

# **FORSCHUNGSBERICHT AGRARTECHNIK**

des Arbeitskreises Forschung und Lehre  
der Max-Eyth-Gesellschaft (MEG)

199

Adolf Heine

## **Experimenteller Beitrag zum Schräglauf- und Lenkmoment- verhalten rollender Reifen landwirtschaftlicher Fahrzeuge auf starrer und nachgiebiger Fahrbahn**

Dissertation

Stuttgart 1991



**Experimenteller Beitrag zum Schräglauf-  
und Lenkmomentverhalten rollender Reifen  
landwirtschaftlicher Fahrzeuge auf starrer  
und nachgiebiger Fahrbahn**

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

vorgelegt von  
**Dipl.-Ing. Adolf Heine**  
aus Friedrichshafen

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

Tag der Einreichung: 10. 10. 1990  
Tag der mündlichen Prüfung: 4. 6. 1991

1991

D 93

C 1991 im Selbstverlag

Bezugsquelle: Institut für Agrartechnik  
Universität Hohenheim  
Garbenstr. 9

D-7000 Stuttgart 70

Alle Rechte, auch die der Übersetzung sowie des Nachdruckes  
und jede Art der photomechanischen Wiedergabe, auch auszugs-  
weise, bleiben vorbehalten.

## V O R W O R T

Der experimentelle Teil der vorliegenden Arbeit sowie der größte Teil der Versuchsauswertung entstand während meiner Tätigkeit am Lehrstuhl für Grundlagen der Landtechnik des Instituts für Agrartechnik der Universität Hohenheim in Stuttgart.

Herrn Prof. Dr.-Ing. H. D. Kutzbach möchte ich meinen besonderen Dank dafür aussprechen, daß er die Möglichkeit zur Durchführung dieser Arbeit gegeben hat, sowie für die überaus große Selbständigkeit, die er bei der Planung und Durchführung gewährte, und auch für die wertvollen Ratschläge, die die Arbeit stets gefördert haben.

Ebenso gebührt Herrn Prof. Dr.-Ing. U. Essers mein Dank, der als Mitberichter die gründliche Durchsicht der Arbeit übernommen und förderliche Ratschläge gegeben hat.

Bei allen Kollegen, den Studenten und den Mitarbeitern von Werkstatt und Meßabteilung, die am Erfolg dieser Arbeit beteiligt waren, bedanke ich mich für ihre Unterstützung.

Schließlich sei an dieser Stelle auch den Firmen gedankt, die die Versuchsreifen kostenlos zur Verfügung gestellt haben.

Adolf Heine



# INHALTSVERZEICHNIS

## VORWORT

FORMELZEICHEN	Seite
1. EINLEITUNG UND ZIELSETZUNG	11
1.1 Einführung	11
1.2 Koordinatensysteme und Schlupfdefinitionen	13
1.3 Überblick über bisherige Arbeiten	20
1.4 Ziele der Arbeit	27
2. VERSUCHS- UND MESSEINRICHTUNGEN	30
2.1 Versuchsanhänger mit kontinuierlicher Rad- verstellung	30
2.2 Fünf-Komponenten-Kraft- und Momentmeßein- richtung	36
2.2.1 Aufbau und Wirkungsweise	37
2.2.2 Kalibrierung und Anwendungsgrenzen	44
3. MESSDATENERFASSUNG UND -VERARBEITUNG	50
4. VERSUCHSDURCHFÜHRUNG	53
4.1 Versuchsreifen	53
4.2 Versuchsablauf	59
5. VERSUCHSERGEBNISSE	61
5.1 Lenken im Stand	66
5.1.1 Einfluß unterschiedlicher Reifen auf das Lenkmoment	69
5.1.2 Einfluß unterschiedlicher Böden auf das Lenkmoment	73
5.1.3 Einfluß von Radlast, Reifeninnen- druck und Reifenauslastungsgrad auf das Lenkmoment	75
5.1.4 Einfluß der Lenkgeschwindigkeit auf das Lenkmoment	78
5.2 Vergleich von stationärem und instationärem Reifenschräglauf	82
5.2.1 Fahrtrichtungsbezogene Radkraft- komponenten	93
5.2.2 Richtungswinkel der resultierenden Horizontalkraft	97
5.2.3 Darstellung von Seitenkraft und Lenkmoment im Gough-Diagramm	103

	Seite
5.2.4 Einfluß unterschiedlicher Fahr- bahnen	106
5.2.5 Einfluß der Lenkgeschwindigkeit	119
5.3 Weitere Einflüsse auf das (instationäre) Reifenschräglaufverhalten	126
5.3.1 Einfluß der Fahrgeschwindigkeit	126
5.3.2 Einfluß des Reifenauslastungsgrades	131
5.3.3 Einfluß unterschiedlicher Reifen	137
5.4 Schlupfmessungen	143
5.5 Folgerungen	147
6. ZUSAMMENFASSUNG	150
7. LITERATURVERZEICHNIS	154
8. ANHANG	160
8.1 Kalibrierergebnis mit Einzelbelastung	160
8.2    "Übersprechverhalten bei Einzelbelastung	162
8.3    "Übersprechverhalten bei Belastung mit zwei orthogonalen Kräften bzw. Momenten	163
8.4    "Übersprechverhalten bei Belastung mit drei orthogonalen Kräften	166
8.5 Vergleich der Meßaufnehmer-Kalibrierung mit der FEM-Berechnung	167

FORMELZEICHEN

$A_R$	$\text{cm}^2$	Reifenaufstandsfläche
$b$	mm	Breite eines Oktogonal-Meßaufnehmers
$c_i, c_i'$	-	Radkraftbeiwerte (fahrtrichtungsbezogen, radrichtungsbezogen)
$c_R, c_R'$	-	Rollwiderstandsbeiwerte
$c_{RS}$	-	Beiwert der resultierenden Horizontalkraft eines rollenden Reifens
$c_{R0}$	-	Rollwiderstandsbeiwert bei 0 Grad Schräglaufwinkel
$c_S, c_S'$	-	Seitenkraftbeiwerte
$e$	mm	Einpreßtiefe
$E$	$\text{N/mm}^2$	Elastizitätsmodul
$f_i$	-	Dehnungsbeiwerte der Fünf-Komponenten-Meßeinrichtung
$f_N$	-	Dehnungsbeiwert für Normalkraftbelastung
$f_R$	-	Dehnungsbeiwert für Rollwiderstandsbelastung
$f_S$	-	Dehnungsbeiwert für Seitenkraftbelastung
$F_B$	N	Bremskraft
$F_{BS}$	N	resultierende Horizontalkraft bei schräglaufenden, gebremsten Reifen
$F_E$	N	Einheitskraft (= 1000 N)
$F_{Er}$	N	radiale Einheitskraft
$F_{Et}$	N	tangentiale Einheitskraft
$F_i$	N	Belastungskräfte
$F_N$	N	Stützkraft (= Radlast)
$F_r, F_t$	N	Radialkraft, Tangentialkraft beim Kreisring-Meßaufnehmer
$F_R, F_R'$	N	Rollwiderstand
$F_{RS}$	N	resultierende Horizontalkraft bei schräglaufenden, rollenden Reifen
$F_S, F_S'$	N	Seitenkraft
$F_T$	N	Triebkraft
$F_{TS}$	N	resultierende Horizontalkraft bei schräglaufenden, getriebenen Reifen

$i_R$	-	Drehimpulszahl des Versuchsreifens bei stationärem Schräglauf
$i_Z$	-	Drehimpulszahl des Zusatzrades
$I_R$	-	Drehimpulszahl des Versuchsreifens bei Kalibrierfahrt
$I_Z$	-	Drehimpulszahl des Zusatzrades bei Kalibrierfahrt
$l_E$	m	Einlauflänge bei instationärem Reifenschräglauf
$m_R$	kg	Reifenbelastungsmasse
$M_E$	Nm	Einheitsmoment (= 1000 Nm)
$M_L$	Nm	Lenkmoment (Rückstellmoment)
$M_{LO}$	Nm	Lenkmoment beim Lenken im Stand
$M_S$	Nm	Sturzmoment
$M_U$	Nm	Umfangsmoment
MOB	-	Mobilitätskennzahl
$n_R$	m	Reifennachlauf
$p_i$	bar	Reifeninnendruck (1 bar = 100 kPa)
$r$	mm	Radius der Mittenfaser eines Ring- oder Oktogonal-Meßaufnehmers
$r_L$	mm	Lenkrollradius
$R_e$	N/mm <sup>2</sup>	Streckgrenze
$R_m$	N/mm <sup>2</sup>	Zugfestigkeit
$s$	m	tatsächlich zurückgelegter Weg
$s_O$	m	zurückgelegter Weg ohne Antrieb- oder Bremsbeanspruchung
$t$	mm	kleinste Wanddicke eines Ring- oder Oktogonal-Meßaufnehmers
$v$	m/s	Fahrgeschwindigkeit
$v_L$	°/s	Lenkgeschwindigkeit (Schräglaufwinkelgeschwindigkeit)
$z$	mm	Einsinkung durch Reifenschräglauf

GRIECHISCHE FORMELZEICHEN

$\alpha$	Grad	Schräglaufwinkel
$\alpha_E$	Grad	Reifeneinlauf bei instationärem Schräglauf
$\beta$	Grad	Sturzwinkel
$\delta$	Grad	Richtungswinkel der resultierenden Horizontalkraft (radrichtungsbezogen)
$\epsilon$	-	Dehnung
$\eta$	-	Reifenauslastungsgrad (= Radlast/Reifentragfähigkeit)
$\varphi$	Grad	Winkel des Dehnungsnullpunktes eines Kreis- oder Oktogonal-Meßaufnehmers
$\sigma$	N/mm <sup>2</sup>	Spannung
$\sigma_B$	-	Schlupf eines rollenden oder gebremsten Reifens ohne Schräglauf
$\sigma_B'$	-	radrichtungsbezogener Schlupf eines rollenden oder gebremsten Reifens mit stationärem Schräglauf
$\sigma_{B,\alpha}$	-	fahrtrichtungsbezogener Schlupf eines rollenden oder gebremsten Reifens mit stationärem Schräglauf
$\sigma_T$	-	Schlupf eines angetriebenen Reifens ohne Schräglauf
$\sigma_T'$	-	radrichtungsbezogener Schlupf eines angetriebenen Reifens mit stationärem Schräglauf
$\sigma_{T,\alpha}$	-	fahrtrichtungsbezogener Schlupf eines angetriebenen Reifens mit stationärem Schräglauf



## 1. EINLEITUNG UND ZIELSETZUNG

### 1.1 Einführung

Beim Einsatz landwirtschaftlicher Fahrzeuge kommt es zu einer Vielzahl von Situationen, bei denen insbesondere die nicht angetriebenen Räder nicht geradeaus laufen, sondern in einem bestimmten Winkel zur Fahrtrichtung. In diesem Zusammenhang wird die Abweichung der Reifenmittenebene zur Fahrtrichtung mit Reifenschräglauf, der eingeschlossene Winkel mit Schräglaufwinkel bezeichnet.

