftlichen Reifen wurden vor allem an frei rollenden Rädern durchgeführt. Nur in wenigen Arbeiten wurden an angetriebenen Einzelrädern gleichzeitig angreifende Längs- und Seitenkräfte auf Geländefahrbahnen experimentell untersucht, wobei die gefundenen Ergebnisse nicht immer übereinstimmen. Zwei weitere Arbeiten befassen sich mit Seitenkräften am gesamten Schlepper. Wegen dieses Mangels an experimentell ermittelten Daten haben theoretische Modelle, die das Kraftübertragungsverhalten zwischen Rad und Boden beschreiben, besondere Bedeutung erlangt [2].

2.1 Experimentelle Untersuchungen

Für Kraftfahrzeugreifen liegen zahlreiche Untersuchungen vor, die auf Straßenfahrbahnbelägen oder stationären Prüfständen durchgeführt wurden [3]. Diese Untersuchungen zeigen ein tendenziell ähnliches Reifenverhalten. Die maximale Seitenkraft liegt im Bereich kleiner Längskräfte. Für kleine Schräglaufwinkel bleibt die Seitenkraft über einen weiten Bereich der Längskräfte konstant. Besonders bei größerem Schräglauf bewirken wachsende positive oder zunehmend negative Triebkräfte einen Rückgang der Seitenkraft. Bis zu einem Schräglaufwinkel von etwa 10° bewirkt eine Vergrößerung des Schräglaufwinkels eine degressive Zunahme der Seitenkraft. Größere Schräglaufwinkel verursachen keine höheren Seitenkräfte [4,5], Bild 1.

Bei allen bekannten Untersuchungen, die auf Geländefahrbahnen durchgeführt wurden, konnte dagegen ein absolutes Seitenkraftmaximum, bei dem ein Ansteigen des Schräglaufwinkels nicht mehr zu einer Zunahme der Seitenkräfte führt, auch bei größeren Schräglaufwinkeln nicht erreicht werden.

Krick hat erstmals an einem angetriebenen Ackerschlepper-Frontreifen der Größe 7.50 - 18 Längs- und Seitenkräfte bei Schräglaufwinkeln bis 25° in der Bodenrinne gemessen [6], Bild 2.

Er fand bei steigendem Schräglaufwinkel linear ansteigende Seitenkräfte und ein starkes Abfallen der Seitenkräfte bei steigender positiver Triebkraft. Im Gegensatz zu anderen Untersuchungen beobachtete Krick jedoch eine Zunahme der Seitenkräfte für stärker negative Längskräfte. Dies kann mit der tiefen Spurbildung in dem bei seinen Versuchen verwendeten lockeren Boden erklärt werden. Bei stark gebremstem und gezogenem Rad bildete sich ein von der Radseitenwand geschobener Erdwall, der bei den Untersuchungen von Krick bei größerem Schräglauf bis nahezu zur Radmitte reichte und einen erheblichen Anteil der Radseitenkraft darstellen kann [7,8]. Nach Untersuchungen von Schwanghart übersteigt dieser Teil der Radseitenkraft bei nur gezogenen Rädern in lockerem Boden bei Schräglaufwinkeln über 25° den Anteil der Kraft, der in der Rad- aufstandsfläche auftritt [9].

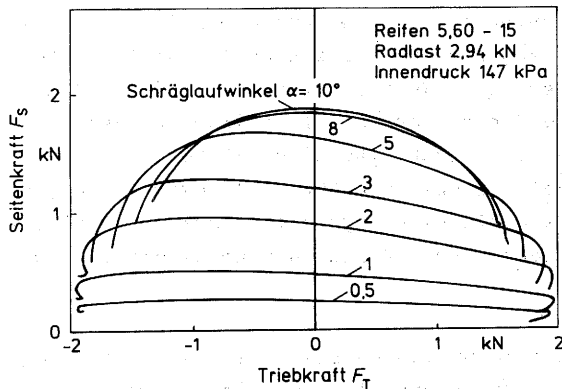


Bild 1: Verlauf der Seitenkräfte bei unterschiedlichen Brems- und Antriebskräften für verschiedene Schräglaufwinkel, ermittelt auf einem Trommelprüfstand, nach Gengenbach [5].

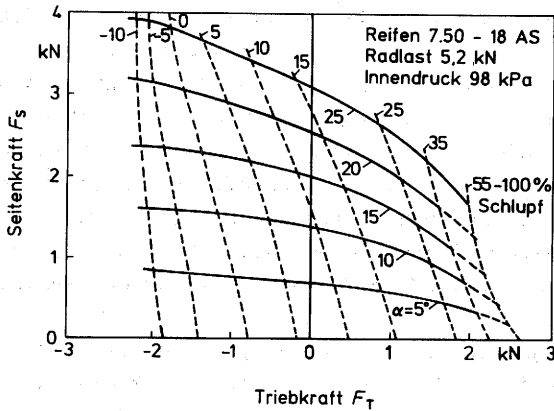


Bild 2: Verlauf der Seitenkräfte bei unterschiedlichen Längskräften für verschiedene Schräglaufwinkel und Schlupfwerte in lockerem Boden, ermittelt in der Bodenrinne, nach Krick [6].

Die ersten Messungen im Freiland wurden von Matejka mit einem Reifen der Größe 6.00 - 16 mit Treibradprofil durchgeführt [10]. Er veröffentlichte nur Ergebnisse für positive Triebkräfte, die in diesem Bereich den Beobachtungen von Krick entsprechen. Matejka fand eine degressive Zunahme der Seitenkraft mit ansteigendem Schräglaufwinkel, in dem von ihm untersuchten Bereich bis 40° aber noch kein absolutes Maximum.

Weitere Untersuchungen stammen von Janosi, Kamm und Wray [11]. Sie untersuchten Reifen von Geländelastkraftwagen auf harter und oberflächlich gelockerter Geländefahrbahn. Ihre Ergebnisse entsprechen im wesentlichen dem schon für Straßenfahrbahn bekannten Reifenverhalten. Als Besonderheit nehmen sie allerdings für maximale Längskräfte einen Rückgang der Seitenkräfte bis nahezu Null an.

Ähnliches Reifenverhalten fand auch Crolla bei Seitenkraftmessungen in der Bodenrinne [12]. Seine Untersuchungen dienten hauptsächlich zur Bestimmung der Eingangsparameter von Modellen zur Berechnung der Radkräfte, die in Kapitel 2.2.2 beschrieben sind.

Baker und Collins haben einen Schlepper beim Fahren in der Ebene zusätzlich durch seitlichen Zug belastet und hierbei die Abdrift in Abhängigkeit von der seitlichen Kraft gemessen [13]. Sie fanden für Radial- und Diagonalreifen gleicher Größe unabhängig von der Profilstaltung stets die gleiche maximale Seitenkraft. Bei Diagonalreifen mit großem Stollenwinkel (gemessen zur Radachse) erreichten sie das Maximum der Seitenkraft jedoch schon bei geringem Schräglauf als bei Diagonalreifen mit kleinerem Stollenwinkel. Wegen ihrer steiferen Karkasse war der Schräglauf bei gleichem Stollenwinkel bei Diagonalreifen geringer als bei Radialreifen.

An der Forschungsanstalt Tänikon (FAT) wurde der Einfluß unterschiedlicher Reifen auf die Abdrift eines Traktors bei Schichtlinienfahrt untersucht [14]. Die seitliche Kraft ergab sich als Hangabtriebskraft aus der Masse des Versuchsschleppers. Der Einfluß der Karkassenbauart auf die Abdrift war nur gering, obwohl die seitliche Verformung von Radialreifen größer als die von Diagonalreifen war. Die Abdrift war für Reifen mit in der Mitte weit überlappendem Profilmuster, das ein Durchfließen des Bodens verhindert, und einer Stollenhöhe, die ein Aufsitzen der Karkasse auf dem Boden ermöglicht, am geringsten.

Triebkräfte wurden besonders von Steinkampf an verschiedenen Reifen auf unterschiedlichen Böden eingehend untersucht [15]. Bei gleicher Radlast und gleichem Innendruck fand Steinkampf für breitere Reifen geringere Triebkräfte für Schlupfwerte $i > 20 \%$, aber höhere Triebkräfte bei geringem Schlupf durch einen steileren Anstieg der Triebkraft-Schlupf-Kurve. Bei Reifen mit gleichem Durchmesser waren die Triebkräfte für breitere Reifen höher. Für Reifen gleicher Breite und unterschiedlichem Durchmesser wurden ähnlich große Triebkräfte gemessen, größere Reifen erzielten geringfügig höhere maximale Kräfte, kleine Reifen dagegen höhere Kräfte für Schlupf $i < 10 \%$. Bei gleichen Reifen führten Erhöhung der Radlast oder Absenken des Reifeninnendruckes zu einer Erhöhung der Triebkraft. Die Größe der Triebkraft wird durch die unterschiedlichen Betriebsparameter Radlast, Innenluftdruck und Auslastung stärker beeinflußt als durch unterschiedliche Reifengrößen. Dies bestätigt auch die systematische Auswertung [16] der von der Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft (FAL) in Braun-

schweig-Völkenrode veröffentlichten Datensammlung [17]. Eine Erhöhung der Reifenauslastung durch Absenken des Reifeninnendruckes ist besonders auf nachgiebigem Boden zur Erhöhung der Triebkraft effektiver als eine Erhöhung der Auslastung durch Erhöhung der Radlast.

Steiner hat in der Bodenrinne Triebkräfte an Reifen unterschiedlicher Größe auf Ackerboden gemessen. Er fand bei mit konstanter Auslastung durchgeführten Versuchen für Reifen mit wachsender Breite oder steigendem Durchmesser ein geringes Ansteigen der Triebkräfte [18]. Dwyer hat dagegen in Untersuchungen von Reifen mit ähnlich großem Außendurchmesser bei breiteren Reifen geringere Triebkräfte gemessen, obwohl sie mit einem ihrer hohen Tragfähigkeit entsprechenden geringeren Innendruck eingesetzt wurden [19].

2.2 Modellrechnungen

Beim Einsatz von Rechnern als Hilfsmittel zur Entwicklung von Fahrzeugen ist die Anwendung von Modellen erforderlich, die das Verhalten der Reifen mathematisch beschreiben [20]. Ziel kann entweder die Vorhersage von nicht experimentell untersuchten Parametervariationen sein oder auch die Einbindung von beschreibenden Reifenmodellen in komplexere Modellsysteme, beispielsweise in Fahrzeugmodelle. Dieses Vorgehen hat im Bereich der Terramechanik besondere Bedeutung erlangt. Dabei werden relativ einfach zu bestimmende Parameter benutzt, um das komplexe System der Kraftübertragung zwischen Rad und Boden sowie das Fahrverhalten eines Fahrzeuges darzustellen.

2.2.1 Darstellung der Fahrbahn bei Geländefahrt

Von besonderer Bedeutung bei der Modellierung der Kraftübertragung zwischen Rad und Geländefahrbahn ist die Wahl der den Boden beschreibenden Parameter und ihre Bestimmung, Bild 3.

An der U.S. Army Engineer Waterways Experiment Station (WES) in den USA wurde die Methode entwickelt, aus dem Eindringwiderstand

eines Penetrometers [21] und Kennzahlen, welche die Reifengeometrie beschreiben, eine dimensionslose sog. Mobilitätskennzahl zu berechnen und in Beziehung zum Fahrverhalten zu setzen [22]. Nach Untersuchungen von Dwyer u.a. bezüglich Triebkräften ist diese Methode eher zur Vorhersage der maximalen Kräfte als zur Beschreibung der Beziehung von Radkräften und Schlupf geeignet [23]. McAllister u.a. fanden keine zufriedenstellende Beziehung zwischen Mobilitätskennzahlen und den Kräften an schräglaufenden, nicht angetriebenen Rädern [24]. In verschiedenen Arbeiten konnte die Übereinstimmung zwischen direkt gemessenen Triebkräften und mittels Mobilitätskennzahlen berechneten Kräften verbessert werden, indem das Fahrverhalten beeinflussende Konstruktionsmerkmale von Reifen oder Fahrzeug durch zusätzliche Kennzahlen berücksichtigt wurden oder die Mobilitätskennzahl durch gegenüber der ursprünglichen Form modifizierte Gleichungen definiert wurde [25]. Der gemessene Eindringwiderstand des Penetrometers ist in diesen Gleichungen der einzige den Boden beschreibende Parameter.

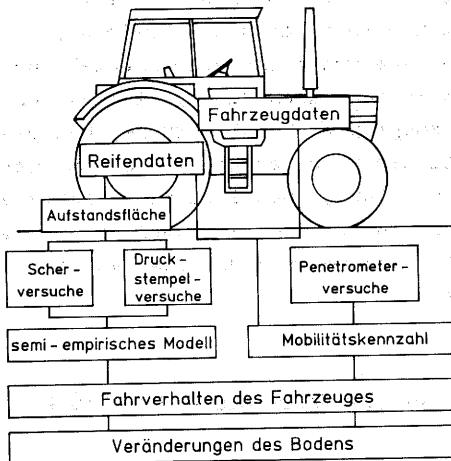


Bild 3: Methoden zur Darstellung der Bodenparameter.

Das von Bekker entwickelte Verfahren zur Messung der Beziehungen von Normaldruck und Einsinkung von Platten sowie von Scherspannung und Scherweg [26] wurde mit großem Erfolg zur Vorhersage des Einflusses unterschiedlicher konstruktiver Gestaltung von Fahrwerken von Geländefahrzeugen auf ihr Fahrverhalten weiterentwickelt [27,28]. Speziell die Schubspannungen in der Aufstandsfläche lassen sich anschaulich in Beziehung zur horizontalen Kraft in der Kontaktfläche zwischen Rad und Boden setzen. In Kapitel 8 soll dieses Verfahren zur Beschreibung der Geländefahrbahn beim Vergleich zwischen den nachfolgend beschriebenen Modellen und eigenen Messungen verwendet werden.

Neuere numerische Rechenmethoden, beispielsweise die Beschreibung von Rad und Boden durch Finite Elemente, wurden bisher vorwiegend zur Berechnung der Spannungen und Verformungen im Boden oder im Reifen eingesetzt, weniger zur Vorhersage der Kräfte zwischen Rad und Boden [29]. Die Schwierigkeiten, Festigkeitskennwerte des natürlichen Bodens analog zu den beispielsweise für metallische Werkstoffe bekannten zu bestimmen, setzen hier bislang Grenzen. Auch sind Modelle, die Vorgänge im Boden oder im Reifen beschreiben, wegen der großen Anzahl von Gleichungen und Parametern häufig zu umfangreich, um sie an andere Modelle anbinden zu können. Modelle, die sich auf die Beschreibung der Vorgänge in der Kontaktfläche und der am Reifen angreifenden Kräfte beschränken, sind hier geeigneter. Allerdings reduzieren die vereinfachend zu treffenden Annahmen die Genauigkeit der berechneten Ergebnisse und lassen die theoretische Untersuchung von Parametervariationen, die das Reifenverhalten nur wenig beeinflussen, nicht zu.

2.2.2 Modelle zur Berechnung der Radkräfte

Zur Simulation des Fahrverhaltens von Ackerschleppern beim Fahren am Hang hat Grecenko seine "Slip and Drift"-Theorie für schräglauflende Räder entwickelt, die vollständig analytisch lösbar ist [30]. Grecenko geht von einer rechteckigen Radaufstandsfläche aus. Eine unter dem Winkel ξ angreifende Kraft F verursacht eine Bodenverschiebung j in gleicher Richtung, die mit konstantem Gradienten $u = dj/dx$ ansteigt, Bild 4.

Grecenko vernachlässigt Kräfte auf die Seitenwand des Reifens und betrachtet nur die Radkraft, die sich bei gleichmäßiger Verteilung der Normalspannung σ aus der Schubspannung τ in der Radaufstandsfläche als Integral über die Länge der Kontaktfläche berechnen läßt:

$$F = b \int_0^l \tau \, dx \quad (1)$$

Mit der von Janosi und Hanamoto [31] aus Scherversuchen abgeleiteten Beziehung zwischen Schubspannung und Verschiebung

$$\tau = \tau_{\max} \left(1 - e^{-\frac{j}{K}} \right) \quad (2)$$

und der Coulombschen Gleichung für die maximale Schubspannung mit dem inneren Reibungswinkel ϕ und der Kohäsion c des Bodens

$$\tau_{\max} = \sigma \cdot \tan \phi + c \quad (3)$$

läßt sich die Kraft F als Funktion der maximalen Schubspannung, des Deformationskennwertes K und des Gradienten u der Verschiebung j bestimmen:

$$F = b \cdot l \cdot \tau_{\max} \left(1 + \frac{\left(e^{-\frac{u \cdot l}{K}} - 1 \right)}{\frac{u \cdot l}{K}} \right) \quad (4)$$

Grecenko nimmt an, daß sich die Aufstandsfläche auch bei schräglaufendem Rad nicht gegenüber den Radachsen verschiebt. Sowohl der Schlupf i als auch der Schräglaufwinkel α lassen sich dann als Funktionen der Verschiebung j bzw. ihres Gradienten u darstellen [32]:

$$\tan \alpha = \frac{i}{1 - i} \cdot \tan \xi \quad (5)$$

$$u = \sqrt{(1 - i)^2 \cdot \tan^2 \alpha + i^2} \quad (6)$$

Grecenko formuliert, daß sich bei Gültigkeit seiner vereinfachenden Annahmen und der verwendeten Beziehung von Verschiebung und Schubspannung folgender Zusammenhang zwischen Längskraft, Schlupf, Seitenkraft und Tangens des Schräglaufwinkels finden läßt:

$$F_x \cdot \frac{1 - i}{i} = \frac{F_y}{\tan \alpha} \quad (7)$$

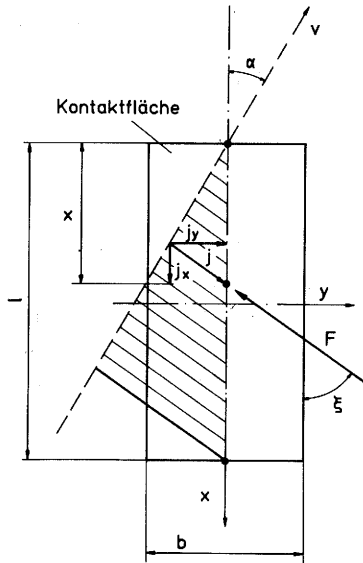


Bild 4: Darstellung der Radaufstandsfläche nach Grecenko.

Dugoff u.a. haben ein Modell für feste Fahrbahnen entwickelt, das auch eine Verschiebung der Kontaktfläche relativ zu den Radachsen zuläßt [33]. Die Modellierung der Reifenaufstandsfläche ist in Bild 5 beschrieben.

Betrachtet wird ein Punkt A auf dem Reifenumfang, der sich beim Fahren ohne Schräglauf und ohne Schlupf stets unterhalb des Punktes A' befindet, sich durch den Einfluß von Schlupf und Schräglauf aber um \bar{s} von der Position unterhalb von A' entfernt. Aus den Komponenten von \bar{s} und Deformationskoeffizienten in x- und y-Richtung lassen sich die Schubspannungen am Reifen berechnen. Aus den Komponenten der Spannungen in x- und y-Richtung

$$\tau_x(x) = k_x \cdot i \cdot x \quad (8)$$

$$\tau_y(x) = k_y \cdot \tan \alpha \cdot x \quad (9)$$

läßt sich die Spannung bestimmen, die aus der Verformung der Reifen resultiert:

$$\tau_{\text{Reifen}}(x) = \sqrt{(k_x \cdot i \cdot x)^2 + (k_y \cdot \tan \alpha \cdot x)^2} \quad (10)$$

Die Deformationskoeffizienten k_x und k_y können aus den Steifigkeitswerten C_i und C_α berechnet werden [33], die sich als Anfangssteigungen der Triebkraft-Schlupf-Kurve bzw. der Seitenkraft-Schräglauf-Kurve bestimmen lassen:

$$C_i = \left. \frac{dF_T}{di} \right|_{\alpha=0, i=0} \quad C_\alpha = \left. \frac{dF_S}{d\alpha} \right|_{i=0, \alpha=0} \quad (11)$$

$$k_x = \frac{2 \cdot C_i}{l^2 \cdot b} \quad k_y = \frac{2 \cdot C_\alpha}{l^2 \cdot b} \quad (12)$$

Die Spannung aus der Verformung des Reifens steht im Gleichgewicht zu der vom Boden übertragbaren Spannung und kann nur deren Maximalwert annehmen. Beim Auftreten von Schlupf wird das Gleichgewicht innerhalb der Kontaktfläche bei x_1' erreicht. Bei der von Dugoff untersuchten Straßenfahrt stellt die Haftfähigkeit des Reifens das begrenzende Maximum dar. Zur Anwendung des Modells auch für Geländefahrt haben Jurkat und Brady das Kriterium der Haftfähigkeit des Reifens durch Reibung zur Fahrbahn erweitert, indem sie hier das Minimum der Schubspannungen aus Reibung zwischen Reifen und Fahrbahn τ_r und der maximal übertragbaren Scherspannung des Bodens τ_s zur Berechnung der Kräfte ansetzen [34]:

$$\tau_{\text{Boden}}(x) = \min(\tau_x, \tau_s(x)) \quad (13)$$

Der Betrag des Verschiebevektors \bar{s}

$$|\bar{s}| = \sqrt{(x \cdot i)^2 + (x \cdot \tan \alpha)^2} \quad (14)$$

wird zur Berechnung der Scherspannung als Scherweg j verwendet. Als Integral über der Aufstandsfläche lassen sich dann die Radkräfte in x - und in y -Richtung berechnen:

$$F_{x,y} = \int_0^b \left(\int_0^{x'_i} \tau_{x,y}(x) \cdot dx + \int_{x'_i}^1 \tau_{x,y}(x'_i) \cdot dx \right) dy \quad (15)$$

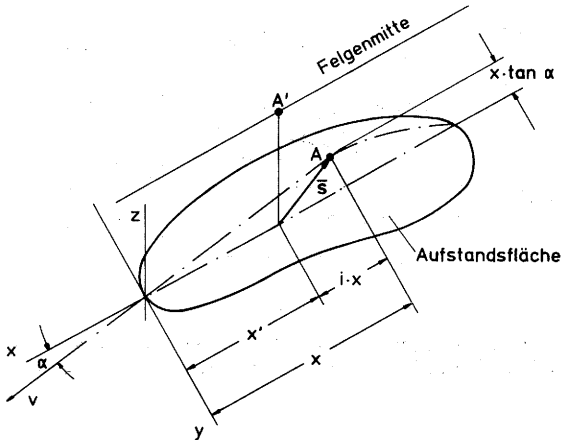


Bild 5: Reifenaufstandsfläche nach Dugoff u.a. in räumlicher Darstellung.

Crolla u.a. erweitern ebenfalls den beschriebenen Ansatz von Dugoff u.a., berücksichtigen aber die Verschiebungen in der Kontaktfläche explizit als Reifenverformung $n_{x,y}$ und Bodenverschiebung $j_{x,y}$.

Für jeden Punkt der Kontaktfläche lassen sich die Verschiebungen, Bild 6, in Abhängigkeit von Schlupf, Schräglaufwinkel und der Koordinate x' des Punktes entlang der Kontaktfläche darstellen:

$$n_x + j_x = \frac{i}{1 - i} \cdot x' \quad (16)$$

$$n_y + j_y = \frac{1}{1 - i} \cdot \tan \alpha \cdot x' \quad (17)$$

Die gesamte Bodenverschiebung j wird aus ihren Anteilen in x- und y-Richtung berechnet:

$$j = \sqrt{j_x^2 + j_y^2} \quad (18)$$

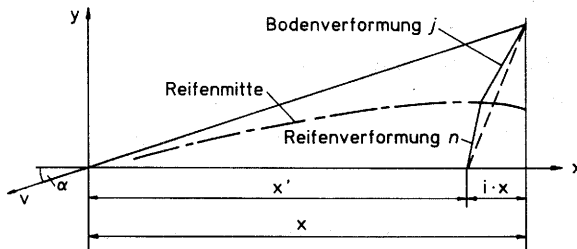


Bild 6: Verschiebungen des Reifens und des Bodens durch Schräglauf und Schlupf nach Crolla.