Schräglaufende Räder können an den Lenkrädern von Acker-  
schleppern und selbstfahrenden Arbeitsmaschinen beim Kurven-  
fahren, beim Wenden und beim Fahren am Hang beobachtet wer-  
den. Beim Pflügen und beim Betrieb mit seitlich angehängten  
Geräten, wie beispielsweise mit Feldhäckslern und Rübenro-  
dern, sind zur Spurhaltung sowohl schräglaufende Schlepper-  
lenkräder als auch schräglaufende Geräteräder erforderlich.  
Besonders große Schräglaufwinkel treten beim Kurvenfahren und  
Wenden von Anhängern mit Tandem- oder Tridemachsfahrwerken  
auf, wobei es auf landwirtschaftlichen Nutzflächen häufig zum  
Abscheren der Bodenoberfläche kommt [1,2].

Bei geradeaus rollenden Rädern muß infolge der Radbelastung  
in der Reifenaufstandsfläche die Rollwiderstandskraft über-  
wunden werden. Bei schräg zur Fahrtrichtung abrollenden Rei-  
fen wirkt die Fahrwiderstandskraft bei der Übertragung der  
Radlast auf den Boden jedoch nicht mehr in Fahrtrichtung,  
sondern schräg auf die Radebene. Üblicherweise wird diese re-  
sultierende horizontale Fahrwiderstandskraft in ihre Kompo-  
nenten zerlegt angegeben, wobei die Komponente in Fahrtrich-  
tung, unabhängig vom Referenz-Koordinatensystem, mit Roll-  
widerstandskraft, die Komponente quer dazu mit Seitenkraft  
bezeichnet wird.

Bei den angegebenen Beispielen schräglaufer Räder im land-  
wirtschaftlichen Einsatz wird der Radschräglauf bewußt zur

Spurhaltung eingesetzt, damit an den Rädern Seitenkräfte aufgebaut werden, die zur Aufrechterhaltung der Richtungsstabilität notwendig sind. Aus diesem Grunde wird in der Fachliteratur häufig der Begriff Seitenführungskraft gebraucht. Da man es im landtechnischen Fahrzeugeinsatz, wie z.B. beim Lenkvorgang von Anhängern mit Tandemachsfahrwerken, häufig mit einem aufgezwungenen Reifenschräglauf zu tun hat, wird in der Landtechnik stattdessen der Begriff Seitenkraft verwendet.

Durch den Aufbau von Seiten- und Rollwiderstandskräften müssen als negative Auswirkungen des Schräglaufs nicht angetriebener Räder auf festen Fahrbahnen ein erhöhter Reifenverschleiß und auf nachgiebigen landwirtschaftlichen Nutzflächen das Abscheren der Bodenoberfläche angegeben werden. Diese Auswirkungen betreffen vor allem Anhänger mit Tandemachsfahrwerken, bei denen Radschräglaufwinkel größer als 30 Grad häufig und in Extremfällen beim Wenden bis nahezu 90 Grad vorkommen [2].

Als Sonderfall kann das Einschlagen der Lenkräder im Stand bezeichnet werden. In diesem Fall ist nur mit kleinen horizontalen Reaktionskräften zu rechnen. Die Belastung des Lenkmechanismus liegt hierbei in der Überwindung eines Lenkmomentes begründet, welches auch als Rückstellmoment bezeichnet wird.

Sowohl für die landwirtschaftliche Praxis als auch für den Konstrukteur von Ackerschleppern und Landmaschinen ist es besonders wichtig, die Tatsache zu berücksichtigen, daß landwirtschaftliche Fahrzeuge auf unterschiedlichen festen sowie nachgiebigen Fahrbahnen und Bodenoberflächen eingesetzt werden. Die Untersuchung des Kraftübertragungsverhaltens von gelenkten und schräglaufenden, nicht angetriebenen Reifen muß deshalb das Spektrum der unterschiedlichen Fahrbahnbedingungen berücksichtigen. Untersuchungen in Bodenrinnen oder auf Rollenprüfständen sind deshalb nicht ausreichend.

Der praktische Nutzen der Ergebnisse von Untersuchungen schräglaufernder, nicht angetriebener landwirtschaftlicher Reifen unter Berücksichtigung der verschiedenen Einsatz- und Fahrbahnverhältnisse liegt für die Agrartechnik in der Möglichkeit der Beurteilung und Berechnung

- von Lastannahmen für Reifen, Räder, Achsen, Fahrwerken und Lenkungen landwirtschaftlicher Fahrzeuge,
- des Fahrverhaltens von Ackerschleppern und Schlepper-Anhänger-Kombinationen [3],
- der notwendigen Leistung zum Überwinden des Fahrwiderstandes von Ackerschlepper- und Selbstfahrerlenkachsen,
- der Lenkfähigkeit und Lenkstabilität von Landmaschinen am Hang [4] und
- der notwendigen Vorderachslast von Ackerschleppern für ein sicheres Lenkverhalten, besonders bei Berücksichtigung des Front- und Heckanbaus von Geräten [5] und bei seitlichem Gerätezug.

Nicht zuletzt sind automatisierte Arbeits- und Erntevorgänge mit landwirtschaftlichen Geräten und Fahrzeugen in der Zukunft nur mit der genauen Kenntnis des Schräglaufverhaltens der Reifen auf unterschiedlichen Fahrbahnen und Bodenzuständen zu verwirklichen.

## 1.2 Koordinatensysteme und Schlupfdefinitionen

Der Vergleich bisher vorliegender Versuchsergebnisse über schräglaufernde Reifen wird dadurch erschwert, daß die Messergebnisse in unterschiedlichen Koordinatensystemen ermittelt und dargestellt wurden. Für Straßenfahrzeuge haben Herring und Krebs [6] die gebräuchlichsten Koordinatensysteme und die Transformationsgleichungen der Koordinatensysteme zusammengefaßt. Für Fahrzeuge im landtechnischen Einsatz sollen die beiden gebräuchlichsten Koordinatensysteme im folgenden vorgestellt und miteinander verglichen werden.

Legt man das Referenz-Koordinatensystem für Straßenfahrzeuge nach ISO 4130 - 1978(E) zugrunde, Bild 1, sind beispielsweise die Rollwiderstandskraft und die Stützkraft als positive Kräfte anzugeben. Das Vorzeichen der Seitenkraft bei Reifenschräglauf hängt dagegen von der Richtung des Schräglaufwinkels, bezogen auf die Fahrtrichtung, ab.

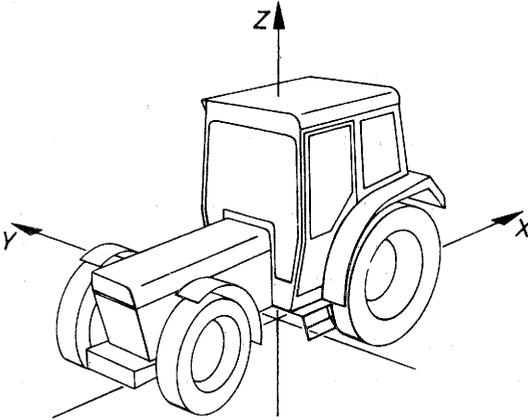
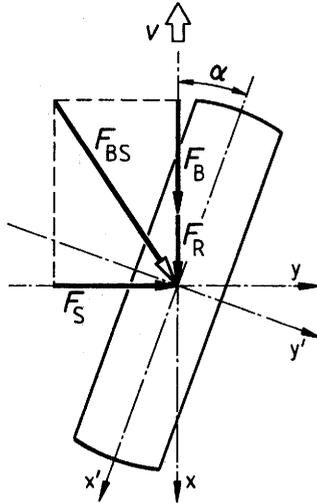


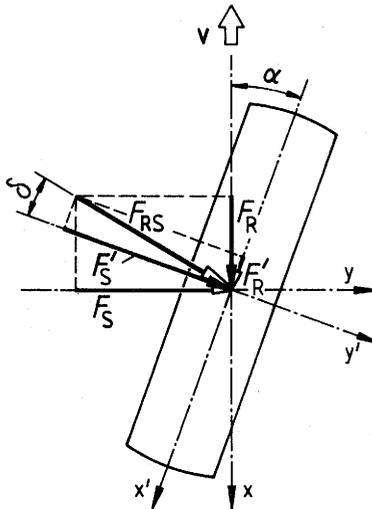
Bild 1: Referenz-Koordinatensystem für Straßenfahrzeuge nach ISO 4130 - 1978(E).

Bei einem Fahrzeug mit schräglaufenden Rädern können die Fahrzustände gebremstes Rad, rollendes Rad und getriebenes Rad unterschieden werden. In den Bildern 2 bis 4 sind die resultierenden Horizontalkräfte an Rädern mit rechtswirkendem Reifenschräglauf für diese Fahrzustände in vereinfachter Weise dargestellt.

Bei einem gebremsten und bei einem rollenden Rad wirkt die resultierende Horizontalkraft schräg von vorn auf das Rad, während beim angetriebenen Rad die Horizontalkraft von schräg hinten auf das Rad gerichtet ist.



**Bild 2:** Vereinfachte Darstellung der auf ein schräglauendes, gebremstes Rad wirkenden resultierenden Horizontalkraft  $F_{BS}$ .



**Bild 3:** Vereinfachte Darstellung der auf ein schräglauendes, rollendes Rad wirkenden resultierenden Horizontalkraft  $F_{RS}$  und die Zerlegung in die Kraftkomponenten im ISO - Referenz - Koordinatensystem  $xy$  (fahrtrichtungsbezogen) und im radrichtungsbezogenen Koordinatensystem  $x'y'$ .

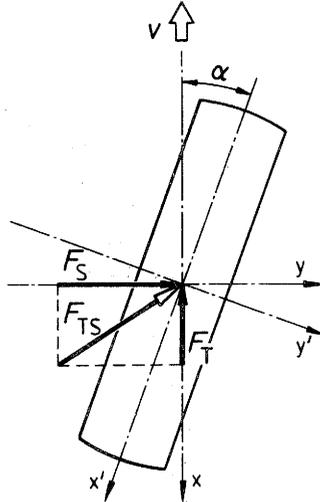


Bild 4: Vereinfachte Darstellung der auf ein schräglauflendes, angetriebenes Rad wirkenden resultierenden Horizontalkraft  $F_{TS}$ .

Die auf das schräglauflende Rad gerichtete resultierende Horizontalkraft wird gewöhnlich in ihre Komponenten zerlegt angegeben. Die Zerlegung kann sowohl bezüglich des ISO-Referenzkoordinatensystems  $xy$  (fahrtrichtungsbezogen) als auch im radrichtungsbezogenen Koordinatensystem  $x'y'$  erfolgen, Bild 3.

In den bisherigen Arbeiten sind die Meßergebnisse sowohl im fahrtrichtungs- als auch im radrichtungsbezogenen Koordinatensystem dargestellt worden, siehe Tabelle 1, Seite 22-23. Die Entscheidung für eines der beiden Koordinatensysteme hängt in der Regel von der verwendeten Meßeinrichtung ab. Meßnaben nehmen die Kraft- und Momentkomponenten im radrichtungsbezogenen Koordinatensystem auf, andere Meßeinrichtungen sind dagegen fahrtrichtungsbezogen ausgerichtet.

Die Angabe der auf ein schräglauflendes Rad wirkenden Kraftkomponenten im fahrtrichtungsbezogenen Koordinatensystem hat Vorteile bei der Beurteilung des Fahr- und Spurverhaltens eines Fahrzeugs, wohingegen die Kraftangaben im radbezogenen

Koordinatensystem für die Beanspruchung von Reifen und Rädern eine wichtige Beurteilungsgrundlage bilden.

Mit den folgenden Gleichungen können die Kraftkomponenten jedoch leicht von einem Koordinatensystem in das andere umgerechnet werden.

$$F_R' = F_R \cdot \cos \alpha - F_S \cdot \sin \alpha \quad (1)$$

$$F_S' = F_R \cdot \sin \alpha + F_S \cdot \cos \alpha \quad (2)$$

$$F_R = F_S' \cdot \sin \alpha + F_R' \cdot \cos \alpha \quad (3)$$

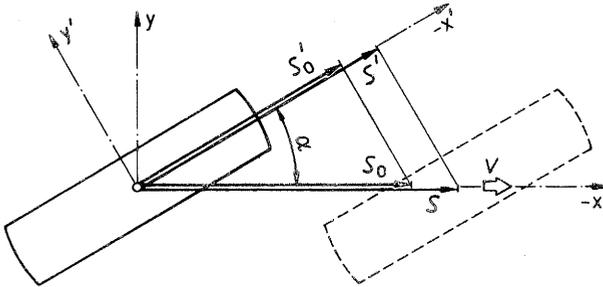
$$F_S = F_S' \cdot \cos \alpha - F_R' \cdot \sin \alpha \quad (4)$$

Der Winkel der resultierenden Horizontalkraft zur Radachse kann in Abhängigkeit des verwendeten Koordinatensystems mit folgenden Gleichungen aus Seitenkraft und Rollwiderstandskraft bestimmt werden:

$$\delta = \arctan \frac{F_R}{F_S} - \alpha \quad (5)$$

$$\delta = \arctan \frac{F_R'}{F_S'} \quad (6)$$

Ähnlich wie die Angabe der Radkräfte muß die Beurteilung der gebräuchlichen Schlupfdefinitionen für schräglauende Räder unter Berücksichtigung der verschiedenen Koordinatensysteme sehr differenziert vorgenommen werden. Den Bezug der Schlupfdefinitionen zum fahrt- und radrichtungsbezogenen Koordinatensystem  $xy$  und  $x'y'$  soll Bild 5 verdeutlichen. Für Räder mit gleichförmiger Vorwärtsbewegung wird der Reifenschlupf im allgemeinen als Unterschied zwischen Drehwinkeln bei bestimmtem Weg, die ein Rad einerseits bei Umfangskraftbeanspruchung, andererseits ohne diese zurücklegt, angegeben. Um eine einfache Darstellung zu erhalten, wurde als Basis der Schlupfdefinitionen der Unterschied zwischen Wegen bei gegebener Reifendrehbewegung gewählt. Der zurückgelegte Weg ohne Antrieb oder Bremsbeanspruchung ist mit  $s_0$ , der tatsächlich zurückgelegte Weg mit  $s$  bezeichnet.



**Bild 5:** Vereinfachte Darstellung des Bewegungsablaufes eines schrägläufigen, rollenden bzw. gebremsten Rades.

In Anlehnung an die geläufigen Schlupfdefinitionen für angetriebene Reifen ohne Schräglauf

$$\sigma_T = \frac{s_0 - s}{s_0} = 1 - \frac{s}{s_0} \quad (7)$$

und für gebremste Reifen ohne Schräglauf

$$\sigma_B = \frac{s_0 - s}{s} = \frac{s_0}{s} - 1 \quad (8)$$

(im Gegensatz zu (7) ergibt (8) negative Schlupfwerte)

wird der Schlupf rollender, schrägläufiger Reifen ebenfalls auf die Radebene bezogen angegeben, in der landtechnischen Literatur [37,38,49] sogar fälschlicherweise analog der Schlupfdefinition für getriebene Reifen:

$$\sigma_{T'} = 1 - \frac{s'}{s_0'} = 1 - \frac{s \cdot \cos \alpha}{s_0'} \quad (9)$$

Für rollende bzw. gebremste schräglaufernde Reifen muß die radrichtungsbezogene Schlupfdefinition vielmehr korrekt lauten:

$$\sigma_{B'} = \frac{s_0'}{s'} - 1 = \frac{s_0'}{s \cdot \cos \alpha} - 1 \quad (10)$$

Berücksichtigt man, daß ein schräglaufernder Reifen in Wirklichkeit den Weg  $s$  in Fahrtrichtung zurücklegt, und bei konstantem Schräglaufwinkel den theoretischen Weg  $s_0'$  in Radrichtung, müßte die Schlupfdefinition für rollende bzw. gebremste Reifen mit konstantem Schräglauf richtigerweise lauten:

$$\sigma_{B,\alpha} = \frac{s_0'}{s} - 1 \quad (11)$$

Zur Ergänzung die Schlupfdefinition für einen angetriebenen Reifen mit konstantem Schräglauf:

$$\sigma_{T,\alpha} = 1 - \frac{s}{s_0'} \quad (12)$$

Die Definitionen (11) und (12) entsprechen damit auch den meßtechnischen Gepflogenheiten, wonach für die Schlupfbestimmung in der Regel ein geschlepptes, zusätzliches Rad als Impulsgeber für  $s$  sowie ein Radsensor als Impulsgeber für  $s_0'$  verwendet werden.

### 1.3 Überblick über bisherige Arbeiten

Während das Verhalten von PKW- und LKW-Reifen auf starren Fahrbahnen im Schräglaufwinkelbereich von 0 Grad bis 12 Grad allein schon in deutschsprachigen Arbeiten ausführlich beschrieben wird [7-31], in [27] bei Lkw-Reifen sogar bis zu Schräglaufwinkel von 45 Grad, finden sich weltweit relativ wenig Untersuchungen über schräglauflende Reifen von landwirtschaftlichen Fahrzeugen, wie beispielsweise AS-Treibradreifen, AS-Frontreifen, MPT- und Implement-Reifen, auf nachgiebigen und starren Fahrbahnen. In Tabelle 1, Seite 22-23, sind alle experimentellen Untersuchungen zusammengestellt, bei denen die auf schräglauflende, nicht angetriebene und gebremste landwirtschaftliche Reifen wirkende Kräfte, und teilweise auch Momente, bestimmt wurden.

Kremer und Söhne [32] verwendeten die 1957 noch weit verbreiteten Eisenräder von landwirtschaftlichen Geräten, um auf unterschiedlichen Böden deren Schräglaufverhalten zu ermitteln. Sie kommen damit auf tendenziell ähnliche Seitenkraft- und Rollwiderstandsverläufe, wie dies auch heute Messungen mit Luftreifen ergeben.