Die maximale Scherspannung des Bodens kann nicht gleichzeitig in x- und in y-Richtung erreicht werden. Die Spannungskomponenten in Richtung der beiden Achsen verhalten sich deshalb zur gesamten Schubspannung wie die Bodenverschiebungen in x- und y-Richtung zur gesamten Bodenverschiebung:

$$\frac{j_x}{j} \cdot \tau_s = \tau_{sx} \quad (19)$$

$$\frac{j_y}{j} \cdot \tau_s = \tau_{sy}$$

Die aus der elastischen Reifenverformung resultierenden Spannungen müssen für jeden Punkt der Kontaktfläche mit den aus der Bodenverschiebung resultierenden im Gleichgewicht stehen. Die Schubspannungen im Boden ergeben sich nach den Gleichungen (2) und (3), die Schubspannungen des Reifens aus den Reifensteifigkeiten nach Gleichung (12).

$$\frac{j_x}{j} \cdot [\tau_{\max} \cdot (1 - e^{-\frac{j}{k}})] = k_x \cdot n_x = \tau_x \quad (20)$$

$$\frac{j_y}{j} \cdot [\tau_{\max} \cdot (1 - e^{-\frac{j}{k}})] = k_y \cdot n_y = \tau_y \quad (21)$$

Wird Gleichung (18) in (20) und (21) eingesetzt, entsteht ein nichtlineares Gleichungssystem (16), (17), (20), (21), das iterativ gelöst werden kann. Wird die Aufstandsfläche als rechteckig und mit konstanter Normalspannungsverteilung angenommen und in eine endliche Anzahl von Streifen gleicher Breite und gleicher Länge geteilt, können für jeden Streifen die Verschiebungen aus (16), (17), (20) und (21), die Schubspannungen in x- und y-Richtung nach (20) und (21) berechnet werden. Als Summe über alle Streifen ergeben sich die Radkräfte in Längs- und Querrichtung durch Multiplikation der Schubspannungen mit der Größe der Aufstandsfläche [35].

Sharp und El-Nashar haben ein umfangreiches Modell für Straßenfahrt formuliert. Sie modellieren den Reifen als Gebilde aus voneinander unabhängigen Speichen. Verformungen in allen drei Koordinatenrichtungen sind berücksichtigt [36]. El-Razaz und Crolla haben die Vorgehensweise der Modellierung übernommen und für Geländefahrt ein Modell aus acht nichtlinearen Gleichungen formuliert [37]. Zusätzlich zu den im vorstehend beschriebenen Modell von Crolla enthaltenen Einflußgrößen ist die Einsinkung des Rades nach der von Bekker [26] gefundenen Beziehung zwischen Normalspannung und Einsinkung berücksichtigt. Als Eingabedaten müssen u.a. sieben Steifigkeitswerte des Reifens aus gemessenen Radkraftverläufen abgeleitet werden, was die praktische Anwendung des Modells erschwert.

3. Definitionen

Die Vergleichbarkeit von experimentellen Untersuchungen unterschiedlicher Herkunft leidet häufig unter der Verwendung von verschiedenen Darstellungsweisen, Bezugssystemen oder -größen. Die Vereinbarungen in dieser Arbeit orientieren sich deshalb an den in der Literatur am häufigsten gebrauchten Definitionen.

3.1 Schräglaufwinkel und Koordinatensystem

Als Schräglaufwinkel eines Rades ist der Winkel in der x-y-Ebene zwischen der Radmittenebene und der aktuellen translatorischen Bewegungsrichtung des Radmittelpunktes definiert.

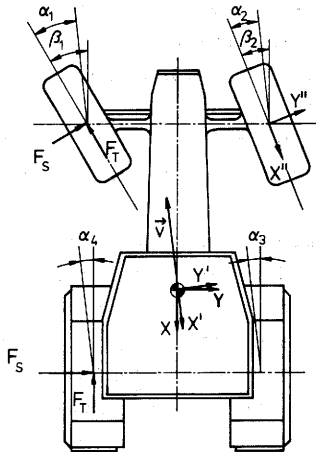


Bild 7: Schräglaufwinkel und Koordinatensystem am schräglaufenden Ackerschlepper für senkrecht stehende Lenkachsen und Sturzwinkel Null.

Bei den mit der in Kapitel 5 beschriebenen Versuchseinrichtung durchgeführten Untersuchungen wird Radschräglauf durch Schrägstellung des Meßrades relativ zur Längsachse und Fahrtrichtung der

Versuchseinrichtung erzwungen. Die Längsachse der Meßeinrichtung entspricht der Bewegungsrichtung eines Fahrzeuges, bei dem sich der Schräglaufwinkel durch freies Kräftespiel als Gleichgewichtslage einstellt. Das radmittenebenenfeste Koordinatensystem läßt sich sowohl beim Fahrzeug als auch bei der Versuchseinrichtung eindeutig definieren. In dieser Arbeit werden deshalb alle Radkräfte im radmittenebenenfesten Koordinatensystem dargestellt, das um den Schräglaufwinkel α gegenüber dem die Fahrtrichtung beschreibenden System $x'y'$ nach Bild 7 verdreht ist. Die Richtung der Achsen orientiert sich am von der SAE vorgeschlagenen rechtsgängigen rechtwinkligen Referenz-Koordinatensystem für Straßenfahrzeuge [38].

3.2 Schlupf schräglauflender Räder

Zur Berechnung des Schlupfes sollen für nicht schräglauflende angetriebene oder gebremsten Räder die gebräuchlichen Beziehungen

$$i_T = 1 - \frac{s_{GR}}{s_{OR}} \quad i_B = \frac{s_{OR}}{s_{GR}} - 1 \quad (22)$$

verwendet werden, Bild 8. Als anschauliche Grenzwerte ergeben sich für das blockierte, nur noch translatorisch bewegte Rad $i_B = -1,0$, für das im Stand drehende Rad $i_T = +1,0$.

Zur Bestimmung der real zurückgelegten Wegstrecke aus der Drehzahl des 5. Rades und der theoretisch zurückgelegten Strecke aus der Drehzahl des Meßrades sind die dynamischen Halbmesser r_{dyn} der Räder erforderlich, die bei Geländefahrt nicht exakt zu ermitteln sind [39,40]. Die Radhalbmesser lassen sich zunächst aus der zurückgelegten Wegstrecke s , der Anzahl der dabei gezählten Impulse I und der Anzahl der Impulse je Radumdrehung I_1 bestimmen:

$$r_{dyn\ 5,M} = \frac{I_{1\ 5,M} \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot I_{5,M}} \quad (23)$$

Bei gleicher zurückgelegter Wegstrecke läßt sich das Verhältnis der Radhalbmesser des 5. Rades $r_{dyn,5}$ und des jeweiligen Meßrades

$r_{dyn,M}$ allein aus den je Wegstrecke oder je Zeitintervall gezählten Impulsen beschreiben [41]:

$$\frac{r_{dyn,5}}{r_{dyn,M}} = \frac{I_{1,5} \cdot I_M}{I_5 \cdot I_{1,M}} \quad (24)$$

Zur Berechnung des Radschlupfes mit dem später beschriebenen Einplatinenrechner wird zunächst mit dem Versuchsreifen bei den auch bei der nachfolgenden Versuchsfahrt vorliegenden Boden- und Betriebsbedingungen eine sog. Kalibrierfahrt mit Schlupf $i = 0$ durchgeführt, um das Verhältnis der in einem bestimmten Zeitintervall gezählten Impulse der beiden Drehzahlsensoren zu bestimmen. Das Drehzahlverhältnis des Meßrades und des 5. Rades beim Fahrzustand mit Schlupf $i = 0$ ist dann in Gleichung (24) durch das Verhältnis I_M^* / I_5^* festgelegt.

Zur Berechnung des bei der Versuchsfahrt auftretenden Schlupfes wird angenommen, daß sich der dynamische Halbmesser des Meßrades und somit der Quotient aus der bei der Kalibrierfahrt gezählten Impulse auch beim Auftreten von Brems- oder Antriebskräften nicht verändert. Wenn Gleichung (23) nach der Wegstrecke s aufgelöst und in Gleichung (22) eingesetzt wird, kann der Schlupf während der Versuchsfahrt durch die in einem wählbaren Zeitintervall gezählten Impulse nach den Gleichungen (22) und (23) berechnet werden, wenn die dynamischen Halbmesser der Räder durch Gleichung (24) ausgedrückt werden:

$$i_T = 1 - \frac{I_5 \cdot I_M^*}{I_M \cdot I_5^*} \quad i_B = \frac{I_M \cdot I_5^*}{I_5 \cdot I_M^*} - 1 \quad (25)$$

Die bei der Berechnung des Schlupfes berücksichtigten Wegstrecken sind gerichtete Größen. Beim Auftreten von Schräglauf muß zur Berechnung des Schlupfes deshalb von der mit dem 5. Rad gemessenen Wegstrecke \bar{s}_G nur der auf die Radmittenebene bezogene Anteil $|\bar{s}_{GR}| = |\bar{s}_G| \cdot \cos \alpha$ berücksichtigt werden [9,42,43]:

$$i_T = 1 - \frac{s_{GR}}{s_{OR}} = 1 - \frac{s_G \cdot \cos \alpha}{s_O} \quad (26)$$

$$i_B = \frac{s_{OR}}{s_{GR}} - 1 = \frac{s_0}{s_G \cdot \cos \alpha} - 1 \quad (27)$$

Die theoretisch zurückgelegte Wegstrecke s_0 wird in Richtung der Radachse gemessen, so daß s_0 gleich s_{OR} ist. Bild 8 zeigt die Strecken bei der Bewegung des schräglaufenden Meßrades von Position I nach II.

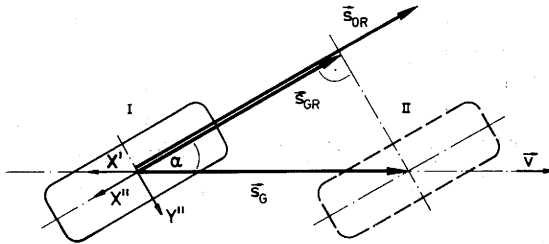


Bild 8: Wegstrecken am schräglaufenden Rad zur Berechnung des Schlupfes.

Analog zur Erweiterung der Schlupfdefinition nach Gleichung (22) für nicht schräglaufende Räder zur Schlupfdefinition bei Schräglauf nach den Gleichungen (26) und (27) läßt sich der Schlupf auch für schräglaufernde Räder aus den gezählten Impulsen darstellen:

$$i_T = 1 - \frac{I_5 \cdot I_M^*}{I_M \cdot I_5^*} \cdot \cos \alpha \quad i_B = \frac{I_M \cdot I_5^*}{I_5 \cdot I_M^*} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} - 1 \quad (28)$$

In der Literatur ist für den Fahrzustand mit Schlupf $i = 0$ keine einheitliche Definition gebräuchlich. Nach Überlegungen von Söhne [44] liegt der Fahrzustand $i = 0$ zwischen den Werten Antriebsmoment $T_T = 0$ und Triebkraft $F_T = 0$. Als Triebkraft des Einzelrades gilt die um den inneren und äußeren Rollwiderstand verminderte Umfangskraft in Längsrichtung des Rades. Bock nimmt den Schlupfnullpunkt bei seinen Messungen in der Mitte zwischen den Grenzwerten an [45]. Nach Untersuchungen von Krick auf verschiedenen Böden in der Bodenrinne liegt der Schlupfnullpunkt aber deutlich näher

beim Grenzwert Triebkraft $F_T = 0$ als beim Grenzwert $T_T = 0$ [46]. Nach dem ASAE-Standard S296.2 (American Society of Agricultural Engineers) sind sowohl die beiden Grenzwerte als auch Zwischenwerte als Schlupfnullpunkt zulässig [47], die Angabe der jeweils verwendeten Festlegung jedoch gefordert. Von Sverker und Persson wird sowohl für feste als auch für nachgiebige Fahrbahnen die Festlegung des Schlupfnullpunktes $i = 0$ beim Fahrzustand $F_T = 0$ vorgeschlagen [48]. Am Agricultural and Food Research Council (AFRC) Engineering in Großbritannien ist diese Definition eingeführt [49]. Im Hinblick auf das geringe Einsinken des Rades auf den untersuchten Böden wird auch im Rahmen dieser Arbeit der definierte Fahrzustand mit Triebkraft $F_T = 0$ als Schlupf $i = 0$ angenommen. Dies hat überdies den Vorteil, daß der nach dieser Definition festgelegte Schlupfnullpunkt bei den Versuchen mit Schräglaufwinkel $\alpha = 0$ einfach zu finden ist, weil die Triebkraft direkt gemessen wird.

Der bei nicht schräglaufendem Rad bestimmte Fahrzustand für Schlupf $i = 0$ wird teilweise auch für Schräglaufwinkel $\alpha > 0$ übernommen [6]. Beim Fahren mit konstanter Geschwindigkeit v_0 über Grund und gleicher Drehzahl des Meßrades (theoretische Geschwindigkeit $v_0 = \text{konstant}$) wird dann mit zunehmendem Schräglaufwinkel der Anteil der auf das Rad bezogenen Fahrgeschwindigkeit kleiner, analog zu den zurückgelegten Wegstrecken nach Bild 8. Die Relativgeschwindigkeit zwischen Rad und Boden ($v_0 - v_{GR}$) und entsprechend der Schlupf steigen, so daß bei der Anwendung des für $\alpha = 0$ definierten Fahrzustandes mit Schlupf $i = 0$ zur Schlupfbestimmung für schräglaufernde Räder bei Triebkraft $F_T = 0$ mit wachsendem Schräglauf steigende positive Schlupfwerte ermittelt werden, wie beispielsweise in Bild 2 zu sehen.

Von Bekker [26] wurde eingeführt, daß Schlupf Null dann vorliegt, wenn keine horizontale Bodenverschiebung und folglich keine Relativgeschwindigkeit zwischen Rad und Boden und keine horizontalen Schubspannungen entstehen. Wenn diese in der Terramechanik übliche Definition des Schlupfes auch für schräglaufernde Räder in Radebene gelten soll, ist es für Schlupfwerte $-1 < i < 1$ nicht korrekt, den für Schräglaufwinkel $\alpha = 0$ definierten Fahrzustand mit Schlupf $i = 0$ auch für das Fahren mit Schräglauf zur Schlupfbestimmung zu

übernehmen. Auch für wachsende Schräglaufwinkel muß nach der Schlupfdefinition von Bekker bei konstanter Fahrgeschwindigkeit über Grund die Beziehung ($s_{OR} = s_G \cdot \cos \alpha$) für Schlupf $i = 0$ gelten. Mit steigendem Schräglaufwinkel muß beim Fahrzustand mit Schlupf $i = 0$ die vom Meßrad zurückgelegte Wegstrecke s_0 und somit die Anzahl der diesem Fahrzustand gezählten Impulse $I_M (i=0)$ abnehmen.

Im Versuch müßte deshalb für jeden Schräglaufwinkel eine Kalibrierfahrt durchgeführt werden, um die Anzahl der Impulse des Drehzahlsensors des Meßrades I_M^* beim als $i = 0$ definierten Fahrzustand neu zu bestimmen. Dies ist aufwendig bzw. versuchstechnisch nicht möglich, wenn der Schräglaufwinkel wie beispielsweise von Krick [6] während der Meßfahrt verändert wird.

Der Schlupf bei schräglaufenden Rädern läßt sich jedoch ohne weiteres aus den Schlupfwerten bestimmen, die während der Versuche mit schräglaufenden Rädern mit dem ohne Schräglauf definierten Schlupfnullpunkt nach Gleichung (28) ermittelt wurden. Dazu wird zur Korrektur der Anzahl der Drehimpulse des Meßrades I_M^* der Faktor I_K eingeführt, der für jeden Schräglaufwinkel aus den gezählten Drehzahlimpulsen zu jedem Schlupfwert neu bestimmt wird.

Nach Gleichung (28) muß nach der Festlegung des Schlupfnullpunktes $i = 0$ bei Triebkraft $F_T = 0$ für Schräglaufwinkel $\alpha \geq 0$ und Trieb- bzw. Bremskraft $F_{T,B} = 0$ gelten:

$$i_T = 1 - \frac{I_5 \cdot I_M^* \cdot I_K}{I_M \cdot I_5^*} \cdot \cos \alpha = 0$$
$$i_B = \frac{I_M \cdot I_5^*}{I_5 \cdot I_M^* \cdot I_K} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} - 1 = 0$$
(29)

Wird der Korrekturfaktor aus den bei $F_{T,B} = 0$ ermittelten Impulswerten bestimmt,

$$I_K = \frac{I_M \cdot I_5^*}{I_5 \cdot I_M^*} \cdot \frac{1}{\cos \alpha}$$
(30)

läßt sich nach Gleichung (29) der korrekte Schlupf $i_{T,B}$ aus einem für $F_{T,B} \neq 0$ für $\alpha > 0$ gemessenen Schlupfwert $i_{T,B}$ und dem bei $F_{T,B} = 0$ und $\alpha > 0$ gemessenen Schlupfwert i bestimmen:

$$i_T = 1 - \frac{1 - i_T \text{ (gemessen bei } F_T > 0, \alpha > 0)}{1 - i \text{ (gemessen bei } F_{T,B} = 0, \alpha > 0)} \quad (31)$$

$$i_B = \frac{i_B \text{ (gemessen bei } F_B < 0, \alpha > 0) + 1}{i \text{ (gemessen bei } F_{T,B} = 0, \alpha > 0) + 1} - 1 \quad (32)$$

Bei der Auswertung der Versuche ist im Rahmen dieser Arbeit die beschriebene Korrektur der Schlupfwerte durchgeführt, so daß in der Radebene auch bei schräglauendem Rad der Fahrzustand mit Schlupf $i = 0$ bei Triebkraft $F_T = 0$ festgelegt ist.

4 Verbessertes Modell zur Berechnung der Radkräfte

Alle drei in Kapitel 2.2.2 beschriebenen Modelle benutzen ähnliche vereinfachende Annahmen. Die Kontaktfläche des Reifens zum Boden wird als rechteckig angenommen, die Normalspannungsverteilung als gleichmäßig über der Aufstandsfläche. Zur Berechnung der Scherspannung des Bodens in Abhängigkeit vom Scherweg wird die Beziehung von Janosi nach Gleichung (2) verwendet. In allen Modellen ist die Kontaktfläche zwischen Rad und Boden in einer ähnlichen Weise derart modelliert, daß die größten Verschiebungen zu ihrem Ende hin erreicht werden. Bild 9 zeigt die nach dem erweiterten Ansatz von Dugoff u.a. berechneten Verschiebungen von Rad und Boden beispielhaft für angenommene Reifendaten und Bodenkennwerte bei positivem Schräglauf und positivem Schlupf.

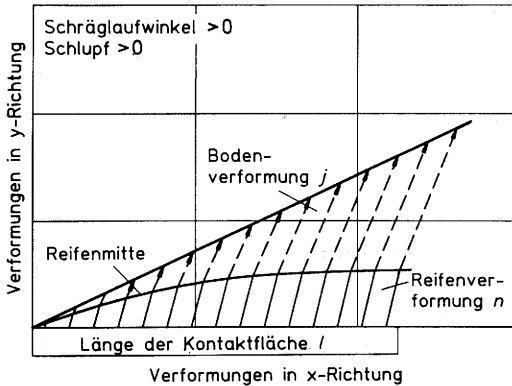


Bild 9: Berechnete Verformungen von Reifen und Boden in Richtung der x- und y-Achse für Schräglauf und positiven Schlupf, dargestellt jeweils für die Mitte eines Segmentes der Lauffläche.

Entsprechend den großen Verschiebungen treten zum Ende der Lauffläche die größten Kraftkomponenten auf, die die errechneten Gesamtkräfte maßgeblich bestimmen. Die grundsätzlichen Verläufe der nach den verschiedenen Modellen berechneten Radkräfte sind daher ähnlich.

Die Vernachlässigung der Reifeneinsinkung und der daraus resultierenden Kraft auf die Seitenwand des Reifens bei Schräglauf ist für den im Rahmen dieser Arbeit untersuchten tragfähigen Boden gerechtfertigt. Sowohl die Wahl als auch die Bestimmung der Reifenparameter und der Bodenkennwerte als Eingangsgrößen für die Modellrechnung hat Einfluß auf die Größe der errechneten Kraft- und Schlupfwerte. Aus den für feste und für nachgiebige Fahrbahnen bekannten Messungen der Radkräfte lassen sich Einflüsse auf das Trieb- und Seitenkraftverhalten der Reifen erkennen, die in einem verbesserten Modell berücksichtigt werden können.

Grecenko betrachtet die Verformung von Karkasse und Lauffläche des Reifens nicht getrennt von der Bodenverformung. Nach Vergleichsrechnungen von El-Razaz stimmen für sehr große Reifensteifigkeiten die nach den Modellen von Grecenko und Crolla berechneten Seitenkräfte überein, für relativ zum Boden sehr weiche Reifen sind die nach den Modellen von Crolla und Dugoff ermittelten Radkräfte gleich groß [50]. Mit dem erweiterten Ansatz von Dugoff u.a. können die Reifen- und Bodenverformung getrennt bestimmt werden. Dieses Modell soll deshalb als Grundlage für eine Verbesserung des theoretischen Ansatzes dienen.

4.1 Erweiterung der Modellparameter

Alle Modelle berechnen die Radkräfte aus der Verschiebung des Reifens oder des Bodens durch Schräglauf und Schlupf und den daraus resultierenden Spannungen.

Für Reibungsböden, z.B. reinen Sand, steigt die Scherkraft mit zunehmendem Scherweg exponentiell an und nähert sich für größere Verschiebewege asymptotisch der maximalen Scherkraft. Der Kurvenverlauf wird durch Gleichung (2) gut beschrieben. Für die häufiger vorkommenden kohäsiven, z.B. lehm- oder tonhaltigen bindigen Böden wird dagegen die maximale Scherkraft schon bei kleinerer Verschiebung erreicht, für größere Scherwege fällt die Scherkraft nach dem Abscheren des Bodens wieder bis zu einem konstanten Restwert ab [51].

Zur besseren Beschreibung der Beziehung zwischen Schubspannung und Verschiebeweg kann deshalb die von Wong [52] vorgeschlagene Gleichung verwendet werden:

$$\tau = \tau_{\max} \cdot K_r \cdot \left(1 + \left(\frac{1}{K_r \cdot \left(1 - \frac{1}{e} \right)} - 1 \right) \cdot e^{1 - \frac{j}{K_w}} \right) \cdot \left(1 - e^{-\frac{j}{K_w}} \right) \quad (33)$$

Durch die Einführung des Parameters K_r als Verhältnis zwischen Restscherspannung und maximaler Scherspannung lassen sich beide Bodentypen beschreiben. Für kohäsive Böden ist $K_r < 1$, für Reibungsböden wird $K_r = 1$.

Zur Berechnung der maximalen Scherspannung τ_{\max} nach Gleichung (3) ist die Kenntnis der Bodenwerte Kohäsion c und Winkel der inneren Reibung ϕ erforderlich, die ursprünglich mit dem Dreiaxialscherversuch oder dem Rahmenscherversuch nach DIN 18137 an Bodenproben bestimmt werden [53]. Der Bruch tritt innerhalb der Bodenproben durch Überschreiten der maximal übertragbaren Spannungen auf. Proben aus der bewachsenen oder bearbeiteten Bodenoberfläche lassen sich in den Normschergeräten nur schwierig einsetzen. Im Rahmen dieser Arbeit werden die Kohäsion c und der Winkel der inneren Reibung des Bodens ϕ mit einem Plattenschervergerät bestimmt, das im folgenden Kapitel beschrieben wird.

Beim Reifen setzt sich die Kraftübertragung je nach Bodenzustand aus Gleiten des Reifens auf der Bodenoberfläche und Abscheren des Bodens durch die Stollen zusammen. Zur Nachbildung der Gleitbewegung zwischen Rad und Boden ist die Scherplatte mit Gummi beklebt. Das Abscheren des Bodens durch die Stollen des Rades wird bei den Scherversuchen mit einem auf der Scherplatte montierten Quersteg vom 40 mm Höhe simuliert. In Anlehnung an das Verfahren des Dreiaxialscherversuchs werden die für verschiedene Normalspannungen erhaltenen Meßwerte $\tau_{\max} = f(\sigma)$ durch eine Gerade angenähert. Bei gleichem Maßstab für beide Achsen ergibt sich die Kohäsion c als Ordinatenabschnitt, der Winkel der inneren Reibung ϕ aus der Geradensteigung $\tan \phi$. Die aus den Versuchen mit dem Plattenschervergerät ermittelten Bodenkennwerte werden im folgenden mit den beim Dreiaxialscherversuch üblichen Begriffen Kohäsion c und Winkel der

inneren Reibung ϕ bezeichnet.