Auf Grasland beschränkt, untersuchte Phillips [33] parallel zu einem Eisenrad einen Luftreifen bis zu extremen Schräglaufwinkeln von 85 Grad. Als Versuchseinrichtung benutzte er eine durch zwei Seile gezogene Plattform, wobei aus den bekannten Richtungen von zwei Abstützseilen und mit dem bekannten Belastungsgewicht die resultierende Kraft auf das schräglauflende Rad bestimmt werden konnte. Die ohne elektronischen Meßaufwand durchführbaren Versuche ergaben einen steilen Anstieg der Seitenkraft mit einem Maximum bei etwa 15 Grad Reifenschräglauf und einen langsamen Abfall auf Null bei 90 Grad Schräglaufwinkel. Der Rollwiderstand nahm kontinuierlich bis 80 Grad Reifenschräglauf zu. Als Besonderheit stellte Phillips fest, daß der Richtungswinkel der resultierenden Horizontalkraft zur Reifenachse mit zunehmendem Schräglaufwinkel bis in den Bereich negativer Werte abnimmt.

Die wohl umfassendste Untersuchung eines schräglaufenden landwirtschaftlichen Reifens (7.00-16) auf starren Fahrbahnen wurde von Ipek [34] durchgeführt. Mit einer Sechs-Komponenten-Meßeinrichtung konnte er drei Kräfte und drei Momente in Abhängigkeit verschiedener Radlasten, Reifeninnendrucke und Radsturzeinstellungen bestimmen. Mit den Ergebnissen der Seitenkraft- und Lenkmomentmessungen war er in der Lage, das Gough-Diagramm sowohl in Abhängigkeit des Schräglaufwinkels als auch in Abhängigkeit des Sturzwinkels darzustellen. Die Reifen 10-28 dienten ihm dazu, den Stolleneinfluß auf den Seitenkraftaufbau auf starrer Fahrbahn aufzuzeigen.

Taylor und Birtwistle [35, 36] führten Sechs-Komponenten-Messungen sowohl auf festen Ackeroberflächen und auf einer Asphaltstraße, als auch in der Pflugfurche durch. Entsprechend ihrer Aufgabenstellung interessierte sie nicht nur das Kraftübertragungsverhalten von schräglaufenden Rädern, sondern auch dessen Abhängigkeit vom Reifensturz. Wie Phillips [33] stellten sie die Änderung des Richtungswinkels der resultierenden Horizontalkraft zur Reifenachse mit ansteigendem Schräglaufwinkel dar [36] und zeigten darüber hinaus das Verhältnis der Seitenkraft zum Rollwiderstand auf [35], das eine Art Wirkungsgrad der seitlichen Kraftabstützung darstellt. Das Optimum fanden sie zwischen 4 Grad und 7 Grad Schräglaufwinkel. Als einzige machen sie zudem Angaben über das Ansprechverhalten (cornering stiffness) der schräglaufenden Reifen.

Schwanghart [37] erweiterte die Untersuchung des Kraftübertragungsverhaltens schräglaufernder Traktorfront- und Implement-Reifen in lockerem Ackerboden in der Bodenrinne um die Darstellung der Einsinkung und des Reifenschlupfes. Wie teilweise schon Ipek [34] normierte er bei der Darstellung der Meßergebnisse die Kraftangaben, indem er diese auf die Radlast bezogen angibt. Als Besonderheit ist festzuhalten, daß Schwanghart den Reifenschlupf der schrägrollenden Reifen mit der Schlupf-Gleichung (9) für getriebene Reifen ermittelte.

Autoren	Reifen	Fahrbahn	Radlast FN (kN)	Reifen- innen- druck F <sub>i</sub> (bar)	Geschwin- digkeit v (m/s)	max. Schräg- laufwin- kel α <sub>max</sub> (°)	Koord. bezugs- system	Darstellung
Kremer, Söhne (1957) [32]	Eisenräder (versch. Abmessungen)	Stoppelacker acker - gepflügt - geseggt - gebrübelt Wiese starre Fahrbahn	0,5 bis 2,0	-	k.A.	15	xy	F <sub>S</sub> (α) F <sub>R</sub> (α) F <sub>S</sub> (F <sub>N</sub> ) F <sub>R</sub> (F <sub>N</sub> ) z <sub>S</sub> (α)
Phillips [33] (1959)	6.00-16 Imp Eisenrad	Wiese	0,45 bis 5,4	k.A.	2,2	85	xy	F <sub>S</sub> (α, F <sub>N</sub> ) F <sub>R</sub> (F <sub>S</sub> ) F <sub>R</sub> (α, F <sub>N</sub> ) δ(α)
ipek (1963) [34]	7.00-16 Imp --- 10-28 AS 10-28 AS ohne Profil	Asphalt Blech	3,4 bis 9,8	3,0 2,5 2,0 - 0,8	1,1	10,5	xy	F <sub>R</sub> (F <sub>N</sub> ) F <sub>S</sub> (α) F <sub>S</sub> (F <sub>N</sub> ) C <sub>R</sub> (F <sub>N</sub> ) M <sub>L</sub> (α) F <sub>S</sub> (M <sub>L</sub> ) M <sub>J</sub> (α)
Taylor, Birtwistle [35] (1963)	7.50-16 Imp 8 PR 7.50-16 Imp 6 PR	Stoppelacker Pflurfurche Asphalt	4,8 bis 7,3	2,1 2,75 3,1	1,3	15	xy	F <sub>S</sub> (α) F <sub>R</sub> (α) F <sub>S</sub> (β) F <sub>R</sub> (β)
Taylor, Birtwistle [36] (1966-67)	7.50-16 Imp 6 PR 7.50-16 Compactor 7.50-16 AS	Stoppelacker Pflurfurche	4,0 bis 6,7	2,75 4,83	1,3	15	xy	F <sub>S</sub> (α) F <sub>S</sub> (β) F <sub>R</sub> (α) F <sub>R</sub> (β) M <sub>S</sub> (α) M <sub>L</sub> (α) M <sub>J</sub> (α) δ(α)
Schwanghart [37] (1967)	5.50-16 AS-Front 6.00-20 AS-Front versch. 4.00-Reifen	Bodenrinne	0,7 bis 4,0	1,0	k.A.	30	xy	F <sub>S</sub> (α) F <sub>S</sub> (F <sub>N</sub> ) F <sub>R</sub> (F <sub>N</sub> ) F <sub>S</sub> (F <sub>N</sub> ) F <sub>R</sub> (F <sub>N</sub> ) C <sub>S</sub> (α) C <sub>R</sub> (α) z <sub>S</sub> (F <sub>N</sub> )
Graenko [38] (1975)	6.00-16 AS 6 PR	3 versch. Stoppel- acker	2,5	k.A.	0,4 bis 0,55	40	x'y'	F <sub>S</sub> (α) F <sub>R</sub> (α)
Kraft, Phillips [39] (1975)	5.00-5 7.00-6 8.50-10	Bodenrinne	0,5 bis 0,65 - 2,5 bis 7,1	k.A.	k.A.	20	x'y'	C <sub>S</sub> (α) C <sub>R</sub> (α)

McAllister, Gee-Clough, Evernden [1981] [40]	12.0 R. 18 Imp	Stoppelacker	10	1,0	1,0	x'y'	$c_s(\alpha)$ $c_{smax}(\alpha)$ $c_{p0}(\alpha)$	$c_R(\alpha)$
Gee-Clough, Samer [1981] [41]	4.00-8 Imp ohne Profil	Bodenrinne (versch. Bodenfestigkeiten)	0,15 bis 1,0	0,55 1,17		x'y'	$c_s(\alpha)$ $c_g/c_R(\alpha)$ $c_s^*(\alpha)$ $c_{sp}(\alpha)$	$c_R(\alpha)$ $c_R(\alpha)$ $c_{smax}(\alpha)$ $c_{sp}(\alpha)$
Schwanghart [1981] [42]	7.50-18 AS-Front 6.50-20 AS	Straße -nass -trocken Feldweg Kiesweg Wiese Acker -trocken -gegrubbert -gepflügt	0,9 bis 5,5	k.A.	k.A.	xy	$F_S(F_N)$ $F_R(F_N)$ $c_s(\alpha)$	$F_R(F_N)$ $c_R(\alpha)$
Ulrich [1963] [5]	7.50-18 AS-Front	Straße	4 bis 14	1,0 1,5 2,5	k.A.	x'y'	$F_S(\alpha)$	
Schwanghart, Rott [1984] [43]	12.5/80-18 Imp 7.50-18 AS-Front 38x20.00-16.1 Terra	Kiesweg Stoppelacker Maisstoppel Acker -gegrubbert Wiese	1,5 bis 8,5	1,0	1,4	xy	$F_S(\alpha)$ $c_s(\alpha)$ $F_S/F_R(\alpha)$	$F_R(\alpha)$ $c_R(\alpha)$
Schwanghart [1987] [44]	12.5/80-18 Imp 7.50-18 AS-Front 38x20.00-16.1 Terra	Asphalt	1,3 bis 6,7	1,0	1,4	xy	$F_S(\alpha)$ $c_s(\alpha)$	$c_R(\alpha)$
Agarwella, Gee-Clough [1987] [45]	5.00-12 als AS-Front Leicht-IRW Cage-Wheels (offene Eisenräder mit Querstreifen)	Bodenrinne - trockener Boden - überschwemmter Boden	0,5 bis 1,0	k.A.	k.A.	x'y'	$c_s(\alpha)$	$c_R(\alpha)$

pi (1 bar = 100 kPa)

k.A. ... keine Angaben

**Tabella 1:** Zusammenstellung der Versuchsparameter und der Darstellung der Ergebnisse von Schräglaufversuchen rollender landwirtschaftlicher Reifen

Während die von Grecenko [38] angegebenen Seitenkraft- und Rollwiderstandsverläufe eines schräglaufenden Ackerschlepperreifens mit Stollenprofil auf Ackeroberflächen gemessen wurden, stammen die Ergebnisse von Kraft und Phillips [39] aus Versuchen auf Sand- und Lehmböden in Bodenrinnen. Die Darstellung der im Hinblick auf langsame Flugzeugmanöver gewonnenen Versuchsergebnisse erfolgte bei Kraft und Philipps jedoch nur in Form von Kurvenbereichen.