Im Gegensatz zu den häufig verwendeten kreisförmigen Schergeräten gewährleistet die lineare Vorschubbewegung der rechteckigen Scherplatte für die gesamte Plattenfläche von $A = 500 \text{ cm}^2$ konstante Schergeschwindigkeit. Bild 10 zeigt beispielhaft die Annäherung der Meßwerte durch Gleichung (33) für verschiedene Normalspannungen.

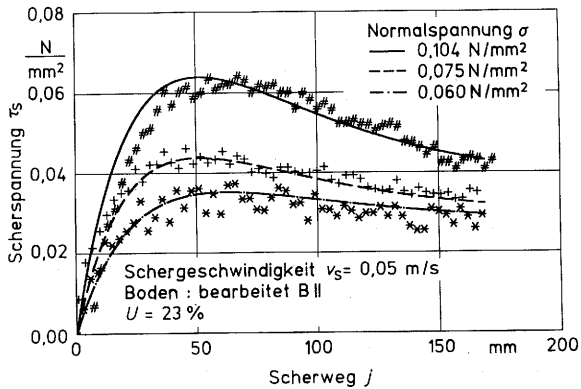


Bild 10: Scherspannung in Abhängigkeit vom Scherweg für unterschiedliche Normalspannungen.
(Boden BII: gegrubbert und gewalzt, siehe Kapitel 6.1.2)

Nach Untersuchungen von Dudziński sind die Bodenkennwerte deutlich von der Schergeschwindigkeit beeinflusst [54], wie auch die eigenen Messungen gezeigt haben. Die Schergeschwindigkeit v_s entspricht beim mit Schlupf fahrenden Rad der Relativgeschwindigkeit zwischen Rad und Boden als Differenz ($v_0 - v_{GR}$) zwischen theoretischer Fahrgeschwindigkeit v_0 und realer Fahrgeschwindigkeit über Grund v_{GR} . Der Zusammenhang zwischen Scher- und Fahrgeschwindigkeit ergibt sich für positiven und negativen Schlupf aus den Gleichungen (26) und (27) :

$$v_s = v_G \cdot \cos \alpha \cdot \frac{i_T}{1 - i_T} \quad v_s = -v_G \cdot \cos \alpha \cdot i_B \quad (34)$$

Bild 11 zeigt den Zusammenhang für verschiedene Schergeschwindigkeiten.

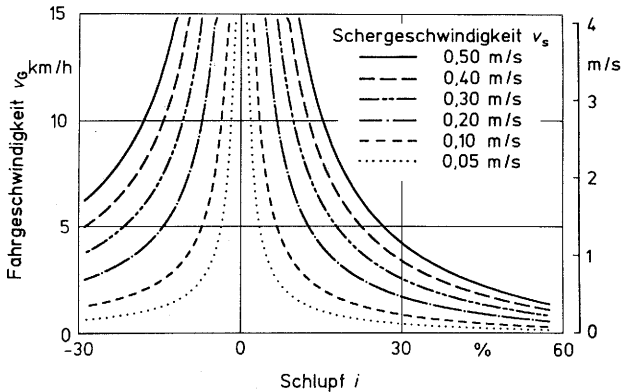


Bild 11: Zusammenhang zwischen Fahrgeschwindigkeiten und Schlupf für verschiedene Schergeschwindigkeiten als Relativgeschwindigkeit zwischen Rad und Boden in der Kontaktfläche für Schräglaufwinkel $\alpha = 0$.

Die in den Versuchen verwendeten Schergeschwindigkeiten entsprechen denen eines schlupfenden Rades und liegen um den Faktor 10^3 bis $5 \cdot 10^7$ höher als die in der Bodenmechanik üblichen.

Bei konstanter Normalspannung σ steigt die maximale Scherspannung τ_{\max} mit guter Näherung linear mit zunehmender Schergeschwindigkeit an, Bild 12, und kann durch die durch Ausgleichsrechnung für den untersuchten Boden gefundene Zahlenwertgleichung

$$\tau_{\max} = 0,025 \cdot v_s + 0,387 \cdot \sigma + 0,018 \quad (35)$$

für Schergeschwindigkeiten im dargestellten Bereich beschrieben werden. Nach (35) ergibt sich die maximale Scherspannung τ_{\max} in

der Einheit $[N/mm^2]$, wenn die Normalspannung σ ebenfalls in $[N/mm^2]$ und die Schergeschwindigkeit v_s in $[m/s]$ eingesetzt werden.

Für Schergeschwindigkeit Null muß die Scherspannung zu Null werden. Im Bereich um Schlupf $i = 0$ berechnet Gleichung (35) zu große Scherspannungen. Die Steigung in Abhängigkeit von der Schergeschwindigkeit stimmt jedoch mit der von Dudziński für kohäsiven Boden gefundenen Abhängigkeit überein. Nach Untersuchungen von Lucius an Druckproben aus sandigem Lehm steigen die gemessenen Spannungen erst für Verformungsgeschwindigkeiten > 2 m/s nicht weiter an [55]. Die Annäherung durch eine Gerade ist deshalb für den dargestellten Schergeschwindigkeitsbereich möglich, wenngleich die Anzahl der durchgeführten Versuche nicht zur Formulierung eines physikalisch anschaulichen Modelles ausreicht.

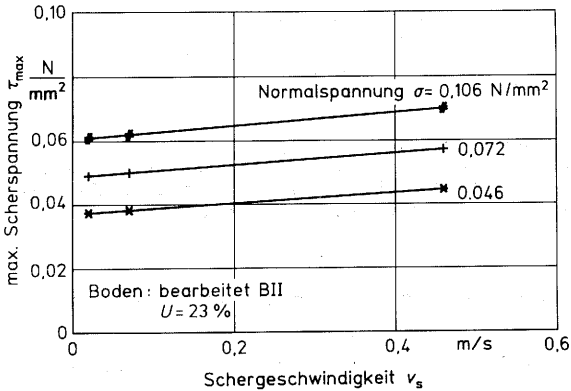


Bild 12: Maximale Scherspannungen in Abhängigkeit von der Schergeschwindigkeit für unterschiedliche Normalspannungen. (Boden BII: gegrubbert und gewalzt, siehe Kapitel 6.1.2)

Bei gleicher Schergeschwindigkeit wurde für verschiedene Normalspannungen ein konstantes Verhältnis von maximaler Scherspannung zur Restscherspannung von $K_p = 0,833$ erreicht. Bei gleicher Normalspannung ist das Scherspannungsverhältnis für größere Scherge-

schwindigkeiten geringer und kann somit durch die von der Normalspannung unabhängige Zahlenwertgleichung

$$K_r = 0,833 - 0,769 \cdot v_s \quad (36)$$

linear angenähert werden, wenn die Schergeschwindigkeit v_s in der Einheit [m/s] eingesetzt wird.

In Kapitel 8 wird das um den Einfluß der Schergeschwindigkeit auf die Bodenparameter und um die Berechnung der Scherspannung-Scherwegsbeziehung nach Wong erweiterte Modell beispielhaft für den hier untersuchten Boden den gemessenen Radkräften gegenübergestellt.

In dem erweiterten Modell kann das durch die Beziehung zwischen Scherspannung und Scherweg beschriebene Verhalten des Bodens genauer beschrieben und bei der Berechnung der Radkräfte und des Schlupfes berücksichtigt werden.

Bei konstanter Fahrgeschwindigkeit der Meßeinrichtung entspricht steigender Schlupf des Meßrades einer ansteigenden Schergeschwindigkeit. Durch die Berücksichtigung der Abhängigkeit der Bodenkennwerte von der Fahrgeschwindigkeit und vom Schlupf des Rades sind für größeren Schlupf die nach dem erweiterten Modell berechneten Kräfte höher als die nach dem Ansatz von Crolla u.a. ermittelten. Die Abnahme der Seitenkräfte erst bei höheren Schlupfwerten stimmt mit der in Kapitel 7.4 dargestellten gegenseitigen Abhängigkeit von Trieb- und Seitenkräften überein.

4.2 Ermittlung der Bodenkennwerte

Bild 13 und Bild 14 zeigen das zur Ermittlung des Zusammenhangs zwischen der Scherspannung τ_s und dem Scherweg j eingesetzte Plattenschergerät, das in [56] genauer dokumentiert ist.

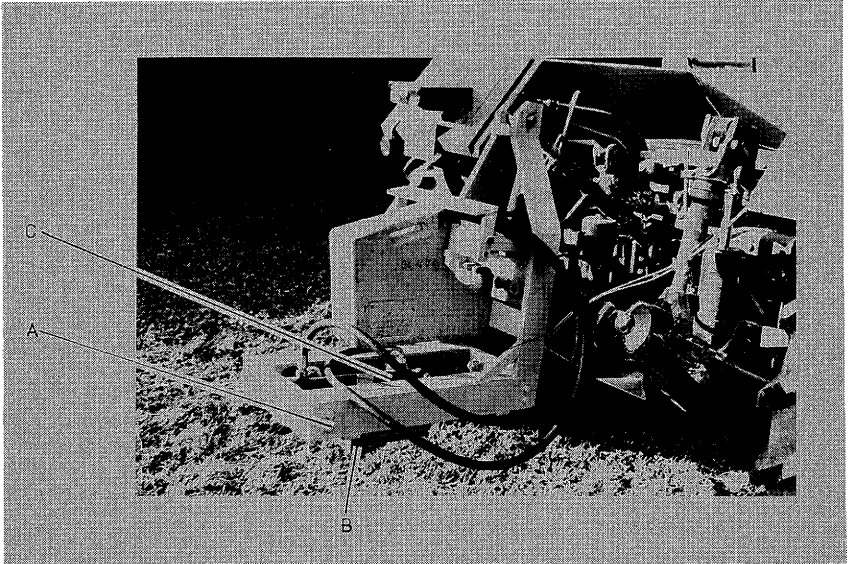


Bild 13: Plattenschergerät im Dreipunktanbau am Schlepperheck, bestehend aus Scherwagen (B), Rahmen mit Führungen (A) und Vorschubzylinder (C).

Der Rahmen des Schergerätes ist am Schlepperheck angebaut. Ein Scherwagen wird mit Kunststoffrollen im Rahmen geführt und über einen Hydraulikzylinder, der von der Hydraulikanlage des Schleppers über ein einstellbares Drosselventil versorgt wird, bei stehendem Schlepper bewegt, um den Boden abzuscheren.

Die Normal- und die Scherkraft werden mit einem Oktogonal-Meßelement gemessen [57]. Das Meßelement verbindet die Scherwerkzeuge mit dem Scherwagen. Ein Räumschild ist über Befestigungsplatten am

Scherwagen montiert und schließt mit der Unterkante der Scherplatte ab, so daß nur die Horizontalkraft zwischen Scherplatte und Boden gemessen wird und nicht die auf die Stirnseite der Scherwerkzeuge wirkende Kraft. Zur Darstellung des MeBelementes sind das Räumschild und eine der beiden Befestigungsplatten des Schildes in Bild 14 abgenommen.

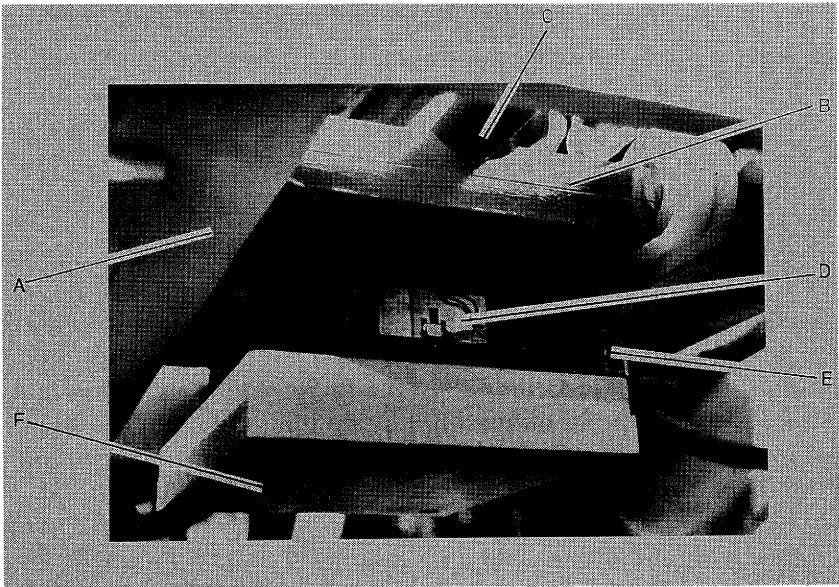


Bild 14: Scherwagen (B) mit Vorschubzylinder (C), MeBelement mit aufgeklebten Dehnmeßstreifen (D), Montageplatte für Scherwerkzeuge (F) und Befestigungsplatte für Räumschild (E).

5 Die Einzelradmesseinrichtung

An verschiedenen Forschungseinrichtungen wurden Einrichtungen zur Messung der Radkräfte an angetriebenen landwirtschaftlichen Reifen entwickelt. Wismer hat eine Übersicht über existierende Bodenrinnen und deren Meßbereiche zur Kraftmessung erstellt [58]. Einzelradmeßeinrichtungen werden an der FAL [15], in Meißen [59], am AFRC Engineering [60] und am Royal Armanent Research and Development Establishment (RARDE) [61] in England, am Instituut voor Mechanisatie, Arbeid en Gebouwen (IMAG) in Holland [62] sowie an der University of California in den USA [63] zur Messung der Kräfte an nicht schräglaufenden Rädern eingesetzt, am AFRC auch bei dynamischer Belastung des Meßrades [64]. Am Scottish Centre of Agricultural Engineering (SCAE) existiert eine Meßeinrichtung für nur gebremste Ackerschlepper-Treibradreifen [65]. Wie in Kapitel 2.1 erwähnt, wurden Längs- und Seitenkraftmessungen an angetriebenen schräglaufenden Rädern in Feldversuchen von Matejka [10] und Janosi u.a. [11] durchgeführt. Nach dem Prinzip der von Janosi verwendeten Meßeinrichtung, beide Räder einer Antriebsachse gegensinnig einzulenken, wurde die Einzelradmeßeinrichtung des RARDE für Seitenkraftmessungen modifiziert [66], aber noch keine Meßergebnisse vorgestellt. An der University of Pretoria, Republik Südafrika, existiert eine Meßeinrichtung mit hydrostatischem Antrieb und der Möglichkeit, Kräfte in allen drei Koordinatenrichtungen bei Schräglaufwinkeln bis 12° auch an größeren Ackerschlepper-Treibradreifen zu untersuchen [67], bislang wurden ebenfalls noch keine Ergebnisse der Seitenkraftmessungen an angetriebenen Reifen veröffentlicht.

Mit der an der Universität Hohenheim entwickelten und im folgenden beschriebenen Meßeinrichtung wurden die experimentellen Untersuchungen zur Bestimmung der Längs- und Seitenkräfte durchgeführt. Als Anforderungen an die Versuchseinrichtung stehen die Möglichkeit zur wirklichkeitsnahen Nachbildung der praktischen Einsatzbedingungen von Ackerschlepper-Treibradreifen, die einfache Bedienbarkeit zum Erreichen einer hohen Leistungsfähigkeit bei der Durchführung von reproduzierbaren Feldversuchen auf landwirtschaftlichen Böden, sowie die genaue Erfassung und Verarbeitung der gemessenen Größen zur Darstellung der Ergebnisse.

5.1 Aufbau und Funktion

Die Versuchseinrichtung ist als Vierradanhänger aufgebaut, das zu untersuchende Meßrad in seiner Mitte angeordnet, Bild 15.

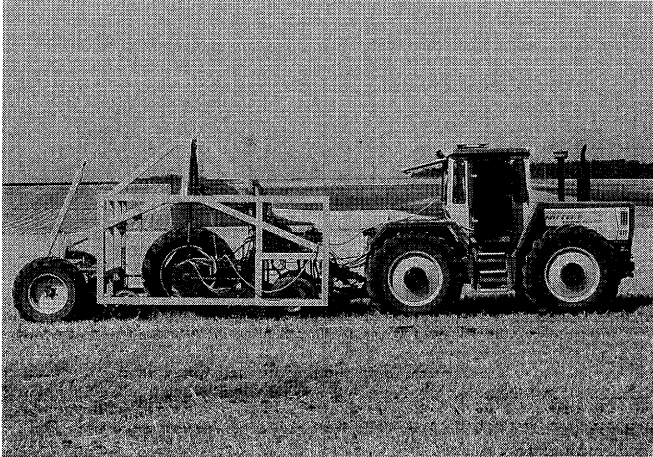


Bild 15: Einzelradmeßeinrichtung für angetriebene schräglaufende Ackerschlepperräder.

Mit der Deichsel und der lenkbaren hinteren Achse kann die Einrichtung wie ein gewöhnlicher Vierradanhänger zum Einsatzort transportiert werden. Bei der Versuchsfahrt wird die Meßeinrichtung starr in den Unterlenkern des je nach Antriebszustand des Meßrades ziehenden oder bremsenden Schleppers angekoppelt und getragen, Bild 15. Die starre vordere Achse der Meßeinrichtung hat bei der Meßfahrt keine Funktion. Das Meßrad läuft in der Mitte der Schlepperspur. Zur Anpassung an unterschiedliche Radgrößen ist das Meßrad höhenverstellbar im äußeren Rahmen der Meßeinrichtung angeleitet, Bild 16. Über einen durch eine Schraubspindel längenverstellbaren Lenker kann der Schräglaufwinkel des Rades relativ zur Längsachse des Versuchsgespannes verstellt werden. Die dann am Meßrad auftretenden Seitenkräfte werden durch die starre Verbindung zum Schlepper, den Einsatz eines Scheibensechs, das im hintere-

ren Bereich des Rahmens der Meßeinrichtung montiert ist und hydrostatisch in den Boden eingedrückt werden kann, sowie die in der Versuchsposition des Meßanhängers hydrostatisch gegenlenkbare Hinterachse abgestützt. Letztere dient auch zum Manövrieren auf dem Versuchsfeld.

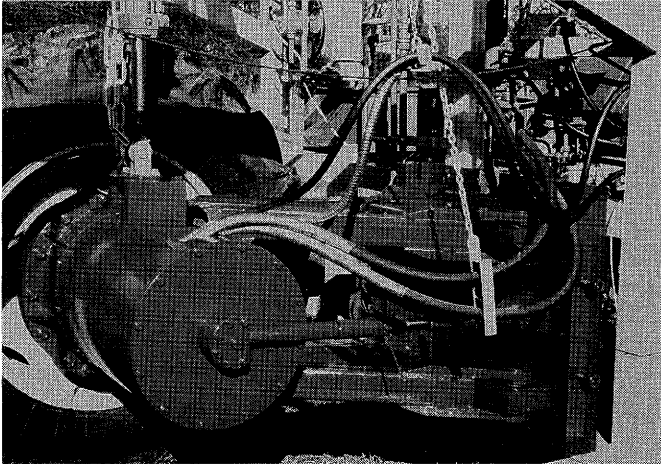


Bild 16: Versuchsrad mit Anlenkung zum Rahmen des Meßanhängers.

Die Anlenkung des Meßrades über zwei parallele Lenker mit Schwenklagern ermöglicht eine Vertikalbewegung des Meßrades zum Ausgleich von Bodenunebenheiten und verhindert hierbei ein Verdrehen der später beschriebenen und in Bild 17 dargestellten Einheit aus Radlagerung, Radkraftdynamometer und Meßradantrieb. Bei zur Schräglaufeinstellung verkürztem längenverstellbarem Lenker entsteht beim Ein- und Ausfedern des Meßrades eine geringe Lenkbewegung, die den vorgewählten Schräglaufwinkel verändert. Im Bereich bis zu Schräglaufwinkeln $\alpha \leq 16^\circ$ ist der Fehler bei einer vertikalen Bewegung des Meßrades von 100 mm jedoch kleiner als 0,63 %.

Tabelle 1 faßt die wichtigsten Daten der Versuchseinrichtung zusammen.

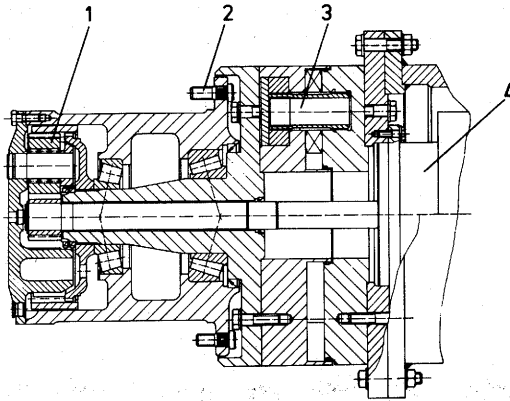


Bild 17: Lagerung des Meßrades, Planetenendtrieb (1), Anschraubbolzen zur Montage des Meßrades (2), Radkraftdynamometer (3) und Hydromotor (4).

min. Felgendurchmesser des Meßrades	520 mm
max. Meßraddurchmesser	2000 mm
max. Meßradbreite	1200 mm
Radlast	0 .. 40 kN
max. Schräglaufwinkel	16°
max. Antriebsleistung am Meßrad	52 kW
max. Drehzahl des Meßrades	45 min ⁻¹
Länge der Versuchseinrichtung	5800 mm
Breite	2500 mm
Höhe	3200 mm
Eigengewicht der Versuchseinrichtung	5300 kg
Zusatzballast	1500 kg

Tabelle 1: Kenndaten der Einzelradmeßeinrichtung.

5.1.1 Messung der Radkräfte

Zur Messung der am Meßrad angreifenden Kräfte und Momente wird ein 6-Komponenten-Radkraftdynamometer verwendet, das aus vier identischen 3-Komponenten-Quarzkristall-Kraftmeßdosens aufgebaut ist.

Bild 18 zeigt das Dynamometer vor dem Einbau in die Versuchseinrichtung.

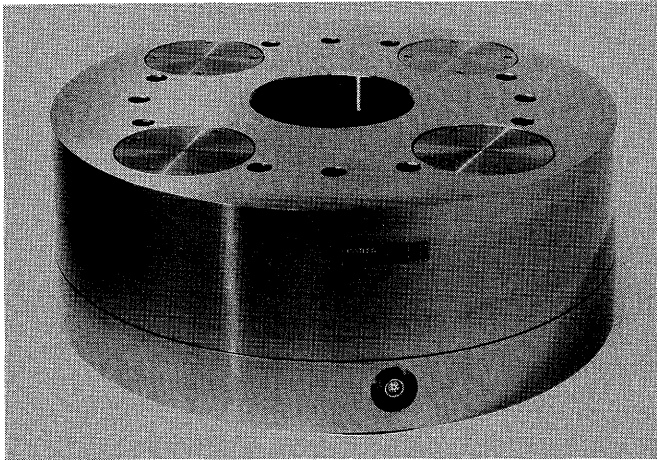


Bild 18: 6-Komponenten-Radkraftdynamometer.

Es ist zwischen dem feststehenden Teil der Meßradlagerung und der Anlenkung zum Rahmen der Versuchseinrichtung montiert, so daß alle Kräfte und Momente vom Dynamometer erfaßt werden. Die Kraftübertragung wird lediglich durch die Antriebswelle zwischen Hydromotor und Sonnenrad des Endtriebes gestört, die das Dynamometer überbrückt. Es werden geradzahnige Zahnäder verwendet, um keine Kräfte aus den Verzahnungen axial in die Welle einzuleiten. Außerdem ist die Welle auch in ihrer Längsrichtung deutlich weicher als das Dynamometer, so daß der hier entstehende geringe Meßfehler zu Gunsten des einfachen und soliden konstruktiven Aufbaus akzeptiert wird. Auch kann so der sich an den feststehenden Planetenrädern des Getriebes abstützende Anteil des Antriebsmomentes vom Dyna-

meter erfasst und unter Berücksichtigung der Übersetzung des Endtriebes zur Berechnung des Antriebsmomentes verwendet werden.