McAllister u.a. [40], wie auch Gee-Clough und Sommer [41], ging es bei ihren Versuchen darum, das Kraftübertragungsverhalten schräglauferender Reifen in Abhängigkeit sogenannter Mobilitätskennzahlen darzustellen. Die Mobilitätskennzahlen erhält man durch Dimensionsanalyse und Verknüpfung der geometrischen Reifendaten mit bestimmten physikalischen Bodeneigenschaften.

Der Schwerpunkt der Untersuchungen von Schwanghart lagen in [42] bei der Darstellung des Seitenkraft- und Rollwiderstandverhaltens zweier Reifen auf unterschiedlichen Fahrbahn- und Bodenverhältnissen, und in [43] stand die Untersuchung des Profileinflusses gleich großer Reifen auf verschiedenen landwirtschaftlichen Fahrbahnoberflächen, in [44] auf Asphalt, im Mittelpunkt. Beim Vergleich der Arbeiten fällt auf, daß beispielsweise für einen AS-Front-Reifen auf Wiese ein maximaler Seitenkraftbeiwert von 0.5 bei 15 Grad Schräglaufwinkel angegeben wird [42], ein vergleichbarer AS-Front-Reifen in [43] dagegen den sehr viel größeren Wert von ca. 1.1 bei 25 Grad erreichte.

Bei den experimentellen Untersuchungen von Ulrich [5] über schräglaufernde AS-Lenkreifen stand trotz einer selbstentwickelten Fünf-Komponenten-Meßnabe nur das Seitenkraftverhalten auf starren Fahrbahnen im Vordergrund. Wie Ipek [34] berücksichtigte er bei seinen Messungen unterschiedliche Reifenluftdrücke.

Die wenigen mathematischen Modelle, die bis heute entwickelt wurden, um das Kraftübertragungsverhalten von schräglaufenden Reifen auf nachgiebigem Boden vorherzusagen [49-52], werden von Plackett [50] und Crolla u.a. [52] zusammengefaßt und miteinander verglichen, wobei in [51] die bestehenden Modelle um ein praktikableres Modell ergänzt werden. Bemerkenswert ist vor allem, daß die mathematischen Modelle die Vorhersage der Längs- und Seitenkräfte von gelenkten, gebremsten und angetriebenen Reifen unter Berücksichtigung von Schräglaufwinkel, Trieb- und Bremsschlupf ermöglichen, obwohl für angetriebene bzw. gebremste landwirtschaftliche Reifen noch sehr wenig Meßergebnisse vorliegen [46-48].

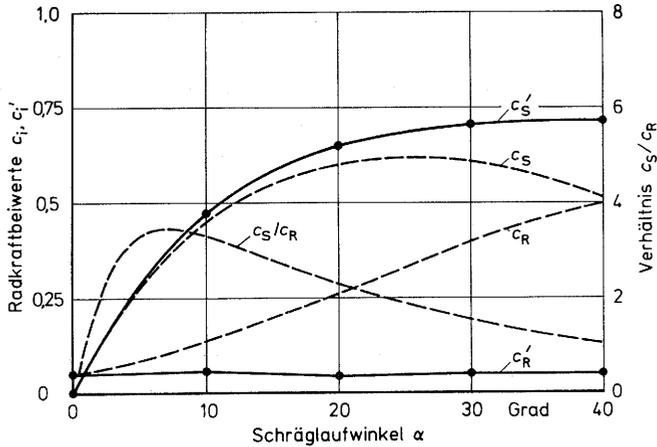
Alle bisherigen Untersuchungen über das Schräglaufverhalten von rollenden landwirtschaftlichen Reifen auf starren und nachgiebigen Fahrbahnen beschränken sich auf den stationären Fahrzustand, bei dem die Reifen zur Spurhaltung mit konstantem Schräglaufwinkel zur Fahrtrichtung abrollen. Ein Grund dafür ist die einfache Versuchsmethodik, mit der das stationäre Schräglaufverhalten ermittelt werden kann. Im Gegensatz dazu galt ein Schwerpunkt der Untersuchung von Pkw- und Lkw-Reifen auf starren Fahrbahnen in den letzten Jahren dem instationären Schräglauf, wobei die Ermittlung der Seitenkraftantwort bei schnell verändertem Reifenschräglauf im Mittelpunkt des Interesses stand [19-22,25,26,29,31].

Bei den in Tabelle 1 aufgeführten experimentellen Untersuchungen mit schräglaufenden Reifen ist weiter auffallend, daß nur Reifen mit relativ kleinen Halbmessern Verwendung fanden. Dies ist deshalb nicht verwunderlich, da größere Reifenhalmesser entsprechend größere Sturzmomente bei Reifenschräglauf verursachen und somit an die Versuchseinrichtung und die Meßaufnehmer erheblich größere Anforderungen gestellt werden. Es ist zudem festzustellen, daß in keiner Untersuchung der Einfluß des Reifenauslastungsgrades für die Versuchsdurchführung Berücksichtigung fand.

Die meisten Arbeiten wurden auf realen Fahrbahn- und Bodenoberflächen durchgeführt. Versuche in der Bodenrinne bieten dagegen den Vorteil, unter reproduzierbaren Bodenbedingungen viele Meßreihen durchführen zu können. Gee-Clough und Sommer [41] haben diesen Vorzug genutzt, um Schräglaufversuche, allerdings an sehr kleinen profillosen Reifen, mit vier verschiedenen Bodenfestigkeiten zu realisieren. Der Nachteil von Bodenrinnenversuchen besteht jedoch darin, daß die Bodeneigenschaften in Bodenrinnen mit den meisten realen Bodenverhältnissen nicht übereinstimmen und in Bodenrinnen nur ungewachsene Böden zum Einsatz kommen können.

Der direkte Vergleich der Meßergebnisse der vorgestellten Untersuchungen wird durch die Tatsache erschwert, daß die Ergebnisse in unterschiedlichen Koordinatensystemen dargestellt wurden. Das Schräglaufverhalten im fahrtrichtungsbezogenen Koordinatensystem zeigt mit zunehmendem Schräglaufwinkel einen anderen Verlauf als dasjenige im radrichtungsbezogenen Koordinatensystem, Bild 6. Da im fahrtrichtungsbezogenen Koordinatensystem der Rollwiderstandsbeiwert  $c_R$  mit zunehmendem Schräglaufwinkel  $\alpha$  ansteigt, ergibt sich nur in diesem Koordinatensystem das bei [35] und [43] erwähnte typische Maximum des Verhältnisses  $c_S/c_R$  zwischen 5 Grad und 10 Grad Reifenschräglauf.

Eine Möglichkeit, die Untersuchungsergebnisse untereinander vergleichbar zu machen, besteht neben der Umrechnung von einem Koordinatensystem in das andere darin, die Seiten- und Rollwiderstandskraft bezogen auf die Radlast anzugeben. Diese Darstellungsart hat sich deshalb in den letzten Jahren allgemein durchgesetzt [34,37, 39-45].



**Bild 6:** Darstellung von Seitenkraft- und Rollwiderstandsbeiwerten in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel im radrichtungsbezogenen Koordinatensystem ( $c_s', c_r'$ ) nach Grecenko [38] und davon abgeleitet im fahrtrichtungsbezogenen Koordinatensystem ( $c_s, c_r$ ), sowie die Darstellung des Verhältnisses  $c_s/c_r$ .

#### 1.4 Ziele der Arbeit

Die Lenkvorgänge von landwirtschaftlichen Fahrzeugen und Mehrachsanhängern zur Änderung der Fahrtrichtung sind als instationäre Fahrzustände anzusehen, weil sich der Reifenschräglauf hierbei ständig ändert. Weil über das instationäre Schräglaufverhalten der Reifen landwirtschaftlicher Fahrzeuge auf starren und nachgiebigen Fahrbahnen noch keine Informationen vorliegen, ist ein wichtiges Ziel dieser Arbeit, mit einer geeigneten Versuchseinrichtung das instationäre Schräglaufverhalten rollender landwirtschaftlicher Reifen experimentell festzustellen und mit dem stationären Reifenschräglauf zu vergleichen.

Beim Vergleich von stationärem und instationärem Reifenschräglauf soll nicht nur die Untersuchung des Kraftübertragungsverhaltens (Seitenkraft, Rollwiderstand) im Vordergrund stehen, sondern im Hinblick auf die Belastung der Radaufhängung und der Lenkung eines Fahrzeuges mit Reifenschräglauf ist auch die Untersuchung der auftretenden Momente (Lenk- und Sturzmoment) als Zielvorgabe vorgesehen. Weiterhin soll das Lenken im Stand, das als Sonderfall des instationären Reiferverhaltens angesehen werden kann, experimentell untersucht werden.

Zur Ergänzung der bekannten Untersuchungen über stationär schrägrollende Reifen mit relativ kleinen Abmessungen ist als weiteres Ziel der Arbeit der Einfluß nicht nur von unterschiedlichen landwirtschaftlichen Reifen, sondern auch von verschiedenen großen Reifen auf das Schräglaufverhalten festzustellen. Neben der Möglichkeit, die Radlast zu variieren, sollen die Schräglaufversuche zudem mit unterschiedlichen Reifeninnendrücken und Reifenauslastungsgraden durchgeführt werden.

Der Betrieb landwirtschaftlicher Fahrzeuge ist im Normalfall auf 25 oder 30 km/h Fahrgeschwindigkeit beschränkt. Auf landwirtschaftlichen Nutzflächen bewegen sich die Fahrzeuge jedoch mit sehr viel langsameren Fahrgeschwindigkeiten im Bereich unter 10 km/h. Aus diesem Grund ist es ausreichend, das Schräglaufverhalten landwirtschaftlicher Reifen in diesem niedrigen Geschwindigkeitsbereich zu untersuchen.

Als Mangel der bisherigen Untersuchungen ist die Darstellung des Kraftübertragungsverhaltens schräglaufer Reifen anzusehen, das entweder in fahrtrichtungsbezogenen oder in radrichtungsbezogenen Kraftkomponenten angegeben wird. Aus diesem Grund soll die Darstellung der wichtigsten Ergebnisse der Untersuchungen in beiden Koordinatensystemen erfolgen.

Da die Schlupfdefinition nach Gleichung (9) für getriebene Reifen in der bisherigen Literatur auch für schrägrollende Reifen verwendet wurde [37,38,49], soll eine weitere Untersuchung zeigen, welche Abweichungen die unterschiedlichen Schlupfbestimmungsmöglichkeiten am Beispiel schrägrollender Reifen im Schlupfverlauf bewirken. Die Ergebnisse von Schlupfmessungen sollen deswegen radrichtungsbezogen nach Gleichung (9) und Gleichung (10), und um den Unterschied zwischen radrichtungsbezogener Schlupfbestimmung und der Schlupfbestimmung aufzuzeigen, die den tatsächlichen Bewegungsverhältnissen eines schräglaufenden Reifens entspricht, auch nach Gleichung (11) und (12) ausgewertet werden.

Die aufgeführten Ziele der Arbeit machen eine Versuchseinrichtung notwendig, deren wichtigste Eigenschaft das stufenlose Verändern des Schräglaufwinkels sein muß, zusätzlich ausgestattet mit der Möglichkeit, auch stationären Reifenschräglauf mit konstantem Schräglaufwinkel zu ermöglichen. Neben unterschiedlichen Radlasten sollte der Einsatz verschieden großer landwirtschaftlicher Reifen im Bereich kleiner Fahrgeschwindigkeiten bis 10 km/h vorgesehen werden können. Die Meßeinrichtung muß so geschaffen sein, daß nicht nur die Radkraftkomponenten (Radlast, Seitenkraft, Rollwiderstand), sondern auch Lenk- und Sturzmoment in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel beim Einsatz sowohl auf starren als auch unebenen und nachgiebigen landwirtschaftlichen Fahrbahnen registriert werden können. Nicht zuletzt soll mit dieser Versuchseinrichtung auch die Untersuchung des Lenkmomentes beim Lenken im Stand und die Messung des Schlupfverhaltens schräglaufer Reifen möglich sein.

## 2. VERSUCHS- UND MESSEINRICHTUNGEN

### 2.1 Versuchsanhänger mit kontinuierlicher Radverstellung

Eine wichtige Voraussetzung für die experimentelle Untersuchung von schräglaufenden Reifen sowohl auf starren als auch auf nachgiebigen Fahrbahnen ist eine möglichst exakte Spurhaltung der Versuchseinrichtung. Dies ist deshalb bedeutend, da alle Meßergebnisse in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel dargestellt werden. Als Versuchseinrichtung wurde aus diesem Grunde ein Einachsanhänger konzipiert mit der Besonderheit, daß die Räder im Stand oder während der Fahrt gegeneinander bis 45 Grad Schräglaufwinkel eingelenkt werden können, Bild 7. Durch die gegenläufige Lenkbewegung wird erreicht, daß die an den Versuchsreifen auftretenden Seitenkräfte sich bei gleichem Kraftschlußverhalten gegenseitig kompensieren. Da jedoch in den seltensten Fällen die Fahrbahnbeschaffenheit und somit das Kraftübertragungsverhalten an beiden schräglaufenden Reifen identisch ist, wurde zusätzlich eine Verspannungsmöglichkeit zwischen Zugschlepper und Versuchsanhänger mittels einstellbaren Stahlketten vorgesehen.

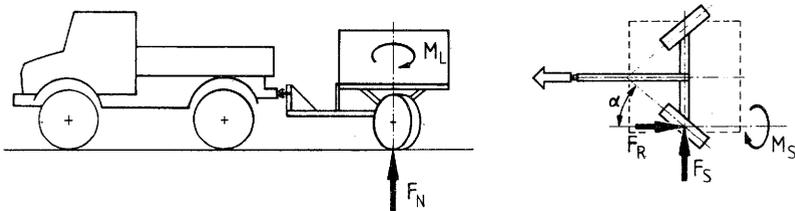


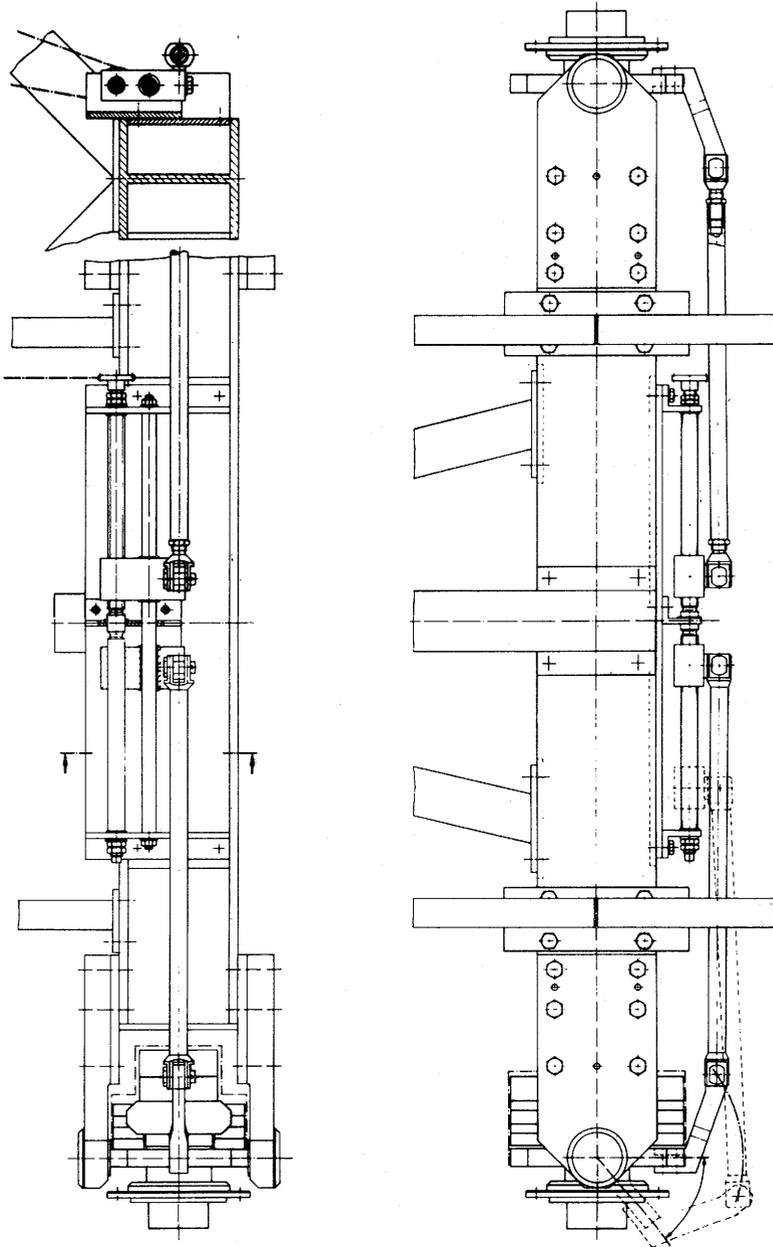
Bild 7: Gezogener Versuchsanhänger mit schräglaufenden Rädern.

Die gestellten Anforderungen an eine Versuchseinrichtung für schrägrollende Reifen machte eine stufenlose, kontinuierliche Schräglaufwinkelverstellung notwendig. Dies wurde mit einem Verstellantrieb verwirklicht, der aus einem Hydraulikmotor mit kombiniertem Untersetzungsgetriebe bestand und von der Schlepperkabine aus in zwei Drehrichtungen zu bedienen war. Die Verstellgeschwindigkeit konnte durch den Einbau eines einstellbaren Drosselventils in die Hydraulikleitung von 0 bis 15 Grad/Sekunde verstellt werden. Die gegenläufige Lenkbewegung der Räder wurde erreicht, indem der Verstellmotor über einen Kettentrieb auf eine hinter der Anhängerachse angeordnete Gewindespindel mit Rechts- und Linksgewinde wirkt, Bild 8, wodurch sich die zur Anhängerlängsachse symmetrisch angeordneten Lenkstangen gleichmäßig voneinander weg bzw. zueinander bewegen lassen.

Die Längsbewegung der Lenkstangen wird an jedem Achsende in eine Drehbewegung der Achsschenkelplatte umgesetzt. In Fahrtrichtung gesehen auf der rechten Achsseite ist der Radlagerzapfen direkt mit der Achsschenkelplatte verschraubt, wohingegen am linken Achsende der Radlagerzapfen über eine Kraft- und Moment-Meßeinrichtung mit der Achsschenkelplatte verbunden ist, Bild 9.