Jede der vier 3-Komponenten-Kraftmeßelemente zerlegt den auf sie wirkenden Anteil der Radkraft in Komponenten in Richtung der Koordinatenachsen und liefert eine der Kraft proportionale Ladung, Bild 19.

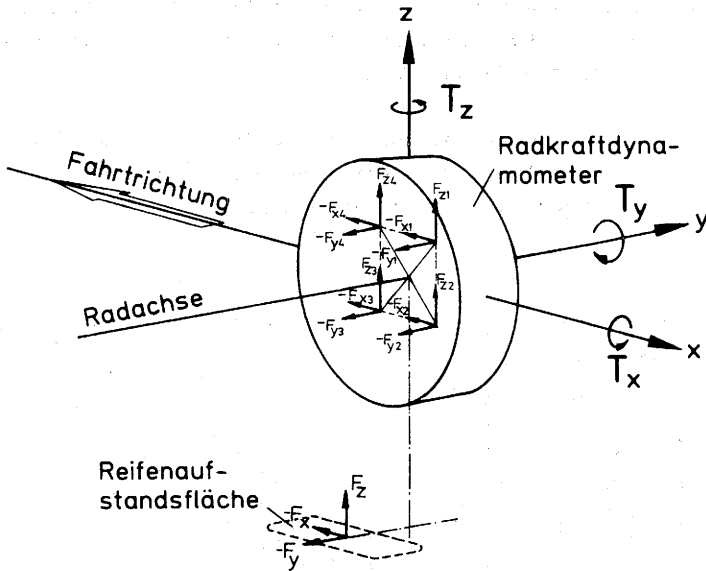


Bild 19: Zerlegung der Radkräfte im Dynamometer in ihre Komponenten.

Die gesamten Kräfte lassen sich aus der Summe ihrer Einzelanteile berechnen:

$$F_{(x,y,z)} = \sum_{i=1}^4 F_i(x,y,z) \quad (37)$$

Kräfte mit gleicher Wirkungslinie werden bereits im Dynamometer addiert, so daß nur acht Ausgangssignale zur Wandlung der Ladungen in proportionale Spannungen an den Ladungswandler übertragen werden. Aus den Momentengleichgewichten um die Koordinatenachsen lassen sich die auf das Meßrad wirkenden Momente berechnen [68].

Die Vorzüge des verwendeten piezoelektrischen Meßsystems liegen in seiner steifen und kompakten Bauweise, der Linearität der Meßempfindlichkeit von durchschnittlich $\pm 0,6 \%$ über den gesamten Meßbereich, sowie der Unempfindlichkeit der Ausgangssignale gegenüber der Lage des Kraftangriffspunktes [69]. Die Kalibrierung wurde mit einer 3-Achsen-Kalibriereinrichtung an zehn verschiedenen Angriffspunkten durchgeführt.

Bild 20 zeigt ein entsprechendes Kalibrierblatt. Das Übersprechen zwischen den einzelnen Kraftkomponenten liegt bei max. $1,6 \%$ und wird bei der Auswertung rechnerisch berücksichtigt.

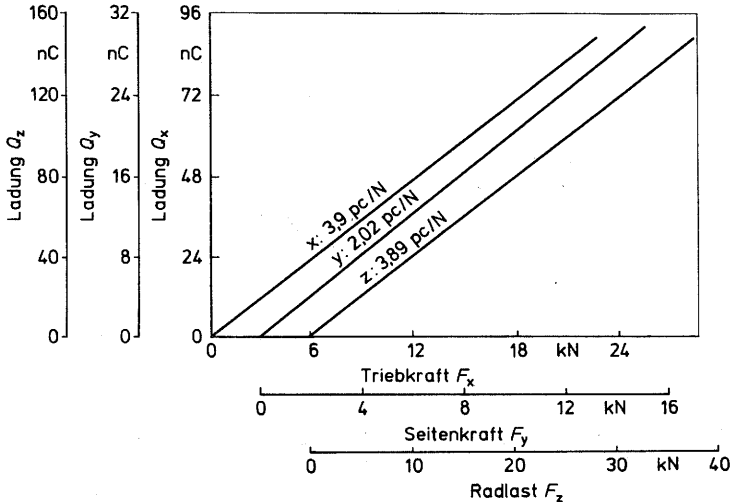


Bild 20: Kalibrierblatt des Radkraftdynamometers.

5.1.2 Hydrostatische Belastung des Meßrades

Um die Radlast während der Versuchsfahrt konstant zu halten, wird das Meßrad über einen servohydraulischen Regelkreis hydrostatisch belastet. Der Hydraulikzylinder stützt sich dabei gegen die Masse der Versuchseinrichtung ab.

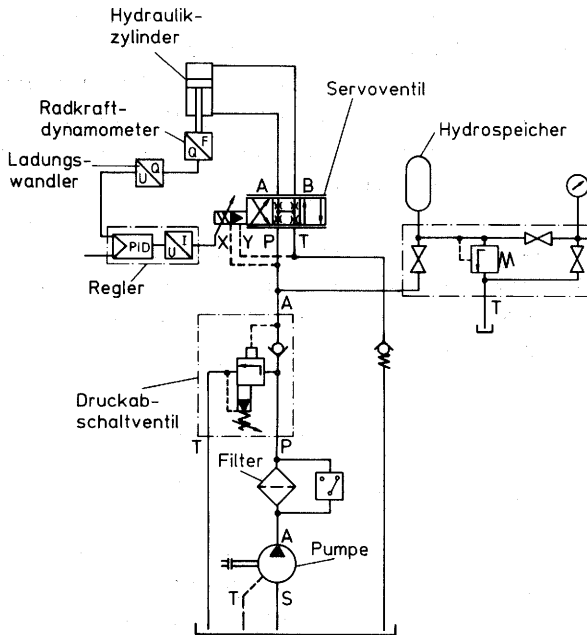


Bild 21: Aufbau des hydraulischen Belastungssystems.

Wegen des hohen Eigengewichts von Rad, Lagerung, Dynamometer, Antrieb und Gehäuse von etwa 1500 kg wird ein doppelwirkender Zylinder verwendet, um kleinere Radlasten ($> 0 \text{ kN}$) geregelt aufbringen zu können. Aus den vom Radkraftdynamometer gemessenen Komponenten F_{21+2} und F_{23+4} der Radaufstandskraft wird mit einem Analogaddierer die Radlast F_z berechnet und als Istwert für die Regelung verwendet. Der Sollwert wird durch die an einem Potentiometer abgegriffene Spannung vorgegeben. Bild 21 zeigt den Aufbau der hydraulischen Schaltung.

Wird z.B. beim Überfahren von Bodenunebenheiten eine Korrektur der Radlast erforderlich, wird ein hoher Ölstrom von nur kurzer Dauer benötigt. Um die Anlage kostengünstig auszuführen, ist eine relativ kleine Konstantpumpe installiert, die über ein Druckabschaltventil erst bei im nachfolgenden Kreis abgefallenem Druck den Hydrospeicher lädt, der dann zusammen mit der Pumpe das zur Regelung erforderliche Ölvolumen liefert.

Bei abgeschaltetem Regler wird der Belastungszylinder zum Anheben des Meßrades beim Radwechsel verwendet. Die Konstantpumpe wird wie auch die Pumpe des nachfolgend beschriebenen Meßradantriebes von der Zapfwelle des Schleppers über eine Gelenkwelle und ein zur Drehzahlerhöhung eingesetztes Verteilergetriebe angetrieben. Durch die hydrostatische Belastungseinrichtung entfällt die zeitaufwendige Handhabung von Gewichten. Die Konstanthaltung der vorgegebenen Radlast, dargestellt in Kapitel 6.3, ist gegenüber der statischen Ballastierung durch die Elimination von dynamischen Stößen, die beim Überfahren von Bodenunebenheiten auftreten, verbessert [70].

5.1.3 Hydrostatischer Antrieb des Meßrades

Die Versuchseinrichtung sollte die Möglichkeit zur stufenlosen Einstellung bzw. Veränderung des Schlupfes am Meßrad bieten. Das Meßrad ist deshalb mit einem stufenlos regelbaren hydrostatischen Antrieb ausgerüstet. Verwendet wird ein geschlossener Kreislauf aus Axialkolben-Verstellpumpe und Konstantradmotor, Bild 22.

Zur Drehzahlreduzierung ist dem Motor eine Planetenendstufe nachgeschaltet. Zur Realisierung der erforderlichen großen Drehmomente zum Antrieb von großen Ackerschlepperrädern bei hohen Radlasten und der andererseits erforderlichen hohen Raddrehzahl zur Erreichung großer Schlupfwerte bei kleineren Rädern wird ein zweistufiger Hydromotor verwendet, dessen Schluckvolumen sich einhergehend mit einer Verdoppelung der Drehzahl und einer Halbierung des Drehmomentes auf die Hälfte reduzieren läßt. Über einen Druckanschluß der Verstellpumpe und ein Wegeventil kann die jeweilige Stufe geschaltet werden. Zur Kühlung des geschlossenen Antriebs-

kreislaufs wird ein Spülventil verwendet, über das ein geringer Ölstrom aus dem Antriebskreislauf über einen Öl-Luft-Kühler in den Tank abgeleitet wird. Die Speisepumpe der Axialkolbenpumpe versorgt den Antriebskreis entsprechend mit der gleichen Ölmenge aus dem Vorratsbehälter.

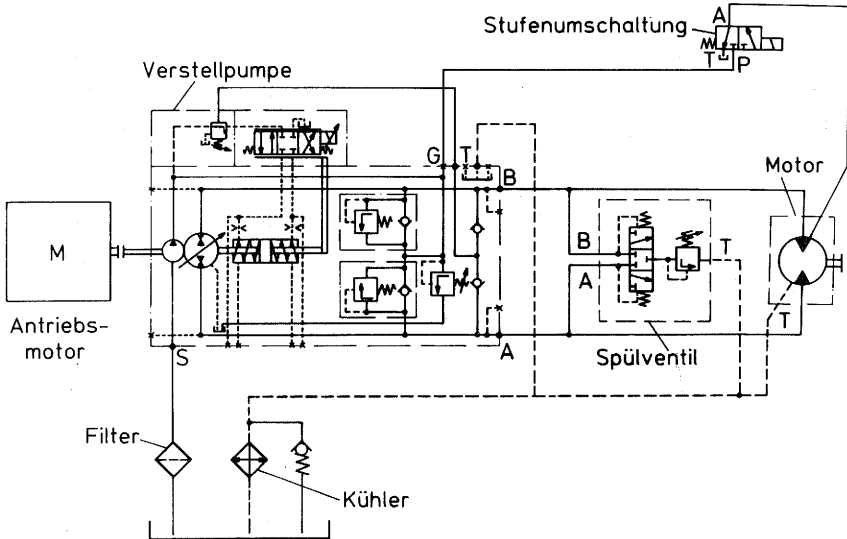


Bild 22: Hydrostatischer Antrieb des Meßrades.

Wird der Schlupf des Meßrades wie bei der hier vorgestellten Einzelradmeßeinrichtung während der Versuchsfahrt verändert, muß er zur Erreichung reproduzierbarer Versuchsergebnisse nach Untersuchungen von Upadhyaya u.a. stets mit gleichem Gradienten verändert werden [71]. Wegen der einfachen Automatisierbarkeit wird die Verstellung der Fördermenge der Pumpe elektrisch angesteuert. Der Volumenstrom des Öles ist proportional dem Steuerstrom eines Proportionalmagneten, der über einen Verstärker spannungsabhängig verändert wird.

Die Steuerspannung für den Verstärker wird an einem Kondensator abgegriffen. Zum Erreichen einer konstant ansteigenden Spannung wird der Kondensator mit konstantem Strom geladen. Vom Bediener kann auf diese Weise der maximale Schlupf durch die Vorgabe der maximalen Ladespannung und der Gradient seines Anstieges durch die Größe des Ladestromes gewählt werden.

5.2 Steuerung der Versuchseinrichtung

Alle zur Steuerung der Versuchseinrichtung und zur Meßdatenerfassung verwendeten Geräte sind in einem Schrank zusammengefaßt und anstelle der zweiten Tür im Schlepper montiert. Sie liegen so im Sicht- und Bedienfeld des Fahrers, Bild 23.

Die vom Analogaddierer errechnete Radlast wird zur Regelung der Meßradbelastung, die Triebkraft zum Auffinden des Fahrzustandes mit Schlupf $i = 0$ sowie zur Kontrolle für den Bediener verwendet. Die automatisierten Vorgänge - Veränderung des Schlupfes und Aufbringung der Radlast - können durch eine manuelle Bedienung ersetzt werden. Der Einplatinenrechner zur Berechnung des Schlupfes und der Rechner zur Meßdatenerfassung sind im nachfolgenden Kapitel beschrieben.

Bild 24 zeigt den Aufbau der Versuchseinrichtung in schematischer Darstellung.

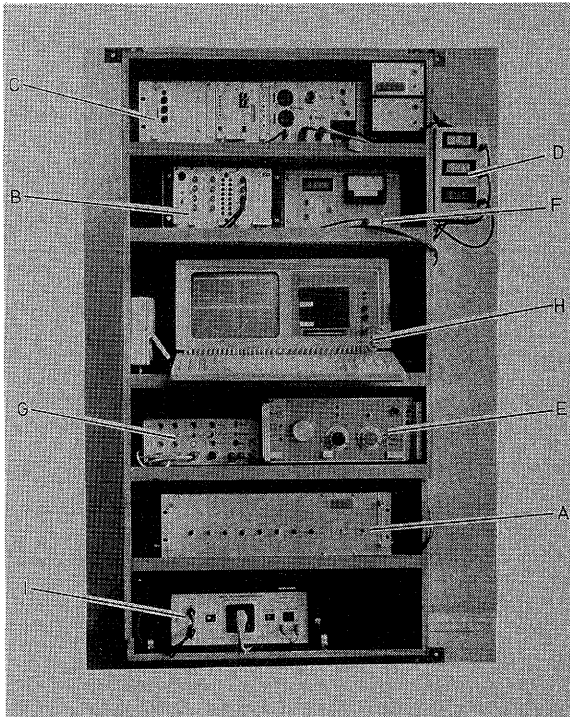


Bild 23: Geräte zur Steuerung, Regelung und Meßdatenerfassung der Einzelradmeßeinrichtung.

Es sind:

- A Ladungswandler
- B Anzeige für Meßbereichsüberschreitung, Analogaddierer zur Berechnung der Radkräfte
- C Regeleinheit der Meßradbelastung
- D Voltmeter für Kontrollanzeigen, z.B. Sollwert Radlast
- E Steuereinheit für hydrostatischen Antrieb
- F Einplatinenrechner zur Berechnung des Schlupfes
- G Kontrollanzeigen für Hydraulikaggregate
- H Rechner zur Meßdatenerfassung und -verarbeitung
- I Spannungswandler zur Versorgung des Rechners

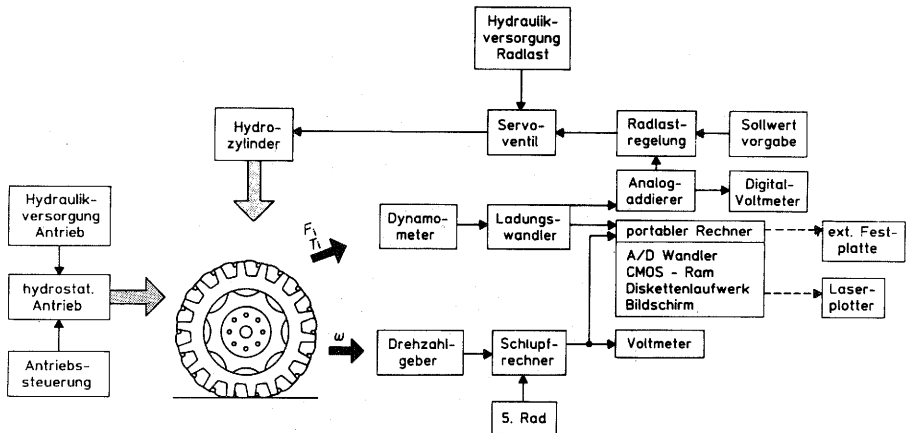


Bild 24: Aufbau der Einzelradmeßeinrichtung in schematischer Darstellung.

5.3 Erfassung der Meßdaten

Zur Bestimmung der Fahrgeschwindigkeit der Versuchseinrichtung über Grund wird ein 5. Rad mit Drehzahlsensor verwendet, der pro Radumdrehung 500 Impulse liefert. Die Drehzahl des Meßrades wird durch einen induktiven Näherungsschalter über am äußeren Umfang des rotierenden Teils der Meßradlagerung eingefräste Schnitte mit 400 Impulsen pro Umdrehung erfaßt. Der Schlupf des Meßrades wird während der Versuchsfahrt verändert und ist deshalb eine zentrale Größe zur Kontrolle des Versuchsablaufs. Der momentane Schlupfwert wird von dem bereits erwähnten Einplatinenrechner nach der in Kapitel 3.2 beschriebenen Methode berechnet und durch ein analoges Ausgangssignal dargestellt.

Die acht analogen Ausgangssignale des Ladungswandlers und das Signal des Schlupfrechners werden mit einem portablen Rechner unter Betriebssystem DOS mit in Turbo-Pascal geschriebenen

Routinen erfaßt. Die Digitalisierung der einzelnen Kanäle erfolgt zeitlich nacheinander. Um den zeitlichen Versatz bei der Wandlung möglichst gering zu halten, werden sie mit einer zu 10 kHz gewählten Frequenz abgetastet. Diese hohe Aufnahme­rate würde während einer Versuchsfahrt eine unnötig große Datenmenge ergeben. Auf der Analog/Digital-Wandlerkarte ist deshalb ein zweites Timermodul installiert, so daß die neun Kanäle mit hoher Taktfrequenz nahezu zeitgleich als Block erfaßt werden können, die Blöcke aber mit einer über das Modul programmierbaren geringeren Frequenz, die zu 33 Hz gewählt ist [72]. Nach Ende jeder Versuchsfahrt werden die Originaldaten im erfaßten Format auf einem batteriegepufferten Halbleiterspeicher abgelegt, der aus Belastbarkeitsgründen anstelle einer Festplatte mit mechanisch bewegten Bauelementen installiert ist. Zur Kontrolle des Meßergebnisses werden unmittelbar nach der Versuchsfahrt die drei Radkräfte berechnet und zusammen mit dem Schlupf als zeitlicher Verlauf am Bildschirm dargestellt. In Bild 23 ist ein entsprechendes Monitorbild zu erkennen, der Verlauf der erfaßten Meßwerte über der Versuchsdauer ist in Kapitel 6.3 dargestellt.

6 Versuchsdurchführung und -auswertung

6.1 Versuchbedingungen

Die experimentellen Untersuchungen zu dieser Arbeit wurden in den Jahren 1989 und 1990 überwiegend auf den Versuchstationen Karlsruhof und Ihinger Hof der Universität Hohenheim durchgeführt. Die landwirtschaftliche Nutzung und Bearbeitung der Versuchsflächen entspricht der von Landwirten auch auf bäuerlichen Betrieben üblicherweise durchgeführten Bestellung.

Auf einer gegebenen Fahrbahn ist das Verhalten eines Reifens von seinem konstruktiven Aufbau, besonders Durchmesser und Breite, Karkassengestaltung, Stollenform und -höhe, Materialmischung usw. sowie von den Betriebsbedingungen Radlast, Auslastung und Innenluftdruck bestimmt, aber auch die Fahrbahn hat großen Einfluß auf das Reifenverhalten.

6.1.1 Variierte Parameter

Eine Aussage zum Einfluß von unterschiedlichen konstruktiven Gestaltungsmerkmalen verschiedener Reifen auf ihr Betriebsverhalten ist nur möglich, wenn bei konstanten äußeren Betriebsbedingungen jeweils nur ein Konstruktionsmerkmal variiert wird.

Im Rahmen dieser Arbeit soll der Einfluß der grundlegenden Parameter "Reifenbreite" und "Durchmesser" untersucht werden. Wegen des konstanten Querschnittsverhältnisses der Reifen läßt sich im Angebot der Reifenhersteller allerdings bei steigender Breite nur eine für die Versuche geeignete Serie baugleicher Reifen mit konstantem Felgendurchmesser und somit steigendem Außendurchmesser finden. Bild 25 zeigt die in den systematischen Untersuchungen eingesetzten Reifen. Alle fünf Reifen stammen von einem Hersteller aus einer Typenreihe, so daß die Gestaltung der Lauffläche, der Stollen und der Aufbau der Karkasse identisch sind.

In Bild 26 sind die geometrischen Größen der abgebildeten Reifen bezogen auf den Reifen der Größe 16.9 R 30 dargestellt.



Bild 25: Zur Untersuchung der Reifen- und Betriebsparameter eingesetzte Reifen. Von links: 16.9 R 30, 16.9 R 34, 16.9 R 38, 18.4 R 38, 20.8 R 38.

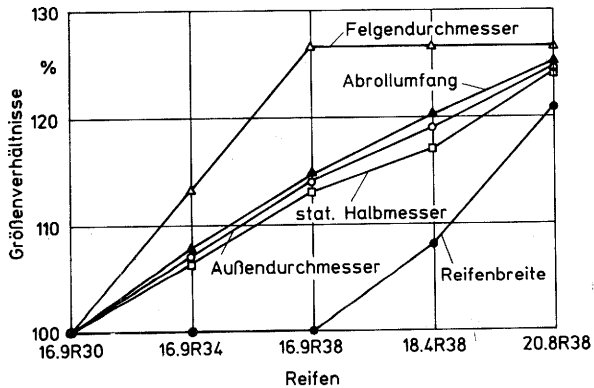


Bild 26: Geometrische Größen der untersuchten Reifen.

Die Reifenauslastung q ist definiert als Quotient aus der auf das Rad wirkenden und der beim jeweiligen Innenluftdruck maximal zulässigen Radlast:

$$q = \frac{F_z}{F_{z\text{ zul}}} \quad (38)$$

Bild 27 zeigt die vom Reifenhersteller bei einer Auslastung von $q = 100\%$ zugelassenen Radlasten für verschiedene Reifennenn- drücke.

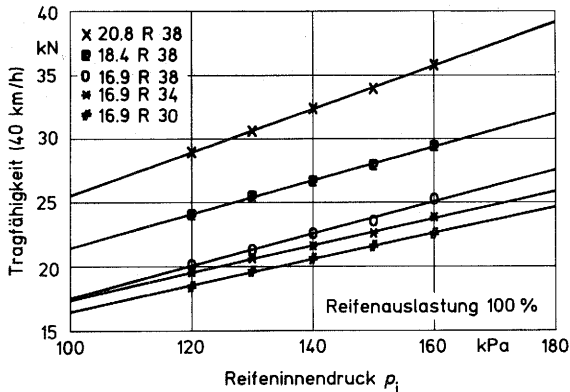


Bild 27: Tragfähigkeit der Reifen bei Auslastung 100 % und unterschiedlichen Innendrücken.

Vom Hersteller werden für Luftdrücke zwischen $p_i = 120$ kPa und $p_i = 160$ kPa zulässige maximale Radlasten angegeben [73]. Reifenauslastung, Innenluftdruck und Radlast stehen in wechselseitiger Beziehung zueinander. Es gilt:

$$\frac{T_{f100}}{100\%} = \frac{F_z}{p_i} \cdot \frac{1}{q} \quad (39)$$

Die auf den Luftdruck bezogene Tragfähigkeit T_{f100} läßt sich für jeden Reifen als Mittelwert aus den gegebenen Werten nach Bild 27 bestimmen. Die Tragfähigkeiten sowie die Absolutwerte der wichtigsten geometrischen Daten sind in Tabelle 2 angegeben.

Reifen	d	r_{stat}	b	T_{f100}	Felge
16.9 R 30	1469 mm	674 mm	430 mm	150,92 N/kPa	W 15 L
16.9 R 34	1573 mm	717 mm	430 mm	154,9 N/kPa	W 15 L
16.9 R 38	1677 mm	767 mm	430 mm	163,75 N/kPa	W 15 L
18.4 R 38	1749 mm	794 mm	465 mm	196,2 N/kPa	W 16 L
20.8 R 38	1831 mm	837 mm	520 mm	235,44 N/kPa	W 18 L

Tabelle 2: Geometrische Reifendaten, bezogene Tragfähigkeiten und für Meßfahrten verwendete Felgen.