Die Anhängerachse, bestehend aus einem breiten Profilstahl IPB 200 mit parallelen Flanschflächen und aufgeschraubten Verlängerungsplatten zur Aufnahme der Achsschenkellagerung wurde besonders verwindungs- und biegesteif ausgeführt. Große Achslasten (bis 40 kN) und damit verbunden große Wirkkräfte und Momente auf die Radaufhängung sollten möglichst keine Verformung des Achskörpers bewirken.

Auf das Achsprofil stützt sich ein Behälter ab, der mit unterschiedlich großen Kiesfüllungen für verschiedene Radbelastungen vorgesehen ist. Die Ballastierung der Achse wurde so ausgelegt, daß sich als Stützlast auf die Anhängerkupplung lediglich 1 kN ergab und somit beinahe die ganze Anhänger-masse als Radlast wirksam wurde.



**Bild 8:** Ansicht der Achse des Versuchsanhängers mit Schräglaufverstellorganen,  
von hinten und von oben gesehen.

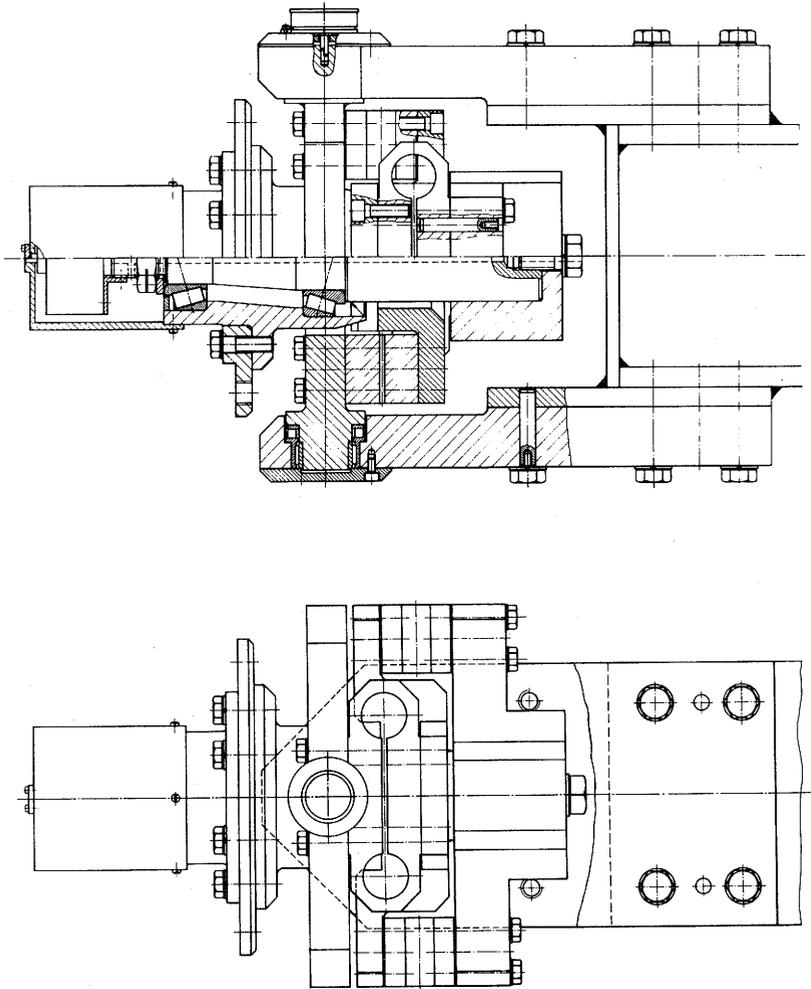


Bild 9: Ansicht der Meßnabe von hinten (im Halbschnitt) und von oben, dargestellt ohne Abdeckgehäuse.

Die in Fahrtrichtung betrachtet linke Radlagerung wurde als Meßnabe (Meßachsschenkel) ausgebildet. In Bild 9 erkennt man, daß die Radlagerung und der Meßradbefestigungsflansch auf der linken Seite der Achsschenkelplatte angeordnet sind. Der Radlagerzapfen wird durch eine Aussparung der Achsschenkelplatte und durch die Fünf-Komponenten-Kraft- und Moment-Meßeinrichtung geführt und ist in einen breiten Flansch gepreßt, der auf der rechten Seite der Achsschenkelplatte durch Verschrauben und Zentrierung mit Zylinderstiften die Verbindung zwischen Radnabe und Meßeinrichtung herstellt. Die Kraft- und Moment-Meßeinrichtung ist in gleicher Weise mit der Achsschenkelplatte verbunden. Mit dieser Anordnung von Radlagerung und Meßeinrichtung konnte ein Lenkrollhalbmesser erreicht werden, der je nach Einpresstiefe der verwendeten Räder zwischen 10 mm ( $e = 58$  mm) und 68 mm ( $e = 0$  mm) beträgt, und somit im Bereich der Werte von Schlepperlenkrädern liegt.

Zur Messung des Schräglaufwinkels wurde das Gehäuse eines Ringpotentiometers über der oberen Achsschenkelplattenlagerung auf das Achsende befestigt, Bild 9. Die Potentiometerwelle greift in den Lagerzapfen der Achsschenkelplatte ein und wird bei einer Drehbewegung von diesem mitgenommen.

Der zur Schlupfbestimmung vorgesehene optoelektrische Sensor (360 Impulse je Umdrehung) zur Messung der Meßreifendrehimpulse wurde am Ende des Radlagerbolzens angebracht, wobei die Welle des Impulsgebers vom Nabengehäuse angetrieben wird, Bild 9. Zur Messung des schlupfflos zurückgelegten Weges in Fahrtrichtung dient ein zusätzliches, geschlepptes Rad, Bild 10, das über eine Parallelogrammführung und ein Kreuzgelenk mit dem Meßanhänger verbunden und ebenfalls mit einem optoelektrischen Drehimpulsgeber (180 Impulse je Umdrehung) ausgestattet ist.

Die Spannungsversorgung des Ringpotentiometers zur Schräglaufwinkelmessung und der beiden Sensoren zur Bestimmung der Rad-

drehimpulse wurde von einer separaten 12 V-Fahrzeugsbatterie gewährleistet, während die Fünf-Komponenten-Kraft- und Moment-Meßeinrichtung von der Fahrzeugbatterie des Zugfahrzeuges gespeist wurde.



Bild 10: An den Versuchsanhänger angelenktes zusätzliches Rad zur Fahrgeschwindigkeits- und Schlupfmessung.

## 2.2 Fünf-Komponenten-Kraft- und Momentmeßeinrichtung

Die vollständige Erfassung des Kraftübertragungsverhaltens von nicht angetriebenen, schräglaufenden landwirtschaftlichen Reifen macht eine Meßeinrichtung erforderlich, die neben den horizontalen und vertikalen Radkräften auch Sturz- und Lenkmomente bei stationären und instationären Fahrzuständen erfaßt. Die wichtigsten Anforderungen an eine Fünf-Komponenten Meßeinrichtung für die Untersuchung schräglauferender Reifen sind

- übersprechfreie Messung der Kraft- und Momentkomponenten
- Kraft- und Momentmessung unabhängig vom Kraftangriffspunkt
- kein Einfluß durch Reibung und Temperatur
- hohe Eigenfrequenz der Meßeinrichtung
- kompakte Abmessungen für eine problemlose Anpassung an das Meßobjekt
- einfache konstruktive Gestaltung im Hinblick auf Fertigung und Kosten.

Die für Fünf-Komponenten-Messungen angebotenen Meßnaben der Firmen Schenck [53] und Kistler [54] weisen neben sehr hohen Investitionskosten den Nachteil relativ großer Abmessungen, die Meßnabe von Kistler (Quarzkristallaufnehmer) zusätzlich ein sehr großes Gewicht auf. Für die vorgesehene Lösung einer Meßnabe mit der räumlichen Trennung von Radlagerung und Kraft- und Momentaufnehmern wurde deshalb unter Berücksichtigung der oben angeführten Anforderungen eine eigenständige Meßeinrichtung entwickelt.

Ein Vergleich der verschiedenen Verfahren und Aufnehmerbauarten ließ eine Kraft- und Momenterfassung mit Dehnmeßstreifen besonders im Hinblick auf die Kostenfrage und die Verwendungsmöglichkeit vorhandener Geräte zur Signalverarbeitung geeignet erscheinen. Für die Kraft- und Momentmessung mit DMS kommen 3 Bauformen von Mehrkomponentenaufnehmern in Frage:

- Aufnehmer mit Entkoppelungsstäben [46,60]
- Aufnehmer mit dem Speichen-Nabe-Prinzip [53,55-61]
- Aufnehmer mit Oktagonalelementen [5,63,65-67]

Das Prinzip der Entkoppelungsstäbe ermöglicht eine weitreichende Komponententrennung, indem nur Zug/Druckkräfte auf geeignet angeordnete Meßfedern übertragen werden. Aufnehmer mit Entkoppelungsstäben erreichen somit eine hohe Meßgenauigkeit, jedoch ist der Fertigungsaufwand sehr hoch und zudem ein großes Bauvolumen notwendig.

Vorteile bezüglich Fertigungsaufwand und Kompaktheit haben Aufnehmer mit dem Speichen-Nabe-Prinzip aufzuweisen. Aufgrund sich überlagernder Spannungszustände tritt bei ihnen ein unzulässig hohes Übersprechen ein, das eine elektronische Kompensation notwendig macht, wozu aufwendige Kalibrierversuche notwendig werden.