Untersucht wurden bei konstanter Radlast von $F_z = 20$ kN der Einfluß unterschiedlicher Auslastungen von $q = 50, 100, 150$ %, bei konstantem Innendruck von $p_i = 100$ kPa sowie bei konstanter Auslastung von $q = 100$ % jeweils der Einfluß unterschiedlicher Radlasten von $F_z = 10, 20$ und 30 kN. Die jeweils nicht vorgewählten Größen ergeben sich entsprechend der Reifengröße nach Gleichung (39) und den auf den Luftdruck bezogenen Tragfähigkeiten nach Tabelle 2.

Die Variation der Betriebsparameter entspricht drei unterschiedlichen Einsatzfällen:

- A Bei konstanter Radlast oder gegebener Fahrzeugmasse wird der Reifeninnendruck entsprechend der zulässigen Auslastung gewählt.
- B Bei konstantem Innendruck verändert sich die Radbelastung und somit die Reifenauslastung durch Ballastierung, durch Aufsatteln oder den Anbau von Geräten.
- C Die Auslastung wird durch Veränderung des Innendrucks an die aktuelle Radlast angepaßt, um die Reifen nicht zu überlasten bzw. ihre Tragfähigkeit auszuschöpfen.

6.1.2 Unterschiedliche Fahrbahnen

Die Versuche wurden auf unterschiedlichen Böden bei verschiedenen Bearbeitungszuständen und Bodenfeuchten durchgeführt, eine Übersicht ist in Tabelle 3 zusammengestellt.

Boden	U	Beschreibung
Beton		Schlepperprüfbahn trocken, Institutsgelände
Stoppel A	11,8 %	Bodenart: schluffiger Lehm Versuchsfahrten nach dem Dreschen und Abfahren des Stroh, Vorfrucht Gerste Standort: Versuchsstation Ihinger Hof
Stoppel B	18,3 %	Bodenart: schluffiger Ton Versuchsfahrten nach dem Dreschen und Abfahren des Stroh, Vorfrucht Weizen Standort: Versuchsstation Karlshof
bearbeitet BI	18,7 %	Stoppelfeld B, gegrubbert und durch Nachläuferwalze rückverdichtet, Versuchsfahrten unmittelbar nach der Bearbeitung
bearbeitet BII	18,4 %	wie vorstehend, Versuchsfahrten am Tag 12 nach Bearbeitung, nach zwischenzeitlichem Regen
bearbeitet BIII	23,0 %	wie vorstehend, Versuchsfahrten an den Tagen 43 bis 45 nach Bearbeitung, nach erneutem Regen, Bodenkennwerte siehe Seite 90
Wiese	22,0 %	Bodenart: sandiger Lehm, Bewuchs: 19 % Knautgras, 19 % Weidelgras, 14 % Löwenzahn u.a., Versuchsfahrten nach dem 1. Schnitt, Standort: Allgäu

Tabelle 3: Übersicht über die Bodenarten der Versuchsfahrbahnen.

6.2 Versuchsablauf

Für jedes zu untersuchende Rad wird nach Veränderung der Versuchsparameter Radlast oder Innenluftdruck zunächst der Quotient der Impulse der Drehzahlgeber in einer Kalibrierfahrt bei Schräglaufwinkel $\alpha = 0$ und Triebkraft $F_T = 0$ bestimmt. Bei vom Boden abgehobenem Meßrad werden alle Radkräfte $F_{x,y,z}$ durch Kurzschließen der Quarzkristallscheiben des Dynamometers zu Null gesetzt, ggf. der Schräglaufwinkel zwischen 0 und 16° in Schrittweiten von 4° eingestellt, dann die vorgewählte Radlast aufgebracht. Die anschließenden Versuchsfahrten werden bei konstantem Schräglaufwinkel mit von etwa -40% bis $+60\%$ stetig ansteigendem Schlupf in mehreren Wiederholungen durchgeführt. Die Dauer einer Versuchsfahrt einschließlich einer kurzen Anfahr- und Einlaufstrecke ist zu etwa 120 s gewählt. Bei einer Fahrgeschwindigkeit über Grund von etwa $1,5$ km/h ergibt sich so eine Länge der Versuchsspuren von jeweils 50 m.

6.3 Meßdatenverarbeitung

Während der Versuchsfahrten werden für jedes Ausgangssignal 3500 Werte erfaßt, aus denen die Radlast F_N , die Seitenkraft F_S und die Triebkraft F_T berechnet werden, wobei das Übersprechen der einzelnen Komponenten des Radkraftdynamometers korrigiert wird. In Bild 28 ist beispielhaft der Verlauf der Kräfte über der Versuchsdauer zu sehen, in Bild 29 entsprechend der Schlupf, der wie in Kapitel 3.2 beschrieben in Abhängigkeit vom jeweiligen Schräglaufwinkel umgerechnet wird. Zur Erhaltung der Übersichtlichkeit ist jeweils nur jeder zwanzigste Meßwert dargestellt.

Die Anzahl der Datenpunkte wird durch Mittelwertbildung über je 33 Werte, entsprechend einer Sekunde Versuchsdauer, reduziert. Zur übersichtlichen Darstellung werden die Mittelwerte durch eine nichtlineare Ausgleichsrechnung nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate nach Marquardt angenähert [74]. Der gewählte Ansatz zur Darstellung der Triebkraft als Funktion des Schlupfes nach Gleichung (40) entspricht in der Struktur der hyperbolischen Tangensfunktion in exponentieller Schreibweise:

$$F_T = g_1 \cdot \frac{g_{11} \cdot e^{g_6 \cdot (i + g_2)} - g_{13} \cdot e^{g_8 \cdot (-i + g_4)}}{g_{12} \cdot e^{g_7 \cdot (i + g_3)} + g_{14} \cdot e^{g_9 \cdot (-i + g_5)}} + g_{10} \quad (40)$$

Der beobachtete Verlauf der gemessenen Seitenkraft als Funktion des Schlupfes ähnelt einer Normalverteilung. Der für die Ausgleichsrechnung verwendete Ansatz lautet:

$$F_s = h_7 + h_1 \cdot e^{-h_2 \cdot (i + h_3)^2} - h_4 \cdot e^{-h_5 \cdot (i + h_6)^2} \quad (41)$$

Die gewählten Ansätze leiten sich allein aus der optischen Ähnlichkeit der Graphen ab. Die große Anzahl der Koeffizienten erlaubt eine gute Annäherung der gemessenen Verläufe der Kräfte und ersetzt so das subjektive Ausgleichen der Meßwerte durch nach Augenmaß gezeichnete Kurven oder Splines. Bild 30 zeigt beispielhaft die Annäherung der Seitenkräfte für verschiedene Schräglaufwinkel.

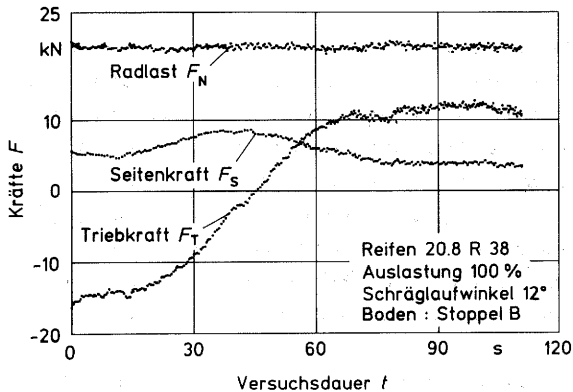


Bild 28: Verlauf der gemessenen Radkräfte über der Versuchsdauer.

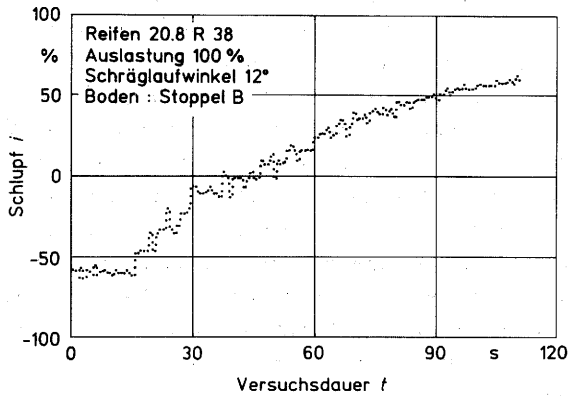


Bild 29: Verlauf des berechneten Schlupfes über der Versuchsdauer.

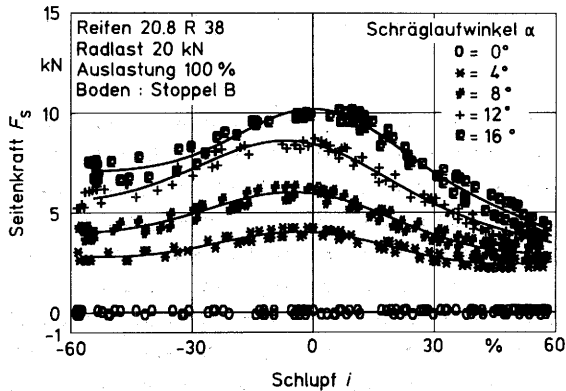


Bild 30: Annäherung der aus den Messungen bei verschiedenen Schräglaufwinkeln gebildeten Mittelwerte für Seitenkräfte durch Ausgleichskurven nach Gleichung (41).

6.4 Genauigkeitsbetrachtung

Quarzkristalle eignen sich wegen der Drift der Ladungen prinzipiell nur für dynamische Messungen. Der eingesetzte Ladungswandler weist eine Ladungsabdrift von $\pm 0,03$ pC/s durch Leckströme auf [75]. Bezogen auf die mit 2,02 pc/N am wenigsten empfindliche Komponente der Seitenkräfte stellt dies aber nur einen Fehler von 0,03 N/s Versuchsdauer dar [76]. Die Auflösung im Ladungswandler und des zur Datenerfassung im Rechner eingesetzten Analog/Digital-Wandlers beträgt 12 bit, entsprechend jeweils 0,07 % bezogen auf die maximalen Ausgangsspannungen des Wandlers, die ± 10 V betragen und den maximalen Meßbereichen von ± 30 kN für Kräfte in x-, ± 20 kN in y- und ± 60 kN in z-Richtung entsprechen. Der Fehler der gesamten Meßwerterfassung liegt als Summe der Fehler des Einsteckkartensystems bei ≤ 1 % [77].

Die Radlast als im Ideal konstantgehaltene Größe schwankt bei den Versuchsfahrten durch dynamische Einflüsse von Bodenebenheiten und Reifen zwischen $\pm 2,8$ % und $\pm 6,25$ %, was sich in gleichem Maße auf die Längs- und Seitenkräfte auswirkt. Die Einstellkontrolle der als Spannung vorgegebenen Radlast erfolgt mit einem Digitalvoltmeter, dessen Genauigkeit im verwendeten Meßbereich $\pm 0,25$ % bei einer Auflösung von 0,01 V, entsprechend 1200 N, beträgt.

Von besonderer Wichtigkeit ist die Erhaltung des erforderlichen hohen Isolationswiderstandes von $\geq 10^{15}$ Ω des Kabels zur Übertragung der Ladungen zwischen dem Radkraftdynamometer und dem Ladungswandler. Feuchtigkeit und Verschmutzungen vermindern den Widerstand, der deutlich über dem konventioneller Kabel liegt und mit gewöhnlichen Widerstandsmeßgeräten nicht kontrolliert werden kann. Nach Aufbringen einer gewählten Radlast durch das hydrostatische Belastungssystem kann durch Anheben des Meßrades nach vorherigem Nullsetzen des Ladungswandlers bei ausgeschaltetem Regler die wirkliche Ladungsabdrift durch diese statische Belastung des Dynamometers in Richtung der z-Achse überprüft werden.

Bei einer Normalkraft von $F_z = - 30$ kN ist die wirkliche Abdrift bei den Versuchen $\leq 0,7$ % des Ausgangssignals über die Zeitdauer von 120 s, überprüft am Ausgang des Ladungswandlers mit einem Voltmeter der Genauigkeit $\pm 0,1$ %.

Nach Untersuchungen von Speckmann und Jahns beträgt der Fehler eines zur Messung der Fahrgeschwindigkeit verwendeten nicht angetriebenen Rades etwa ± 4 % und ist im Vergleich mit anderen Möglichkeiten der Geschwindigkeitsmessung gering [78]. Bei der in dieser Arbeit beschriebenen Versuchseinrichtung wird der Fehler, der vor allem durch die Abweichung des Rades von der Idealspur oder hohen Rollwiderstand durch Bodenunebenheiten herrührt, durch die Wahl von kleinen Weginkrementen von $3,76 \cdot 10^{-3}$ m/Impuls für das 5. Rad bzw. $\leq 13,6 \cdot 10^{-3}$ m/Impuls für das Meßrad, die Anordnung des 5. Rades in der vom Schlepper überfahrenen Spur und eine Parallelogrammführung des Drehzahlsensors möglichst gering gehalten. Vor der Berechnung des aktuellen Schlupfwertes werden für die Zeitdauer von 325 ms die Drehzahlimpulse gezählt. Durch die Wahl einer konstanten Zählzeit werden die Anzahlen der Impulse auf einen Impuls genau bestimmt. Der aus der Zählung der Impulse des 5. Rades resultierende Fehler beträgt 2,7 %, der Fehler aus der Zählung der Impulse des Meßrades maximal 8,2 % für das Extremum des nur langsam drehenden Rades bei negativem Schlupf von $i = - 40$ % beim größten untersuchten Reifen der Dimension 20.8 R 38.

6.5 Vorversuche

6.5.1 Reproduzierbarkeit der Ergebnisse

Bild 31 zeigt die Annäherung gemessener Triebkräfte durch den Ansatz nach Gleichung (40). Eingetragen sind Mittelwerte, die aus den Meßwerten von zwei Versuchen gebildet wurden.

Die Streuung der Meßwerte zwischen den Versuchen ist nicht größer als innerhalb eines Versuches, so daß die Steuerung der Versuchseinrichtung und die beschriebene Vorgehensweise bei der Durchführung der Versuche zur Erzielung reproduzierbarer Versuchsergebnisse zulässig ist.

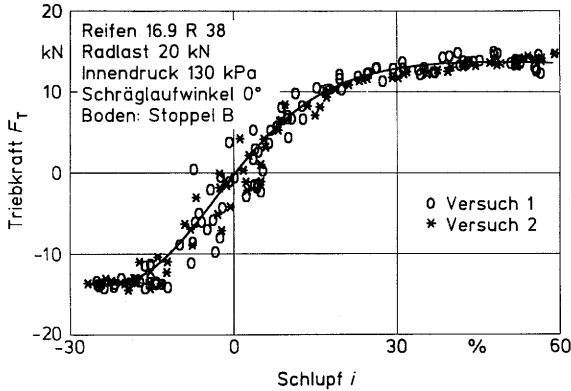


Bild 31: Annäherung der aus den Messungen gebildeten Mittelwerte zweier Versuche für Triebkräfte durch eine Ausgleichskurve nach Gleichung (40).

6.5.2 Einfluß der Fahrgeschwindigkeit

Die Versuche wurden mit einer Fahrgeschwindigkeit der Versuchseinrichtung von $v_g = 1,5 \text{ km/h} = 0,42 \text{ m/s}$ durchgeführt. Die relativ kleine Geschwindigkeit senkt den Bedarf an Versuchsfläche und erlaubt den Bediener gleichzeitig die konzentrierte Überwachung der Versuchsfahrt und der Steuereinrichtungen. Für steigende Fahrgeschwindigkeiten wurde eine geringe Abnahme der Triebkräfte festgestellt, Bild 32. Die Bestimmung der Raddrehzahlen zur Festlegung des Fahrzustandes mit Schlupf $i = 0$ wurde nur für die kleinste Fahrgeschwindigkeit durchgeführt. Die Kurven für die höheren Geschwindigkeiten schneiden deshalb nicht den Ursprung des Diagramms, erkennbar wird die Zunahme des Rollwiderstandes bei einer Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit. Die von Steinkampf [15] auf gepflügtem Boden ermittelte starke Abnahme der Triebkräfte um etwa 20 % bei einer Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit von 1,6 auf 6 km/h konnte für den grubberten Boden nicht bestätigt werden.

Im bis $v_g = 6 \text{ km/h} = 1,67 \text{ m/s}$ untersuchten Bereich steigt die gemessene Seitenkraft etwa linear mit der Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit an, Bild 33. Im Mittel führt eine Verdoppelung der

Fahrgeschwindigkeit bei gleichem Schräglaufwinkel zu einer Erhöhung der Seitenkraft um etwa 10 %.

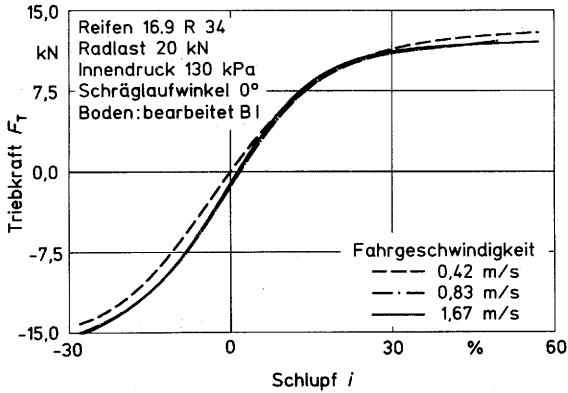


Bild 32: Triebkräfte in Abhängigkeit vom Schlupf für verschiedene Fahrgeschwindigkeiten.

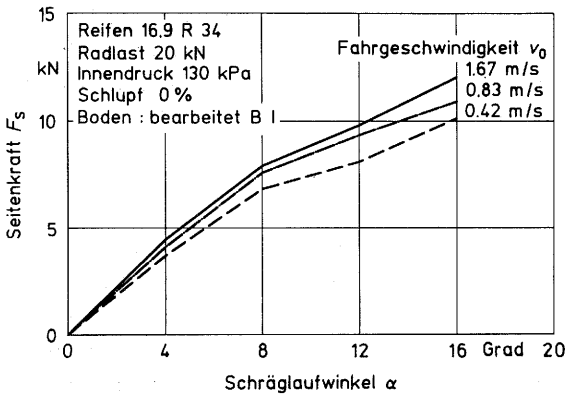


Bild 33: Seitenkräfte in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel für verschiedene Fahrgeschwindigkeiten.

7 Versuchsergebnisse

Die Darstellung der Ergebnisse der systematischen Untersuchungen der Reifen- und Betriebsparameter erfolgt für die Fahrbahn Stoppel A. Wie in Tabelle 3 dargestellt, wurden die Versuche unmittelbar nach der Ernte und dem Abfahren des Strohs bei einer Bodenfeuchte von $U = 11,8 \%$ durchgeführt. Die Variation der Betriebsparameter wird exemplarisch am Reifen der Dimension 16.9 R 34 dargestellt, der für Ackerschlepper der am häufigsten verkauften Leistungsklasse bis 59 kW geeignet ist [79].

7.1 Untersuchung der Triebkräfte

Auf den untersuchten Böden war die Triebkraft vor allem von der Radlast bestimmt. Bei der Variation der Betriebsparameter eines Reifens zeigte sich, daß eine Erhöhung der Radlast bei konstantem Innendruck bedingt durch die größere Abplattung des jeweiligen Reifens zu einer Vergrößerung der Aufstandsfläche und höherer Triebkraft führt. Bei gleicher Auslastung durch entsprechend der steigenden Radlast erhöhtem Innendruck führt eine Erhöhung der Radlast nicht zu einer Vergrößerung der Aufstandsfläche, aber zu einer höheren Normalspannung σ in der Kontaktfläche und nach Gleichung (3) deshalb zu einer Erhöhung der maximal zwischen Rad und Boden übertragbaren Schubspannung τ_{\max} , so daß sich ebenfalls die Triebkraft erhöht.

Größere Raddurchmesser führten zu einer Erhöhung der Triebkraft, größere Breite je nach Betriebszustand dagegen zu geringer Triebkraft. Einsinken des Rades und tiefere Spurbildung, die in nachgiebigerem Boden die Radkräfte beeinflussen, traten nicht auf. Der Größeneinfluß auf die Triebkraft ist relativ gering, so daß auf tragfähigen Böden die Wahl der Reifengröße von ihrer erforderlichen Tragfähigkeit bestimmt ist. Der Einsatz von in Breite oder Durchmesser überdimensionierten Reifen kann aber zur Vermeidung von Bodenverdichtungen gerechtfertigt sein.

7.1.1 Einfluß von Radlast, Innendruck und Auslastung

Bei konstanter Radlast steigt die Triebkraft mit steigender Auslastung, die durch eine Verringerung des Luftdrucks erzielt wird, besonders bei höherem Schlupf annähernd linear an. Der Einfluß des Reifeninnendruckes auf die Triebkraft nimmt mit steigendem Schlupf ab, Bild 34.

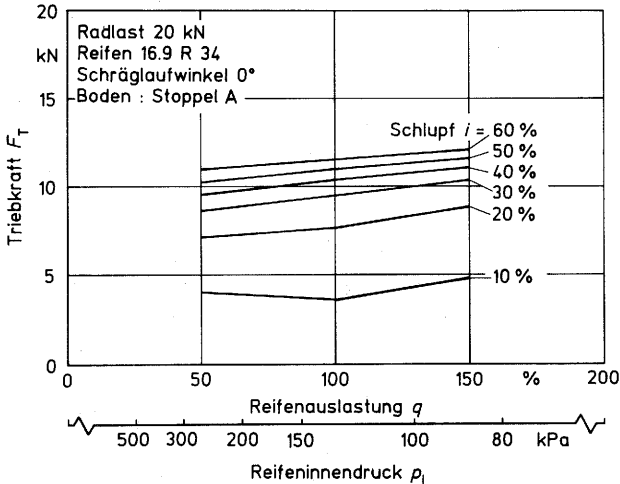


Bild 34: Triebkräfte für Reifen 16.9 R 34 auf Stoppelacker für steigende Auslastungen und verringerten Innendruck bei konstanter Radlast.

Werden bei konstanter Reifenauslastung die Radlast und proportional der Reifeninnendruck erhöht, steigt die Triebkraft sowohl für positiven als auch für den nicht dargestellten negativen Schlupfbereich annähernd proportional zur Erhöhung der Radlast an, Bild 35.

Bei konstantem Innendruck steigt die Triebkraft ebenfalls mit guter Näherung linear mit der Erhöhung der Radlast an, Bild 36. Ein im Vergleich zu Bild 34 für Auslastungen $q > 100$ % niedrigerer Innendruck führt bei gleicher Radlast für den überlasteten Reifen zu höheren Triebkräften.

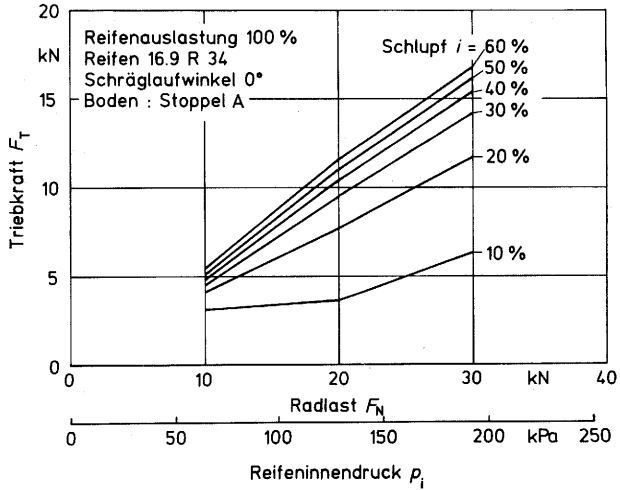


Bild 35: Triebkräfte für Reifen 16.9 R 34 auf Stoppelacker für steigende Radlasten und steigenden Innendruck bei konstanter Auslastung.

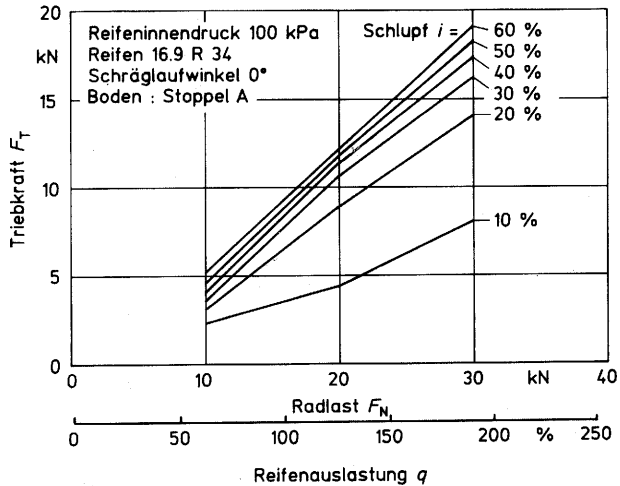


Bild 36: Triebkräfte für Reifen 16.9 R 34 auf Stoppelacker für steigende Radlasten und steigende Auslastung bei konstantem Innendruck.

Bei einer Erhöhung der Auslastung durch Vergrößerung der Radlast bei konstantem Innendruck ist der Anstieg der Triebkraft größer als bei einer Erhöhung der Auslastung durch Verminderung des Reifennendricks bei konstanter Radlast.

In den vorstehenden Bildern weicht jeweils der Verlauf der Triebkraft für den Schlupfwert $i = 10\%$ von einem linearen Anstieg ab. Dargestellt sind jeweils die Meßergebnisse für drei Parametervariationen. Für eine genauere Erklärung des Triebkraftverhaltens bei geringen Schlupfwerten in Abhängigkeit von den untersuchten Betriebsparametern wären deshalb weitere Versuche notwendig.

7.1.2 Einfluß des Reifendurchmessers

Der Einfluß des Reifendurchmessers auf die Triebkraft war besonders bei größeren Schlupfwerten nur gering. Bild 37 zeigt die Triebkräfte der Reifen mit der Breite 430 mm für konstante Radlast, konstante Auslastung und entsprechend dem zunehmenden Durchmesser verringerten Innendruck.

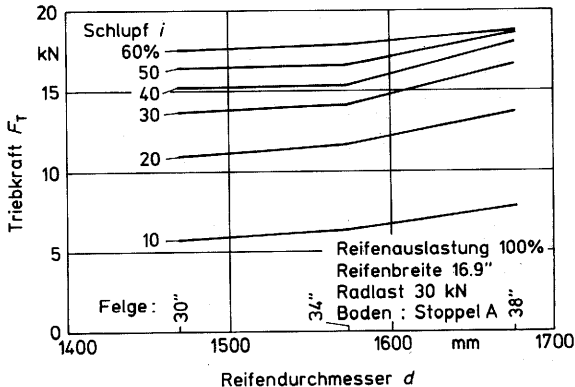


Bild 37: Triebkräfte für Reifen mit gleicher Breite und unterschiedlichem Durchmesser für gleiche Auslastung und konstante Radlast.

Der Einfluß des geometrisch größeren Reifendurchmessers überlagert sich mit dem Anstieg der Triebkraft durch die Reduzierung des Reifeninnendruckes für größere Reifen, die wegen der größeren Abplattung der Reifen einer theoretischen Erhöhung des Durchmessers entspricht. Der Anstieg der Triebkräfte mit zunehmendem Reifendurchmesser ist bei konstanter Auslastung der Reifen deshalb progressiv.

Bei Versuchsfahrten mit für alle Reifen gleichem Innendruck und gleicher Radlast und entsprechend des steigenden Durchmessers sinkender Auslastung zeigte sich ein eher linearer Anstieg der Triebkraft mit zunehmendem Reifendurchmesser, Bild 38.

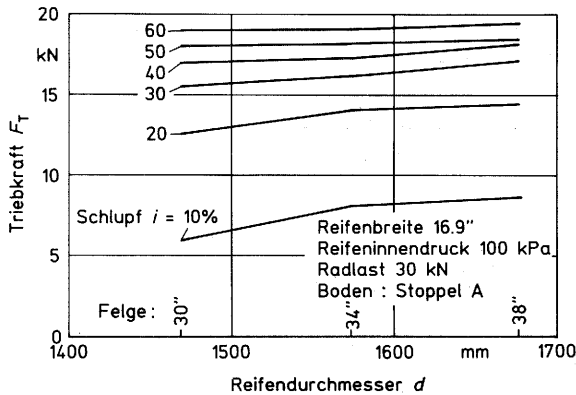


Bild 38: Triebkräfte für Reifen mit gleicher Breite und unterschiedlichem Durchmesser für gleichen Innendruck und konstante Radlast.

Auch auf Ackerboden mit gegrubberter Oberfläche ergaben sich keine anderen Tendenzen. Für Reifen mit größerem Durchmesser konnten wegen ihrer längeren Aufstandsfläche größere Triebkräfte gemessen werden. Für Versuche mit kleineren als den dargestellten Radlasten zeigte sich kein reproduzierbarer Einfluß des unterschiedlichen Durchmessers der Reifen auf ihre Triebkraft.

7.1.3 Einfluß der Reifenbreite

Bild 39 zeigt die Triebkräfte für Reifen mit konstantem Felgendurchmesser von 38" bei konstanten Radlasten, konstantem Innendruck von $p_i = 100$ kPa und mit zunehmender Breite sinkender Auslastung für Schräglaufwinkel Null auf der Stoppelfahrbahn A.

Besonders bei großer Radlast waren die Triebkräfte für breitere Reifen geringer.

Für konstante Radlast und konstante Auslastung steigt die Triebkraft mit zunehmender Breite an. Nachdem die Triebkraft aber auch durch den für breitere Reifen geringeren Luftdruck und den für breitere Reifen mit gleichem Felgendurchmesser und konstantem Querschnittsverhältnis von etwa 80 % größeren Außendurchmesser bedingt ansteigt, ist der von der zunehmenden Breite hervorgerufene Anstieg geringer als dargestellt, Bild 40.

Nachteilig ist hier, daß sich, wie in Kapitel 6.1.1 bereits dargestellt, keine Serie von Reifen mit ähnlich großem Außendurchmesser und unterschiedlicher Breite bei sonst identischem konstruktiven Aufbau im Programm der Reifenhersteller finden läßt. Wegen des Fehlens geeigneter Reifen ist die Variation des Parameters "Reifenbreite" bei konstantem Reifenaußendurchmesser deshalb leider nicht möglich.

7.1.4 Einfluß des Radschräglaufs

Die Triebkraft-Schlupf-Kurven schneiden wegen der gewählten Definition des Schlupfnullpunktes den Ursprung ($i=0, F_T=0$) des Diagrammes. Nachdem die maximal vom Boden übertragbare Spannung nicht gleichzeitig in Längs- und Querrichtung erreicht werden kann, führen die bei Schräglauf auftretenden Seitenkräfte zu einem Rückgang der Triebkräfte für wachsenden Schräglaufwinkel, Bild 41.

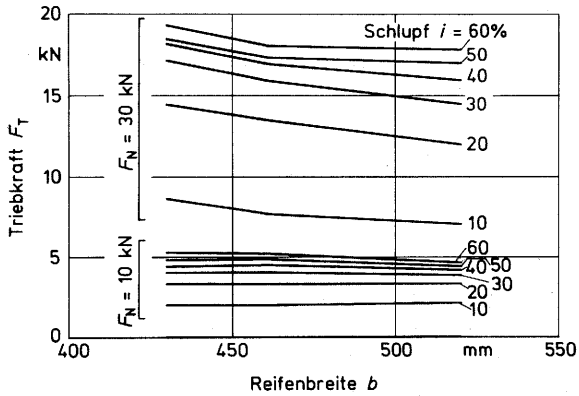


Bild 39: Triebkräfte für Reifen mit unterschiedlicher Breite für gleichen Innendruck $p_i = 100 \text{ kPa}$ und konstante Radlasten.

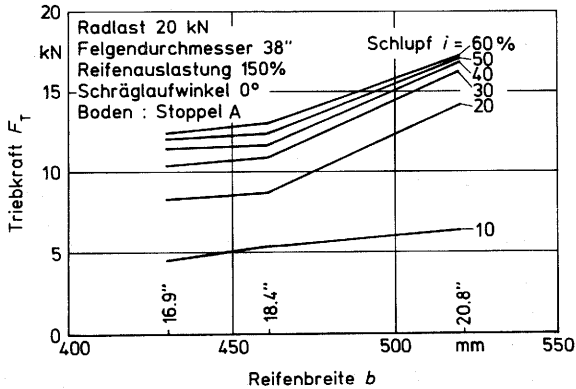


Bild 40: Triebkräfte für Reifen mit unterschiedlicher Breite für konstante Auslastung und konstante Radlast.

Bei hohem Schlupf erreichen die für unterschiedlichen Schräglauf gemessenen Triebkräfte ähnlich große Werte entsprechend den bei diesem Fahrzustand kleineren Seitenkräften. Auf oberflächlich gelockertem Boden zeigte sich eine ausgeprägtere Differenz zwischen den Triebkräften bei großem Schlupf.

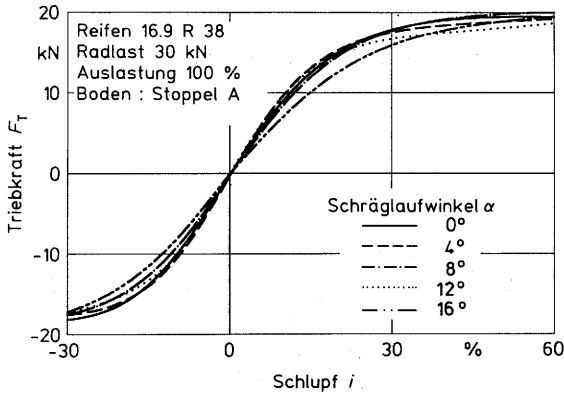


Bild 41: Trieb- und Bremskräfte in Abhängigkeit vom Schlupf bei unterschiedlichen Schräglaufwinkeln.

7.2 Untersuchung der Seitenkräfte

Nachdem, wie im vorstehenden Kapitel bereits angeführt, die maximal vom Boden übertragbare Horizontalkraft nicht gleichzeitig in Längs- und Querrichtung erreicht werden kann, beeinflussen sich die Längs- und Querkräfte gegenseitig. Im folgenden sollen zunächst die gemessenen Seitenkräfte bei verschiedenen Betriebs- und Fahrzuständen der Reifen dargestellt werden. Die Wechselwirkung mit den gleichzeitig aufgebrauchten Längskräften ist in Kapitel 8 diskutiert.

7.2.1 Einfluß von Radschräglauf und Schlupf

Im für Schräglaufwinkel bis 16° untersuchten Bereich steigt die Seitenkraft degressiv mit zunehmendem Schräglaufwinkel an. Für Betriebszustände, die große Seitenkräfte hervorrufen, zeigt sich dies besonders deutlich. Bei kleineren Seitenkräften nähert sich der Verlauf vor allem für kleine Schräglaufwinkel eher einem linearen Anstieg.

Bild 42 zeigt beispielhaft den Verlauf für konstante Auslastung bei unterschiedlichen Radlasten und Innendrücken.

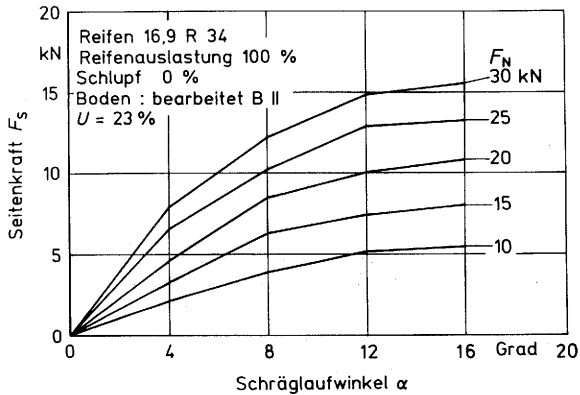


Bild 42: Seitenkräfte in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel für verschiedene Radlasten bei konstanter Auslastung.

Analog zu den mit zunehmendem Schlupf ansteigenden Triebkräften nehmen die Seitenkräfte bei steigendem Schlupf auf etwa die Hälfte ihres Maximalwertes bei Schlupfwerten von etwa $i = \pm 60\%$ ab. Das Maximum liegt im Bereich zwischen Schlupf $i = 0$ und geringem negativen Schlupf, Bild 43.

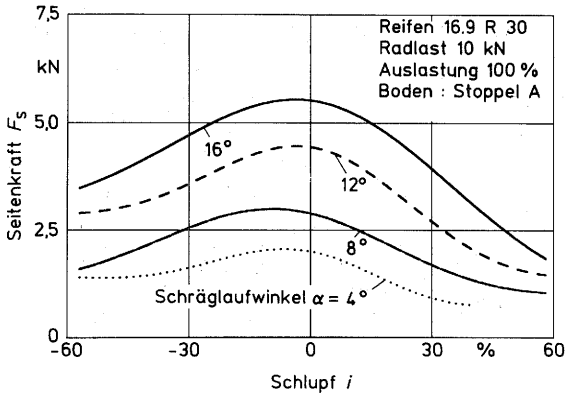


Bild 43: Seitenkräfte in Abhängigkeit vom Schlupf für verschiedene Schräglaufwinkel.

Die Ergebnisse der Parametervariationen sollen zunächst für Schlupf $i = 0$ dargestellt werden. Für größeren Schlupf werden bei gleichem Schräglaufwinkel kleinere Seitenkraftwerte erreicht. Das Seitenkraftverhalten in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel ist für alle Schlupfwerte in der Tendenz ähnlich. **Bild 44** zeigt beispielhaft für zwei unterschiedliche Radlasten die ermittelten Seitenkräfte für Schlupfwerte bis $i = 50 \%$. Je nach Bodenart ist der Anstieg der Seitenkraft mit zunehmendem Schräglaufwinkel eher linear oder eher degressiv. Für großen Schlupf kann besonders bei kleinen Radlasten im Bereich des Schräglaufwinkels von $\alpha = 12^\circ$ das Maximum der Seitenkräfte überschritten werden, so daß ein weiterer Anstieg des Schräglaufs zu einem Rückgang der Seitenkraft führen kann.

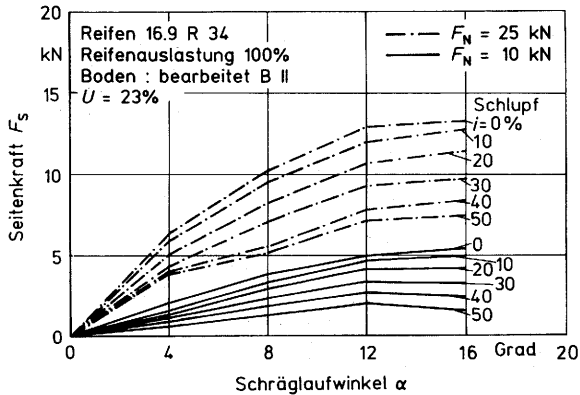


Bild 44: Seitenkräfte in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel für verschiedene Radlasten und unterschiedliche Schlupfwerte.

7.2.2 Einfluß von Radlast, Innendruck und Auslastung

Bei konstanter Radlast nehmen die Seitenkräfte bei größerem Schräglauf mit sinkendem Luftdruck und steigender Auslastung ab, Bild 45. Durch die verringerte Steifigkeit in seitlicher Richtung ist Schräglaufen der Reifen leichter möglich. Hierdurch wird sich bei gleichen Seitenkräften ein größerer Schräglaufwinkel bzw. bei gleichem Schräglaufwinkel eine geringere Seitenkraft einstellen.

Sowohl bei der Untersuchung der Reifen mit bei konstantem Innendruck erhöhter Radlast, Bild 46, als auch bei steigender Radlast und entsprechend einer konstanten Auslastung steigendem Innendruck, Bild 47, steigen die Seitenkräfte für alle untersuchten Schräglaufwinkel mit der Zunahme der Radlast an. Dies entspricht dem schon bei der Untersuchung der Triebkräfte gefundenen Ergebnis, daß die Radkräfte eines Reifens in der Aufstandsfläche auf tragfähigem Boden hauptsächlich von der Radlast bestimmt sind.

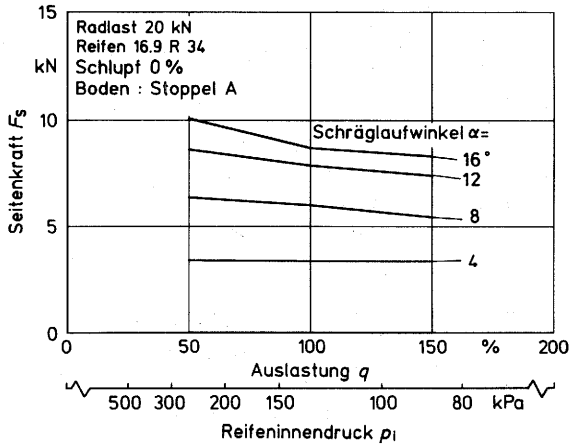


Bild 45: Seitenkräfte für Reifen 16.9 R 34 auf Stoppelacker für steigende Auslastungen und verringerten Innendruck bei konstanter Radlast.

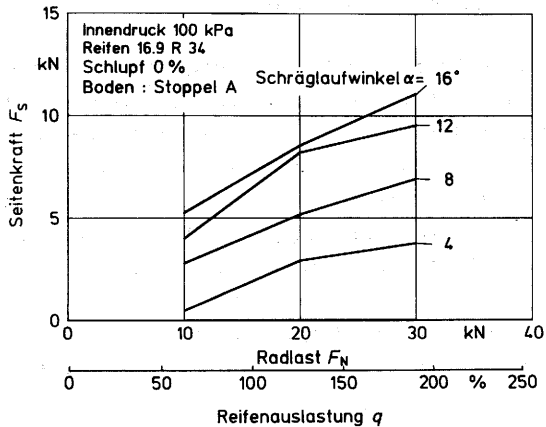


Bild 46: Seitenkräfte für Reifen 16.9 R 34 auf Stoppelacker für steigende Radlasten und steigende Auslastung bei konstantem Innenluftdruck.

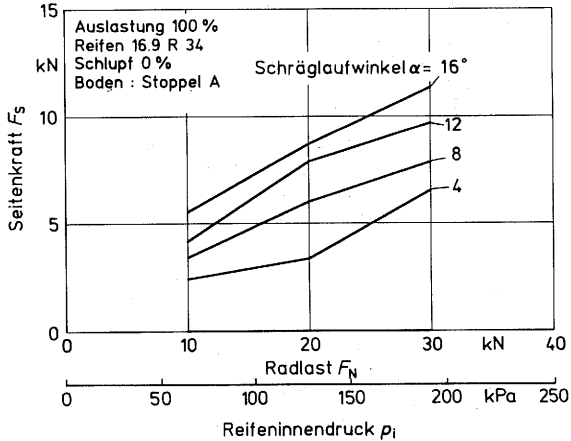


Bild 47: Seitenkräfte für Reifen 16.9 R 34 auf Stoppelacker für steigende Radlasten und steigenden Innendruck bei konstanter Auslastung.

7.2.3 Einfluß des Reifendurchmessers

Für Reifen mit gleicher Breite und unterschiedlichem Durchmesser ergab sich beim Betrieb mit Auslastung $q = 100\%$ kein deutlicher Einfluß des Reifendurchmessers auf die Seitenkräfte. Für den Betrieb mit höherem Innendruck entsprechend jeweils einer Auslastung von $q = 50\%$ wurde für größere Räder eine höhere Seitenkraft als bei kleinen Rädern gemessen, Bild 48. Für kleinere Schräglaufwinkel zeigte sich die Zunahme besonders deutlich.

Bei Überlastung der Reifen durch Absenken des Innendrucks zeigte sich dagegen besonders für Schräglaufwinkel 4° und 8° ein umgekehrtes Verhalten, Bild 49.

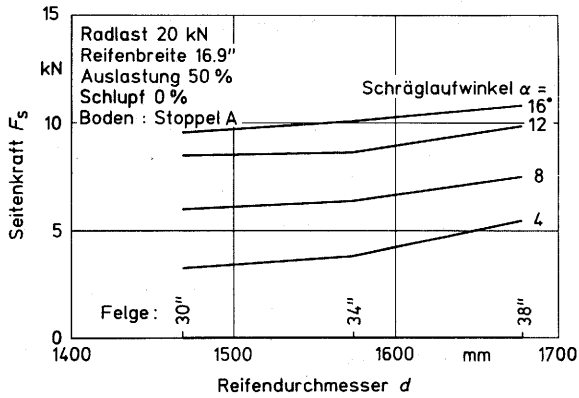


Bild 48: Seitenkräfte für Reifen mit gleicher Breite und unterschiedlichem Durchmesser für konstante Radlast und Innendrücken entsprechend einer Auslastung von $q = 50 \%$.

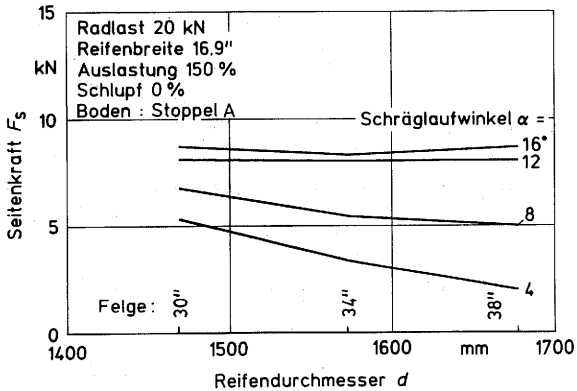


Bild 49: Seitenkräfte für Reifen mit gleicher Breite und unterschiedlichem Durchmesser für konstante Radlast und Innendrücken entsprechend einer Auslastung von $q = 150 \%$.

Für den kleinsten untersuchten Reifen mit Felgendurchmesser 30 " wurden für Schräglaufwinkel $\alpha \leq 12^\circ$ bei der geringen Auslastung $q = 50 \%$ und entsprechend hohem Innendruck kleinere Seitenkräfte gemessen als bei überlastetem Reifen gleicher Größe, Bild 48 und Bild 49, Vergleich der Seitenkräfte für Felgendurchmesser 30 ". Für die größeren Reifen, Bild 48 und Bild 49, Vergleich für Felgendurchmesser 34 " und 38 ", führte eine geringe Auslastung (Bild 48) der Reifen durch hohen Innendruck für alle untersuchten Schräglaufwinkel dagegen zu größeren Seitenkräften als bei überlasteten Reifen (Bild 49).

7.2.4 Einfluß der Reifenbreite

Der Einfluß der Reifenbreite auf die Seitenkräfte zeigte sich deutlicher. Bei konstanter Radlast und gleicher Auslastung wurden für breitere Reifen mit sinkendem Innendruck sowohl für über- als auch für unterlastete Reifen steigende Seitenkräfte gemessen. Bild 50 zeigt hierfür ein Beispiel.

Auch in Messungen bei konstanter Radlast und konstantem Innendruck zeigte sich eine Zunahme der Seitenkräfte bei breiteren Reifen, Bild 51, wengleich auch in geringerem Maße als durch sinkenden Reifeninnendruck hervorgerufen.

Wegen der mit zunehmender Breite steigenden Karkassenhöhe ist die Zunahme der Seitenkräfte in der geringeren Steifigkeit und dadurch größeren Aufstandsfläche der breiteren Reifen begründet. Eine zusätzlich durch geringeren Luftdruck verminderte Steifigkeit der Reifen in seitlicher Richtung verstärkt wie im Vergleich von Bild 50 und Bild 51 erkennbar die Zunahme der Seitenkraft für größere Reifenbreiten.

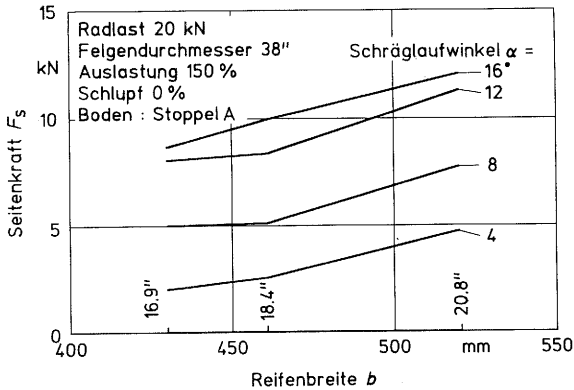


Bild 50: Seitenkräfte für Reifen mit gleichem Felgendurchmesser und unterschiedlicher Breite bei konstanter Radlast und sinkendem Innendruck entsprechend einer konstanten Auslastung.

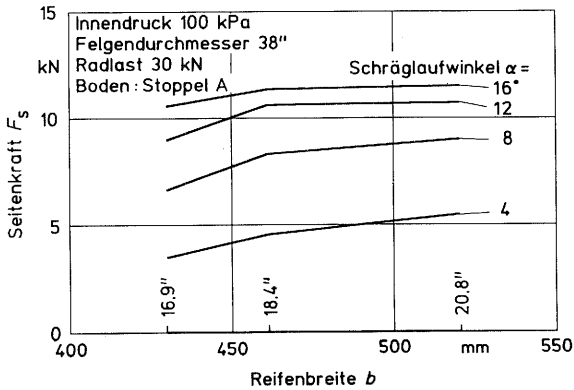


Bild 51: Seitenkräfte für Reifen mit gleichem Felgendurchmesser und unterschiedlicher Breite bei gleicher Radlast und gleichem Innendruck, Schlupf $i = 0$.

7.3 Einfluß unterschiedlicher Fahrbahnen

Großen Einfluß auf die absoluten Höhen der Radkräfte haben unterschiedliche Fahrbahnen. Untersucht wurden die in Tabelle 3 aufgeführten Ackerböden bei unterschiedlichen Bearbeitungszuständen, Grünland und Betonfahrbahn.

Im Vergleich der Größenordnungen von Trieb- und Seitenkräften auf unterschiedlichen Fahrbahnen zeigt sich für die Kräfte in beiden Richtungen ähnliches Verhalten. Die höchsten Kräfte ergaben sich jeweils auf einer Betonfahrbahn, die geringsten bei Messungen auf Acker beim Zustand BI (unmittelbar nach der Bearbeitung durch Grubbern mit anschließendem Rückverdichten durch eine dem Grubber direkt nachlaufende Ackerwalze). Dies kann mit dem durch die Bearbeitung oberflächlich stark gekrümelten Boden erklärt werden, der den Stollen des Reifens keinen Halt bietet. Wegen der geringen Bodenfeuchte führt die Rückverdichtung nicht zu einer Rückverfestigung des gelockerten Bodens.

Deutliche Unterschiede beim Vergleich des Trieb- und Seitenkraftverhaltens auf verschiedenen Böden zeigten sich nur für Grünland. Während hier höhere Triebkräfte als auf Ackerböden gemessen wurden, lagen die Seitenkräfte im Größenbereich der auf den Stoppelfahrbahnen gemessenen, Bild 52 und Bild 53. Es zeigt sich, daß auf Grünland die Gestaltung des Profils der Reifen durch die Verzahnung der Stollen mit der Grasnarbe erheblichen Einfluß auf die Kraftübertragung hat, während für die Kraftübertragung auf den untersuchten Ackerböden Reibung und Scherung zwischen Reifen und Boden wichtiger ist. Dies zeigt auch der starke Rückgang der Triebkraft auf Grünland für größere Schlupfwerte, bei denen die Grasnarbe abgeschert ist [80].

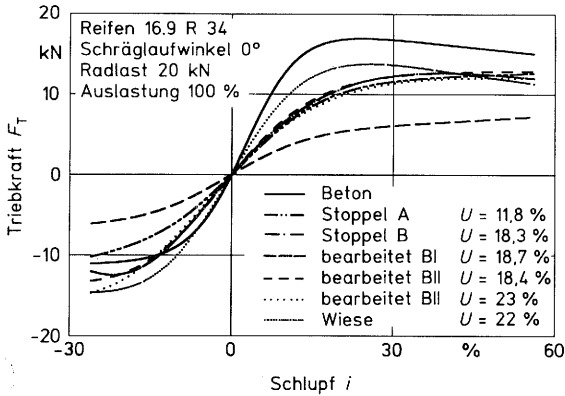


Bild 52: Triebkräfte in Abhängigkeit vom Schlupf für verschiedene Fahrbahnen.

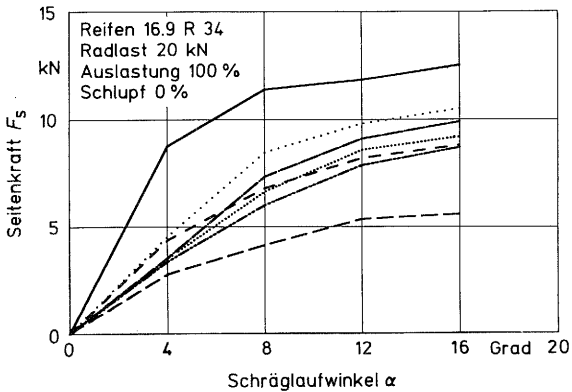


Bild 53: Seitenkräfte in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel für verschiedene Fahrbahnen. (Legende wie in Bild 52)

Auf den Stoppelackern A und B sowie auf Acker BII konnten bezüglich der Triebkraft nur geringe Unterschiede festgestellt werden. Für den bearbeiteten Boden wurden in der Tendenz geringere Triebkräfte gemessen. Die Einwirkung des Regens und der Ruhephase zwischen der Bodenbearbeitung und den Versuchsfahrten, während der die Versuchsflächen nicht befahren wurden, führten offensichtlich zu einer Rückverfestigung der oberen Bodenschichten. Es zeigt sich, daß der Bereich der Bodenfeuchte, der während der Versuchsperioden 1989 und 1990 vorherrschte und untersucht werden konnte, zu gering war, um signifikante Auswirkungen auf die Versuchsergebnisse zu haben.

Im Vergleich mit Zugversuchen, die mit einem Ackerschlepper auf einer ähnlichen Betonfahrbahn durchgeführt wurden und bei denen für stark abgenutzte Reifen als Quotient aus gemessener Triebkraft und Radlast Triebkraftbeiwerte von $\kappa = 0,91$ errechnet wurden [81], wurden bei Versuchen mit der Einzelradmeßeinrichtung auf Beton für die untersuchten Neureifen Triebkraftbeiwerte $\kappa \leq 0,86$ erreicht. Wie auch Steinkampf [82] und Gee-Clough u.a. [83] in Versuchen auf harter Geländefahrbahn mit Reifen unterschiedlicher Stollenhöhe festgestellt haben, führt auf fester Fahrbahn eine große Stollenhöhe und eine dadurch bedingte geringe Steifigkeit der Stollen zu geringeren Triebkräften. Zudem erhöht sich beim ziehenden Schlepper die Hinterachsbelastung gegenüber dem stehenden Fahrzeug, so daß die in [81] aus der Radlast des stehenden Fahrzeugs errechneten Triebkraftbeiwerte zu hoch sind, während bei Versuchen mit der Einzelradmeßeinrichtung während der Versuchsfahrt die wirkliche Radlast gemessen wird.

7.4 Darstellung der gegenseitigen Abhängigkeit von Trieb- und Seitenkräften

Das Verhalten der Reifen bei Schräglauf läßt sich anschaulich durch das Auftragen der Seitenkräfte über den gleichzeitig gemessenen Triebkräften als Reifenkennfeld in Kurven gleichen Schräglaufwinkels mit Linien gleichen Schlupfes darstellen. Bild 54 zeigt hierfür ein Beispiel für den Reifen der Größe 20.8 R 38. In Bild 55 bis Bild 57 sind zum Vergleich die Reifenkennfelder der kleineren Reifen dargestellt.

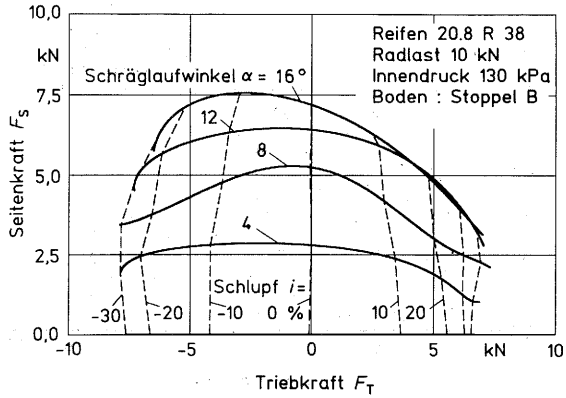


Bild 54: Kennfeld für Reifen 20.8 R 38.

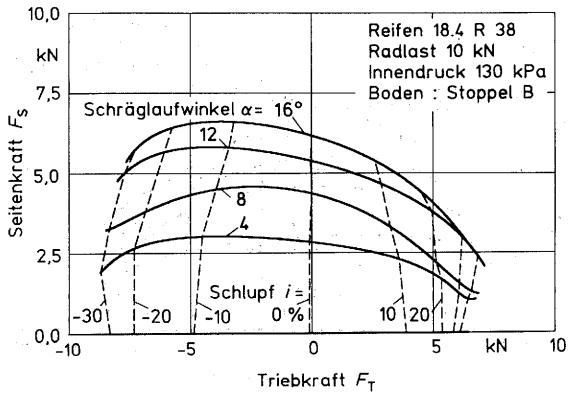


Bild 55: Kennfeld für Reifen 18.4 R 38.

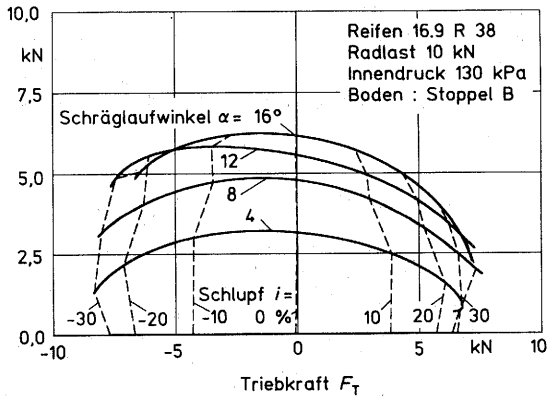


Bild 56: Kennfeld für Reifen 16.9 R 38.

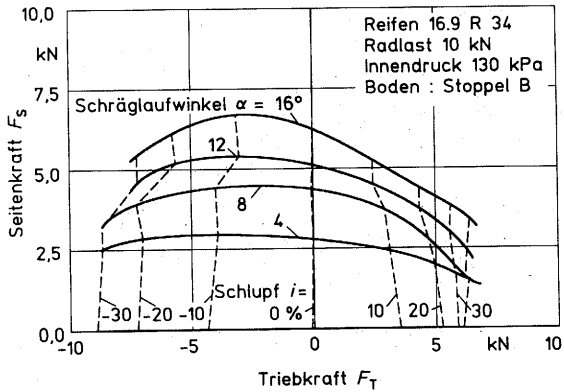


Bild 57: Kennfeld für Reifen 16.9 R 34.

Trieb- und Seitenkräfte beeinflussen sich wechselseitig. Ein betragsmäßiges Ansteigen der Triebkraft führt zu einem Rückgang der Seitenkraft. Bei hohen Triebkräften bzw. hohem Radschlupf sinken die Seitenkräfte bei Schlupfwerten um $i = \pm 50 \%$ bis etwa zur Hälfte ihres Maximalwertes ab. Die Kraftübertragung für positive Triebkräfte ist verschieden vom Reifenverhalten beim Auftreten von negativen Triebkräften.

Bezüglich der vertikalen Linie mit Triebkraft $F_T = 0$ und Schlupf $i = 0$ sind die Kennfelder nicht symmetrisch. Das Maximum der Seitenkräfte liegt im Bereich zwischen Schlupf $i = 0$ und geringem negativen Schlupf, entsprechend zwischen Triebkraft $F_T = 0$ und kleinen negativen Triebkräften. Allerdings zeigt sich das Seitenkraftmaximum für kleine Schräglaufwinkel weniger ausgeprägt als für größeren Schräglauf. Für kleine Schräglaufwinkel stellt sich für um $F_T = 0$ steigende bzw. fallende Triebkräfte ein Bereich mit annähernd konstanten Seitenkräften ein.

Das Maximum der Triebkräfte liegt bei hohem Schlupf und entsprechend kleinen Seitenkräften.

Bei Versuchsfahrten auf Wiese, die durch ihren Bewuchs ein Verzahnen der Stollen ermöglicht und im Unterschied zum unbewachsenen Ackerboden sowohl Druck- als auch Zugkräfte in horizontaler Richtung übertragen kann, wurde ein bezüglich der Ordinate mit $F_T = 0$ in der Tendenz eher symmetrisches Kennfeld ermittelt, Bild 58.

Größere Schräglaufwinkel erzeugen höhere Seitenkräfte. Der Zuwachs ist degressiv, erreicht aber im Bereich bis $\alpha = 16^\circ$ nur für Betonfahrbahn eine Asymptote, Bild 59.

Bild 60 zeigt das Kennfeld des Reifens 16.9 R 38 für den bearbeiteten Boden BII, für den im nachfolgenden Kapitel Messungen und Modellberechnungen von Radkräften und Schlupf verglichen werden.

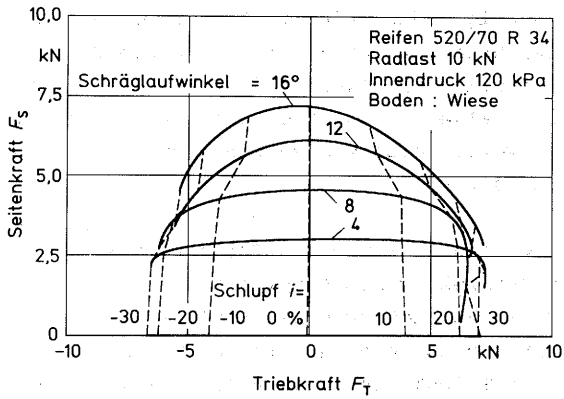


Bild 58: Kennfeld für Reifen 520/70 R 34 auf Wiese.

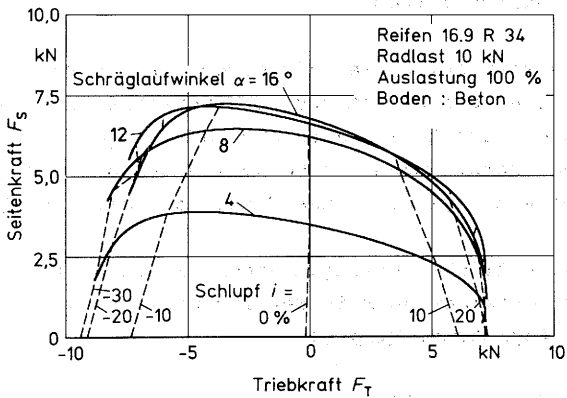


Bild 59: Kennfeld für Reifen 16.9 R 34 auf Beton.

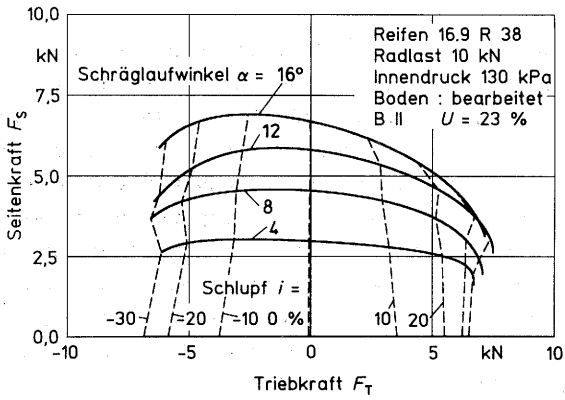


Bild 60: Kennfeld für Reifen 16.9 R 38 auf bearbeitetem Boden BII bei Feuchte $U = 23 \%$.

8 Vergleich von Meßergebnissen und Modellrechnungen

Zum Vergleich der nach dem von Grecenko formulierten Modell berechneten Radkräfte mit eigenen Messungen werden wie in Kapitel 4 beschrieben die Bodenkennwerte Kohäsion c , Reibungswinkel ϕ , Deformationskennwert K und Scherweg K_w bei maximaler Scherspannung als Mittelwerte der Scherspannungsmessungen für die Versuchsfläche bestimmt. Die zur Berechnung der Normalspannung und als Integrationsgrenzen erforderlichen Reifendaten Länge und Breite der Kontaktfläche können auf der Versuchsfläche durch Messungen am stehenden Reifen näherungsweise bestimmt werden. In Bild 61 sind beispielhaft gemessene und nach Grecenko berechnete Trieb- und Seitenkräfte dargestellt.

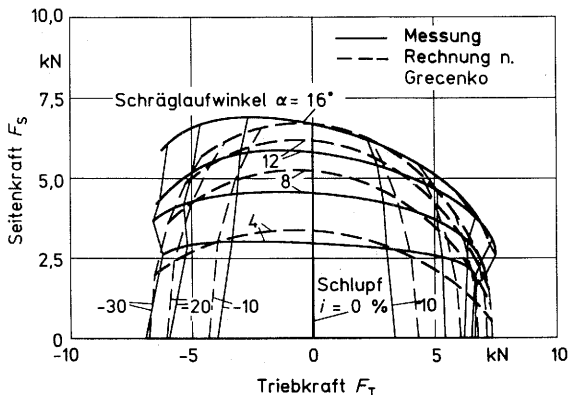


Bild 61: Gemessene und nach dem Modell von Grecenko berechnete Radkräfte und Schlupfwerte im Reifenschaubild für den Reifen 16.9 R 38 und Boden BII bei Feuchte $U = 23\%$.

Wie auch in den beiden nachfolgenden Diagrammen sind die Eingangsparameter:

$$F_N = 10 \text{ kN}, p_i = 130 \text{ kPa}, c = 0,011 \text{ N/mm}^2, \phi = 29,8^\circ, \\ K_w = 55 \text{ mm}, b = 384,64 \text{ mm}, l = 648,7 \text{ mm}, K = 17,56 \text{ mm}.$$

Der grundsätzliche Verlauf der gemessenen Werte wird von der Modellrechnung wiedergegeben. Die errechneten Seitenkraftwerte liegen im Bereich geringen Schlupfes für Schräglaufwinkel $\alpha \leq 12^\circ$ über den Meßwerten. Bei hohem Schlupf sind sie besonders bei großem Schräglauf deutlich kleiner als die gemessenen.

Bild 62 zeigt gemessene Werte im Vergleich mit nach dem Modell von Jurkat und Brady berechneten Kurven. Für kleine Schlupfwerte sind die berechneten Radkräfte für Schräglaufwinkel $\alpha \leq 12^\circ$ größer als die gemessenen, für große Schlupfwerte dagegen kleiner. Nach Jurkat und Brady werden bezüglich der Ordinate mit Triebkraft $F_T = 0$ symmetrische Verläufe der Seitenkräfte berechnet, was mit den gemessenen Kennfeldern nicht übereinstimmt.

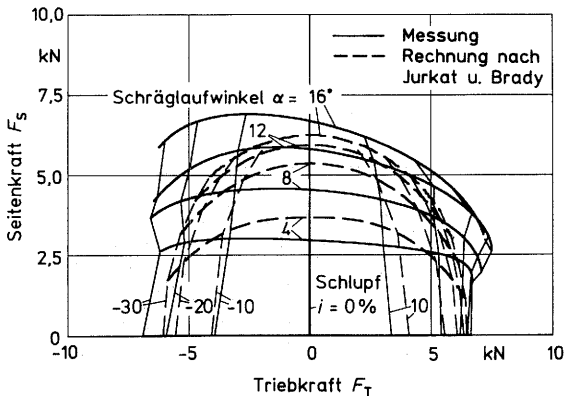


Bild 62: Gemessene und nach dem Modell von Jurkat und Brady berechnete Radkräfte und Schlupfwerte im Reifenschaubild für den Reifen 16.9 R 38 und Boden BII bei Feuchte $U = 23\%$.

Im Vergleich mit den Messungen berechnen beide Modelle eine zu große Änderung der Seitenkräfte bei steigenden oder fallenden Triebkräften. Die nach den Modellen berechnete Zunahme der Seitenkräfte mit steigendem Schräglaufwinkel ist kleiner als experimentell ermittelt.

Während die Berechnung der Radkräfte nach Grecenko Modell unabhängig von Horizontalkraftmessungen durchgeführt werden kann, müssen für das Modell von Jurkat und Brady wie auch für das Modell von Crolla u.a. neben den von Grecenko verwendeten Parametern zusätzlich zur Bestimmung der Steifigkeitswerte C_i und C_α für den jeweiligen Reifen die Funktionen $F_T = f(i)$ für Schräglaufwinkel $\alpha = 0$ bzw. $F_S = f(\alpha)$ für Schlupf $i = 0$ bekannt sein.

Explizite Werte der Reifensteifigkeiten in Längs- und Querrichtung analog zu Federsteifigkeiten sind in der Literatur nicht bekannt. Aus eigenen Messungen wurden aus der Ableitung der beschriebenen Ausgleichsfunktion $F_T = f(i)$ als Steifigkeit $C_i = 41,940$ kN und durch eine Annäherung der Beziehung $F_S = f(\alpha)$ durch ein Polynom 3. Grades entsprechend $C_\alpha = 52,605$ kN/rad als Anfangssteigung ermittelt, Bild 63.

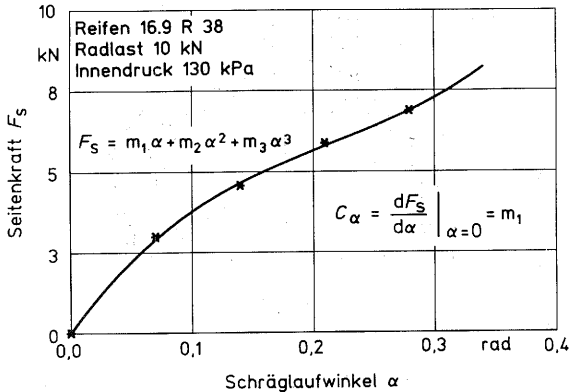


Bild 63: Annäherung der in Abhängigkeit vom Schräglauf für Schlupf $i = 0$ gemessenen Seitenkräfte durch ein Polynom zur Bestimmung der Schräglaufsteifigkeit C_α .

Besonders für kleine Schlupfwerte stimmen die nach dem Modell von Crolla u.a. berechneten und die gemessenen Radkräfte besser überein als bei den bisher vorgestellten Modellen, Bild 64.

Für große Schlupfwerte sind die berechneten Seitenkräfte jedoch auch hier zu gering.

Bild 65 zeigt gemessene und nach dem in dieser Arbeit beschriebenen erweiterten Modell berechnete Radkräfte und Schlupfwerte. In dem für das Fahren im landwirtschaftlichen Einsatz relevanten Bereich bis Schlupf $i \leq 30 \%$ läßt sich die Übereinstimmung zwischen berechneten und gemessenen Werten verbessern, wenn der Einfluß von Fahrgeschwindigkeit und Schlupf auf die Bodenkennwerte berücksichtigt wird. Wie in Kapitel 4 dargestellt, wurden bei zunehmender Relativgeschwindigkeit zwischen Rad und Boden sowohl der Anstieg der maximal vom Boden übertragbaren Schubspannung als auch die Abnahme des Verhältnisses der für große Scherwege erreichten Scherspannung zur maximalen Scherspannung näherungsweise durch lineare Beziehungen beschrieben. Für negativen Schlupf wird für Schräglaufwinkel $\alpha = 4^\circ$ eine Verbesserung der Übereinstimmung zwischen gemessenen und berechneten Radkräften und Schlupfwerten erzielt. Für größere Schräglaufwinkel und negativem Schlupf sowie für Schlupfwerte $i > 30 \%$ bleibt die Übereinstimmung zwischen gemessenen und berechneten Werten noch verbesserungswürdig.

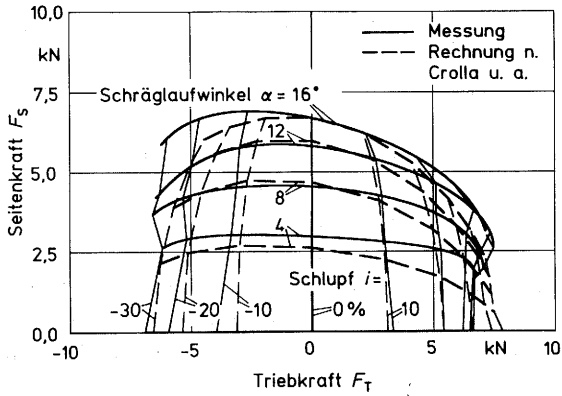


Bild 64: Gemessene und nach dem Modell von Crolla u.a. berechnete Radkräfte und Schlupfwerte im Reifenschaubild für den Reifen 16.9 R 38 und Boden BII bei Feuchte $U = 23\%$.

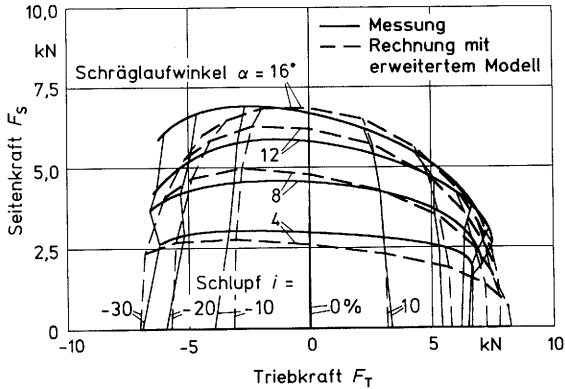


Bild 65: Gemessene und nach dem erweiterten Modell berechnete Radkräfte und Schlupfwerte im Reifenschaubild für den Reifen 16.9 R 38 und Boden BII bei Feuchte $U = 23\%$.

9 AUSBLICK

Für zukünftige und weiterführende Arbeiten ergeben sich aus den durchgeführten Untersuchungen verschiedene Folgerungen:

Beim Fahren im Gelände stellt sich der Radschräglauf abhängig von den am Fahrzeug angreifenden äußeren Kräften dynamisch ein. Die Größe der Seitenkräfte ist für stationären und instationären Schräglauf unterschiedlich [70]. Es ist vorgesehen, durch eine Modifikation der beschriebenen Versuchseinrichtung zur Veränderung des Radschräglaufs während der Versuchsfahrt diesen Einfluß für angetriebene Räder in einer weiteren Arbeit zu untersuchen.

Die beschriebenen Versuche wurden auf relativ trockenem Boden durchgeführt. Die gefundenen Ergebnisse müssen deshalb für andere Böden, vor allem mit größerer Feuchte, überprüft werden.

Der Einfluß von Fahrgeschwindigkeit und Schlupf auf die Größe der vom Boden übertragbaren Schubspannung wird im Rahmen dieser Arbeit beispielhaft für einen Bodenzustand untersucht und die experimentell gefundene Abhängigkeit in einem erweiterten Modell zur Berechnung der Radkräfte berücksichtigt. Durch die Formulierung eines physikalisch anschaulichen Bodenmodelles könnte die allgemeine Anwendbarkeit des Radkraftmodelles erhöht werden.

Die beschriebenen Modelle enthalten zahlreiche vereinfachende Annahmen, die aus der Vielzahl der Einflußfaktoren auf die Kraftübertragung in der Radaufstandsfläche resultieren. Besonders für negativen Schlupf ist die Übereinstimmung von berechneten und gemessenen Radkräften, vorallem auch der Längskräfte, noch nicht befriedigend. Hier müssen die Modelle zur Berücksichtigung weiterer Einflußfaktoren, z.B. Kräfte auf die Seitenwand des schräglauferenden Reifens, erweitert werden. Die Steifigkeitswerte der Reifen sind in dieser Arbeit aus Messungen der Radkräfte in Abhängigkeit von Schlupf und Schräglauf abgeleitet. Zur dynamischen Untersuchung der Reifenlängs- und Quersteifigkeiten ist eine Meßeinrichtung beschrieben [64], Meßergebnisse liegen bislang noch nicht vor. Sie könnten aber in künftigen Modellrechnungen berücksichtigt werden.

10 ZUSAMMENFASSUNG

An angetriebenen Rädern von Ackerschleppern und selbstfahrenden Landmaschinen treten bei zahlreichen Einsatzbedingungen Radseitenkräfte und Schräglauf auf. Sie beeinflussen das Fahrverhalten, die Fahrsicherheit und die Arbeitsqualität der Maschinen in entscheidender Weise, wurden aber nur in wenigen Arbeiten experimentell untersucht.

Deshalb wurde eine Einzelradmeßeinrichtung entwickelt, mit der an hydrostatisch angetriebenen und belasteten Ackerschlepperrädern mit Hilfe piezoelektrischer Kraftaufnehmer die Radkräfte bei stationären Schräglaufwinkeln bis 16° in Feldversuchen gemessen werden können.

In dieser Arbeit sind für Ackerschlepper-Treibradreifen die Einflüsse der Betriebsparameter Radlast, Reifeninnendruck und Reifenauslastung sowie der Einfluß unterschiedlicher Reifendurchmesser und Reifenbreiten auf Längs- und Querkräfte in Abhängigkeit von Radschräglauf, Antriebs- und Bremsschlupf für verschiedene landwirtschaftliche Fahrbahnen dargestellt.

Die Größe der Radkräfte ist vor allem von der Radlast bestimmt. Größere Raddurchmesser führten auf den untersuchten Fahrbahnen zu einer Erhöhung der Triebkräfte, größere Reifenbreiten bei sinkender Auslastung zu geringeren, bei für unterschiedlich breite Reifen gleicher Auslastung zu größeren Triebkräften.

Für breitere Reifen wurden größere Seitenkräfte ermittelt. Unterschiedliche Reifendurchmesser haben nur einen kleinen Einfluß auf die Seitenkräfte, diese sind maßgeblich von den Betriebsparametern abhängig.

Der Einfluß unterschiedlicher Reifengrößen auf die Radkräfte ist gering, so daß auf tragfähigen Böden die Wahl der Reifengröße hauptsächlich von der erforderlichen Reifentragfähigkeit oder einer gewünschten Reduzierung des Kontaktflächendruckes zur Vermeidung von unzulässig hohen Verdichtungen der oberen Bodenschichten bestimmt ist.

Die größten Längskräfte werden bei hohem Radschlupf erreicht. Die Seitenkräfte steigen je nach Boden linear oder degressiv mit zunehmendem Schräglaufwinkel an. Längs- und Querkräfte beeinflussen sich wechselseitig.

Das Maximum der Seitenkräfte liegt bei geringem negativem Schlupf und geringen Bremskräften. Eine Erhöhung der Längskräfte bei steigendem Schlupf führt zu einem Rückgang der Seitenkräfte, im untersuchten Bereich bis Schlupf 50 % etwa zur Hälfte ihres Maximalwertes.

Für einen ausgewählten Boden wurden vorhandene mathematische Modelle zur Berechnung der Radkräfte beim Fahren auf Geländefahrbahnen durch gemessene Radkräfte überprüft. Im für den landwirtschaftlichen Einsatz wichtigen Bereich mit Schlupfwerten kleiner als 30 % konnte die Übereinstimmung zwischen berechneten und gemessenen Radkräften verbessert werden, indem der Einfluß von Fahrgeschwindigkeit und Radschlupf auf die Bodenkennwerte in einem erweiterten Modell berücksichtigt wurde.

11 Literaturverzeichnis

- [1] Horton, D.N.L. und D.A. Crolla: The handling behaviour of off-road vehicles. International Journal of Vehicle Design, Bd.5 (1984) S.197-218.
- [2] Crolla, D.A. und A.S.A. El-Razaz: A review of the combined lateral and longitudinal force generation of tyres on deformable surfaces. Journal of Terramechanics, Bd.24 (1987) Nr.3, S.199-225.
- [3] Clark, S.K.: Mechanics of pneumatic tyres. U.S. Department of Transportation, Washington D.C./USA (1975).
- [4] Krempel, G.: Untersuchungen an Kraftfahrzeugreifen. ATZ, Bd.69 (1967) Nr.1, S.1-8 und Nr.8, S.268.
- [5] Gengenbach, W.: Experimentelle Untersuchung von Reifen auf nasser Fahrbahn. ATZ, Bd.70 (1968) Nr.3, S.83-89 und Nr.8, S.288-316.
- [6] Krick, G.: Schräglaufverhalten angetriebener Reifen im nachgiebigen Boden. ATZ, Bd.73 (1971) Nr.7, S.243-246 und Nr.8, S.301-306.
- [7] Hettiaratchi, D.R.P., Witney, B.D. und A.R. Reece: The calculation of passive pressure in two-dimensional soil failure. Journal of Agricultural Engineering Research, Bd.11 (1966) Nr.2, S.89-107.
- [8] Hettiaratchi, D.R.P. und A.R. Reece: The calculation of passive soil resistance. Géotechnique, Bd.24 (1974) Nr.3, S.289-310.
- [9] Schwanghart, H.: Seitenkräfte an gelenkten Luftreifen in lockerem Boden. Grundlagen der Landtechnik, Bd.17 (1967) Nr.3, S.105-114.

- [10] Matejka, J.: Pohyb kola s pneumatikou při působení hnací a boční síly. Dissertation (1977) Universität Prag.
- [11] Janosi, Z.J., Kamm, I.O. und G. Wray: Tyre turning forces under on- an off-road conditions. Proceedings 7th International Conference ISTVS (1981) Calgary/Kanada, late submission.
- [12] Crolla, D.A.: Soil tank measurements of tyre lateral and longitudinal forces. Journal of Terramechanics, Bd.28 (1991) Nr.2/3, S.221-227.
- [13] Baker, C.J. und R.M. Collins: A comparison of tractor rear tyres in their resistance to side slip. Journal of Agricultural Engineering Research, Bd.17 (1972) S.64-70.
- [14] Meyer, M., Marti, F., Schiess, J. und H. Schläpfer: Abdrifts- und Verformungsverhalten von Traktorreifen bei Schichtlinienfahrt. FAT Blätter für Landtechnik (1978) Nr.131, S.1-7.
- [15] Steinkampf, H.: Ermittlung von Reifenkennlinien und Gerätezugleistungen für Ackerschlepper. Dissertation (1974) TU Braunschweig, veröffentlicht Landbauforschung Völkenrode (1975) Sonderheft 27.
- [16] Rath-Kampe, J.: Untersuchung der Betriebseigenschaften von Ackerschlepper-Treibradreifen. Diplomarbeit (1991) Universität Hohenheim, Institut für Agrartechnik, unveröffentlicht.
- [17] Steinkampf, H.: Betriebseigenschaften von Ackerschlepperreifen bei unterschiedlichen Einsatzbedingungen.
Jahns, G.: Numerische Beschreibung der Betriebseigenschaften von Ackerschlepperreifen.
Landbauforschung Völkenrode (1986) Sonderheft 80.
- [18] Steiner, M.: Analyse, Synthese und Berechnungsmethoden der Triebkraft-Schlupf-Kurve von Luftreifen auf nachgiebigem Boden. Dissertation (1979) TU München, veröffentlicht Forschungsbericht Agrartechnik des Arbeitskreises Forschung und Lehre der Max-Eyth-Gesellschaft, Nr. 33, S.87-101.

- [19] Dwyer, M.J.: The tractive performance of a wide, low-pressure tyre compared with conventional tractor drive tyres. Journal of Terramechanics, Bd.24 (1987) Nr.3, S.227-234.
- [20] Melzer, K.J. und D.A. Crolla: Summary of working group "session 3" on advances in mobility devices and soil-vehicle modeling. Proceedings 4th European Conference ISTVS, Bd.2 (1989) Wageningen/Holland, S.57-64.
- [21] Perumpral, J.V.: Cone penetrometer applications - a review. Transactions ASAE, Bd.30 (1987) Nr.4, S.939-944.
- [22] Wismer, R.D. und H.J. Luth: Off-road traction prediction for wheeled vehicles. Journal of Terramechanics, Bd.10 (1973) Nr.2, S.49-61.
- [23] Dwyer, M.J., Evernden, D.W. und M. McAllister: Handbook of agricultural tyre performance. NIAE/AFRC Report Nr.18 (1976) Silsoe/Großbritannien.
- [24] McAllister, M., Gee-Clough, D. und D.W. Evernden: An investigation into forces on undriven, angled wheels. Div. Note DN 1045 (1981) NIAE/AFRC, Silsoe/Großbritannien.
- [25] Maclaurin, E.B.: The use of mobility numbers to describe the in-field tractive performance of pneumatic tyres. Proceedings 10th International Conference ISTVS, Bd.1 (1990) Kobe/Japan, S.177-186.
- [26] Bekker, M.G.: Introduction to terrain-vehicle systems. Ann Arbor, University of Michigan Press (1969).
- [27] Wong, J.Y.: Evaluation of soil strength measurements. National Research Council of Canada, Pub. NRCC 22881 (1983) Ottawa, Ontario/Kanada.
- [28] Wong, J.Y.: Computer aided analysis of the effects of design parameters on the performance of tracked vehicles. Journal of Terramechanics, Bd.23 (1986) Nr.2, S.95-124.

- [29] Regli, G. und A. Handke: Simulation der Wechselwirkung Reifen - Boden mit Hilfe finiter Elemente. VDI/MEG Kolloquium Landtechnik, H.7, Reifen landwirtschaftlicher Fahrzeuge (1989) S.38-45.
- [30] Grecenko, A.: Slip and drift of the wheel with tyre on soft ground. Proceedings 3rd International Conference ISTVS (1969) Essen, S.76-95.
- [31] Janosi, Z. und B. Hanamoto: The analytical determination of drawbar pull as a function of slip for tracked vehicles in deformable soils. Proceedings 1st International Conference ISTVS (1961) Turin/Italien, S.707-736.
- [32] Grecenko, A.: Some applications of the slip and drift theory of the wheel. Proceedings 5th International Conference ISTVS (1975) Detroit/USA, S.449-472.
- [33] Dugoff, H., Fancher, P.S. und L. Segel: An analysis of tyre traction properties and their influence on vehicle dynamic performance. Transactions of SAE, Paper Nr. 700377 (1970) S.341-366.
- [34] Jurkat, M.P. und P.M. Brady: On a lateral force tyre model for both highway and soft soil conditions. Proceedings 7th International Conference ISTVS (1981) Calgary/Kanada, late submission.
- [35] Crolla, D.A., El-Razaz, A.S.A., Alstead, C.J. und C. Hockley: A model to predict the combined lateral and longitudinal forces on an off-road tyre. Proceedings 9th International Conference ISTVS, Bd.1 (1987) Barcelona/Spanien, S.362-372.
- [36] Sharp, R.S. und M.A. El-Nashar: A generally applicable digital computer based mathematical model for the generation of shear forces by pneumatic tyres. Vehicle System Dynamics, Nr.15 (1986) S.187-209.

- [37] El-Razaz, A.S.A. und D.A. Crolla: A multi-spoke model for off-road tyres. Proceedings 4th European Conference ISTVS, Bd.1 (1989) Wageningen/Holland, S.44-53.
- [38] Motor vehicle fiducial marks. SAE J182a (1973) SAE recommended practice.
- [39] Steinkampf, H.: Zur Methodik der Rollradien- und Rad-schlupfmessung. Grundlagen der Landtechnik, Bd.21 (1971) Nr.2, S.40-44.
- [40] Schüring, D.: Zur Theorie des Geländerades. Forsch. Ing.-Wes. Bd.34 (1968) Nr.6, S.165-176 und Bd.35 (1969) Nr.1, S.7-11.
- [41] Armbruster, K.: Digitale Meßdatenverarbeitung am Beispiel einer Versuchseinrichtung für schräglauflende Reifen. Diplomarbeit (1987) Universität Stuttgart, Lehrgebiet Grundlagen der Landtechnik, S.44-49, unveröffentlicht.
- [42] Karafiath, L.L.: Tyre-soil interaction model for turning (steered) tyres. Journal of Terramechanics, Bd.23 (1986) Nr.3, S.153-170.
- [43] Heine, A.: Experimenteller Beitrag zum Schräglaufl- und Lenkmomentverhalten rollender Reifen landwirtschaftlicher Fahrzeuge auf starrer und nachgiebiger Fahrbahn. Dissertation (1991) Universität Stuttgart, veröffentlicht Forschungsbericht Agrartechnik des Arbeitskreises Forschung und Lehre der Max-Eyth-Gesellschaft, Nr. 199.
- [44] Söhne, W.: Die Kraftübertragung zwischen Schlepperreifen und Ackerboden. Grundlagen der Landtechnik, H.3 (1952) S.75-87.
- [45] Bock, G.: Feldversuche über die Zugfähigkeit von Ackerschlepperreifen. Grundlagen der Landtechnik, H.3 (1952) S.88-100.
- [46] Krick, G.: Die Wechselbeziehung zwischen starrem Rad, Luftreifen und nachgiebigem Boden. Dissertation (1971) TU München.

- [47] Uniform terminology for traction of agricultural tractors, self-propelled implements, and other traction and transport devices. ASAE Standard: ASAE S296.2 (1981).
- [48] Sverker, P. und E. Persson: Parameters for tractor-wheel performance. Part I: Definitons. Part II: Description and use. Transactions of the ASAE (1967) S.420-426,428.
- [49] Dwyer, M.J., Comley, D.R. und D.W. Evernden: The development of a handbook of agricultural tyre performance. Dep. Note DN/T/517/1415 (1974) NIAE/AFRC, Silsoe/Großbritannien.
- [50] El-Razaz, A.S.A.: Lateral tyre forces on off-road surfaces. PhD Thesis (1988) University of Leeds/Großbritannien.
- [51] Söhne, W.: Beitrag zur Mechanik des Systems Fahrzeug-Boden unter besonderer Berücksichtigung der Ackerschlepper. Grundlagen der Landtechnik, H.17 (1963) S.5-16.
- [52] Wong, J.Y. und J. Preston-Thomas: On the characterization of the shear stress-displacement relationship of terrain. Journal of Terramechanics, Bd.19 (1983) Nr.4, S.225-234.
- [53] Bestimmung der Scherfestigkeit. DIN 18137. Teil 1 (1985) Begriffe und grundsätzliche Versuchsbedingungen. Teil 2 (1983) Dreiaxialversuch. Teil 3 (1984) Rahmenscherversuch.
- [54] Dudziński, P.A.: Contribution to the studies on the dynamic shearing strength of soils. Proceedings 9th International Conference ISTVS, Bd.1 (1987) Barcelona/Spanien, S.53-62.
- [55] Lucius, J.: Bestimmung des Einflusses der Verformungsgeschwindigkeit auf die Bruchspannung im Boden. Deutsche Agrartechnik, Bd.21 (1971) H.11, S.526-528.
- [56] Gaißer, G.: Konstruktion eines Plattenschengerätes. Studienarbeit (1988) Universität Stuttgart, Lehrgebiet Grundlagen der Landtechnik, unveröffentlicht.

- [57] Cook, N.H. und E. Rabinowicz: Physical measurement and analysis. Addison-Wesley Pub. Massachusetts/USA (1963) Kapitel 5.5, S.160-165.
- [58] Wismer, R.D.: Soil bin facilities: Characteristics and utilization. Proceedings 8th International Conference ISTVS, Bd.3 (1984) Cambridge/England, S.1201-1216.
- [59] Doll, H.: Entwicklung bodenschonender Fahrwerke für landwirtschaftliche Traktoren, Landmaschinen, NKW und Anhänger. Dissertation B (1989) Akademie der Landwirtschaftswissenschaften, Berlin, Anlage 5, S.12.
- [60] Billington, W.P.: The NIAE Mk II single wheel tester. Journal of Agricultural Engineering Research, Bd.18 (1973) S.67-70.
- [61] Maclaurin, E.B.: A rig for testing the soft soil performance of track systems. Proceedings 8th International Conference ISTVS, Bd.1 (1984) Cambridge/England, S.291-311.
- [62] IMAG single wheel tester. Proceedings 4th European Conference ISTVS, Bd.2 (1989) Wageningen/Holland, S.86-89.
- [63] Upadhyaya, S.K., Mehlschau, J., Wulfsohn, D. und J.L. Glancey: Development of a unique, mobile, single wheel traction testing machine. Transactions of the ASAE, Bd.29 (1986) Nr.5, S.1243-1246.
- [64] Lines, J.A. und N.A. Young: A machine for measuring the suspension characteristics of agricultural tyres. Journal of Terramechanics, Bd.26 (1989) Nr.3/4, S.201-210.
- [65] Quigley, A.D., Owen, G.M., Spencer, H.B. und A.G.M. Hunter: Tyre parameters affecting the braking performance of agricultural tyres. Biennial Report SCAE/Schottland, April 1982 - März 1984 (1984) S.55.

- [66] Crolla, D.A. und E.B. Maclaurin: Traction control for on- and off-road vehicles. Proceedings 4th European Conference ISTVS, Bd.1 (1989) Wageningen/Holland, S.32-39.
- [67] Du Plessis, H.L.M.: The combined lateral and longitudinal forces on a 18.4-35/15-35 tractor tyre. Proceedings 11th International Congress on Agricultural Engineering, Bd.3 (1989) Dublin/Irland, S.1755-1761.
- [68] Armbruster, K. und H.D. Kutzbach: Development of a single wheel tester for measurements on driven angled wheels. Proceedings 4th European Conference ISTVS, Bd.1 (1989) Wageningen/Holland, S.8-14.
- [69] Barz, D., Drews, R. und W. Hübner: Einsatz piezoelektrischer Mehrkomponenten-Kraftaufnehmer zur Erfassung von Radkräften und -momenten. ATZ, Bd.92 (1990) Nr.1, S.30-36.
- [70] Heine, A. und H.D. Kutzbach: Comparison of steady and unsteady cornering experiments with free rolling agricultural tyres. 4th European Conference ISTVS, Bd.1 (1989) Wageningen/Holland, S.92-99.
- [71] Upadhyaya, S.K., Chancellor, W.J., Wulfsohn, D. und J.L. Glancey: Sources of variability in traction data. Journal of Terramechanics, Bd.25 (1988) Nr.4, S.249-272.
- [72] The handbook of Personal Computer instrumentation. Druckschrift Fa. Burr-Brown, Tucson/USA (1988) 3.Aufl.
- [73] Reifen für die Landwirtschaft. Druckschrift Fa. Kléber Reifen AG, St. Ingbert (1989) S.18-19.
- [74] Marquardt, D.W.: An algorithm for least-squares estimation of nonlinear parameters. Journal of the Society for Industrial and Applied Mathematics, Bd.11 (1963) Nr.2, S.431-441.
- [75] Ladungsverstärker auf Europakarte. Druckschrift Fa. Kistler Instrumente AG, Winterthur, Schweiz.

- [76] Technische Dokumente RL 33807 A 5714. Fa. Kistler Instrumente AG, Winterthur, Schweiz.
- [77] PCI-20000 Personal Computer instrumentation system user's manual. Druckschrift Fa. Burr-Brown, Tucson/USA (1988) Vers.2.2.
- [78] Speckmann, H. und G. Jahns: Untersuchungen zur Messung der Geschwindigkeit fahrender landwirtschaftlicher Arbeitsmaschinen. Grundlagen der Landtechnik, Bd.37 (1987) Nr.1, S.20-34.
- [79] Ackerschlepper in Zahlen 1989. Landtechnik, H.5 (1990) 45.Jahrg., S.199.
- [80] Armbruster, K.: Untersuchungen an Reifen zum boden- und pflanzenschonenden Befahren von Grünland. Proceedings 11th International Congress on Agricultural Engineering, Bd.3 (1989) Dublin/Irland, S.1723-1728.
- [81] Untersuchungen an Ackerschleppern: Zugkraft-, Schlupf- und Fahrwiderstandsmessungen. Hauptfachpraktikum Lehrgebiet Landmaschinen (1984) Universität Stuttgart, unveröffentlicht.
- [82] Steinkampf, H.: Problematik der Leistungsumwandlung über die Triebräder bei leistungsstarken Schleppern. Grundlagen der Landtechnik, Bd.27 (1977) Nr.5, S.168-172.
- [83] Gee-Clough, D., McAllister M. und D.W. Evernden: Tractive performance of tractor drive tyres. I. The effect of lug height. Journal of Agricultural Engineering Research (1977) Nr.22, S.373-384.

Lebenslauf

Karlheinz Armbruster,

geboren am 29.07.1961

in Michelfeld, Kreis Schwäbisch Hall

Ausbildung

1968 - 1972	Grundschule Michelfeld
1972 - 1978	Realschule Schwäbisch Hall
1978 - 1981	Technisches Gymnasium Schwäbisch Hall Abschluß: Abitur
1982 - 1987	Studium des Maschinenbaus an der Universität Stuttgart
	Hauptfächer:
	Konstruktionslehre (Prof.Dr.-Ing. G. Lechner)
	Landmaschinen (Prof.Dr.-Ing. H.D. Kutzbach)
März 1987	Diplomprüfung

Berufliche Tätigkeit

seit 1.04.1987	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Agrartechnik der Universität Hohenheim
----------------	--

ISBN 3-18-14**1453**-5