Die Verwendung von Oktogonal-Meßelementen erlaubt für Drei- und Fünf-Komponenten-Meßaufgaben eine kompakte Bauform und eine einfache Fertigung. Durch ihr Verformungsverhalten wird bereits eine weitestgehende Komponententrennung erreicht, wodurch ein nahezu übersprechfreies Meßverhalten erwartet werden kann. Die Fünf-Komponenten-Meßeinrichtung wurde daher mit Oktogonal-Elementen verwirklicht.

### 2.2.1 Aufbau und Wirkungsweise

Für Meßaufgaben von zwei senkrecht zueinander gerichteten Kräften und einem Moment um die verbleibende Wirkrichtung eignen sich besonders "erweiterte" Ringaufnehmer und "erweiterte" Oktogonal-Aufnehmer. Oktogonal-Meßelemente haben dabei den Vorzug einfacherer und genauerer Herstellung. Bei beiden Aufnehmerbauarten beruht die eindeutige Entkoppelung senkrecht zueinander gerichteter Kraftkomponenten auf der Elastizitätstheorie dünner Kreisringe [62-64], deren Spannungsverlauf bei getrennter radialer und tangentialer Belastung in Bild 11 dargestellt ist. Werden in den dehnungsfreien Punkten A und B ("Nullpunkte") DMS appliziert, wird in Punkt A bei Winkel  $\varphi_A = 90$  Grad nur die radiale Belastung, aber keine Tangentialbelastung erfaßt. Gerade umgekehrt ist

es in Punkt B unter dem Winkel  $\varphi_B = 39,5$  Grad. Eine weitere Applikation eines DMS bietet sich im Punkt A an, um ein Moment bezüglich des Kreisringmittelpunktes zu messen.

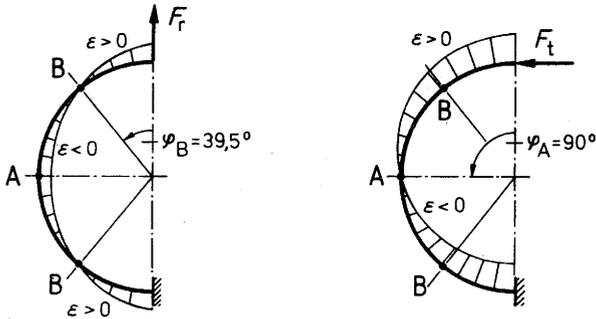
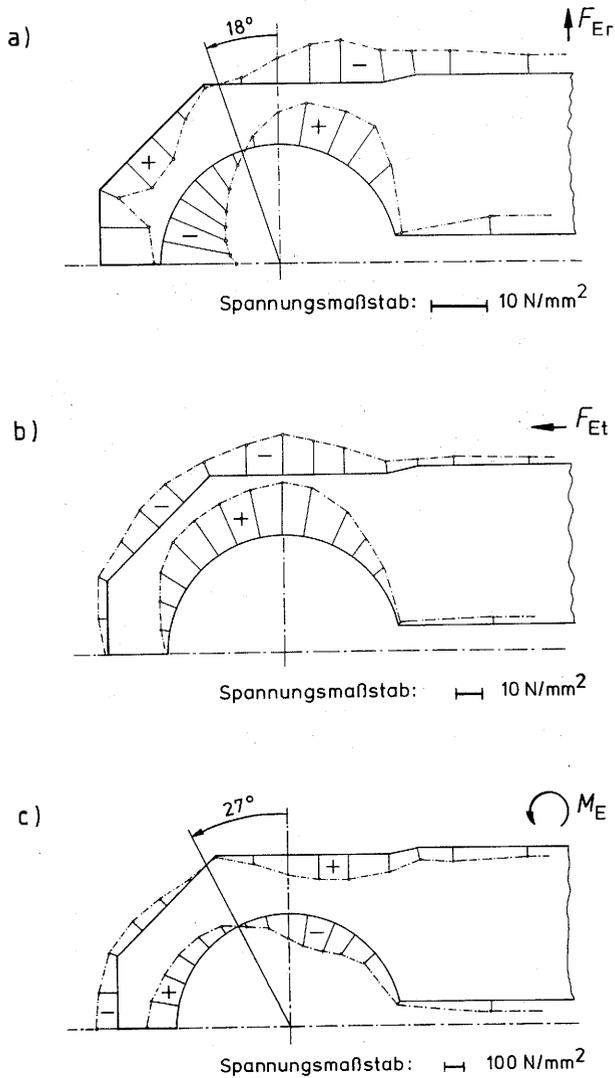


Bild 11: Dehnungsverlauf auf der Kreisringaußenseite bei radialer (links) und tangentialer (rechts) Belastung.  $\epsilon > 0$ : Dehnung,  $\epsilon < 0$ : Stauchung [62,63].

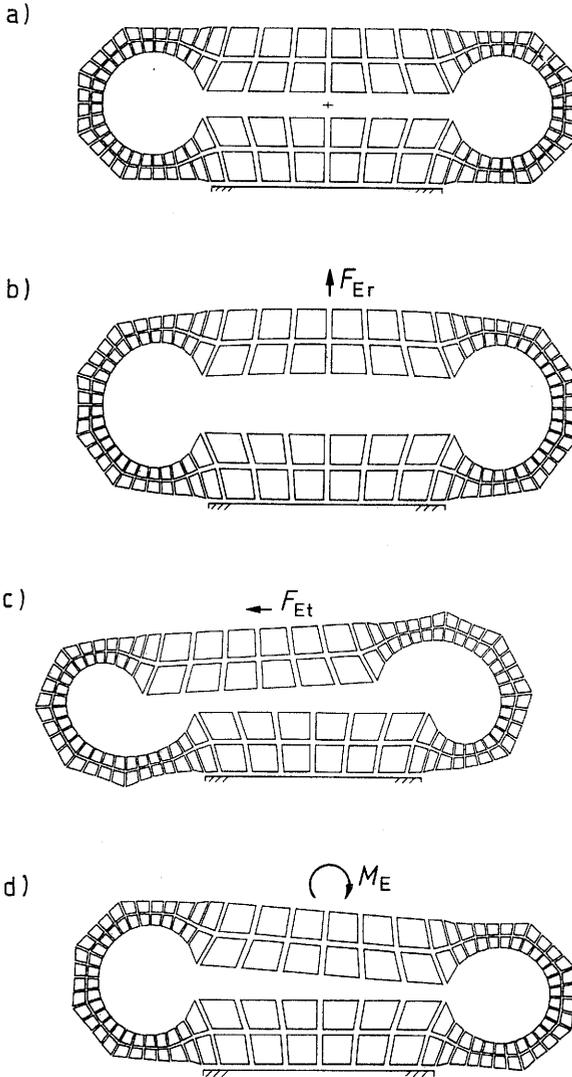
Die wegen der besseren Befestigungsmöglichkeiten an das Meßobjekt erweiterten Oktogonalelemente, Bilder 12 bis 15, weisen gegenüber der Kreisringform ein ähnliches Meßverhalten auf [62-65]. Durch die Oktogonalform ändert sich jedoch der Ort für die Messung der Tangentialkraft (Punkt B) nach Godwin [66] von  $\varphi_B = 39,5$  Grad auf 34 Grad. Darüberhinaus gilt nach Godwin [66,67] bei der Messung von außermittig angreifenden Kräften, daß erweiterte Oktogonal-Meßelemente mit erhöhten Befestigungsflächen vorzusehen sind, damit einseitige Kantenbelastungen nicht zu größeren Übersprechfehlern führen.

Der Ort des Nulldurchgangs der Oberflächenspannung von tangential belasteten (erweiterten) Oktogonal-Meßelementen hängt offensichtlich von den Abmessungen des Aufnehmers ab. Für die vorgesehene Auslegung der Aufnehmer wurde daher eine Verformungs- und Spannungsanalyse mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode durchgeführt [68], deren Ergebnisse in den Bildern 12 und 13 dargestellt sind.



**Bild 12:** Spannungsverlauf an der Oberfläche des Oktagonalelementes infolge Belastung mit

- a) radialer Einheitskraft (1000 N)
  - b) tangentialer Einheitskraft (1000 N)
  - c) Einheitsmoment (1000 Nm)
- Druckspannung: +, Zugspannung: -



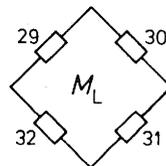
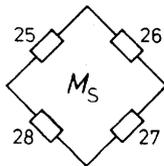
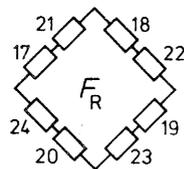
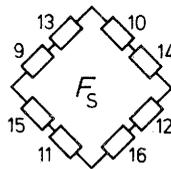
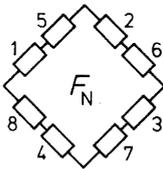
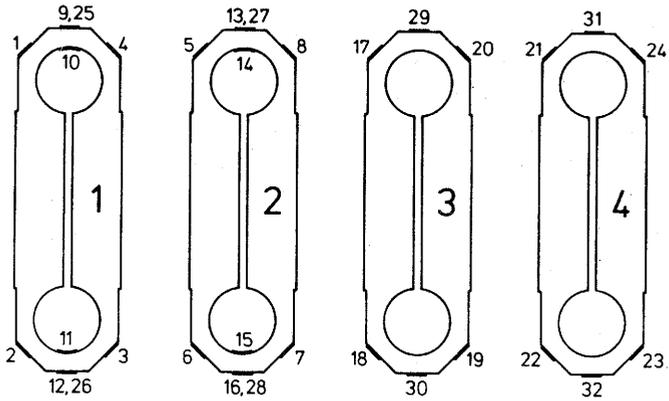
**Bild 13:** Verformungszustände des in Segmente unterteilten Oktagonalelementes

- a) unverformt
- b) Verformung infolge Querkraftbelastung
- c) Verformung infolge Längskraftbelastung
- d) Verformung infolge Momentbelastung

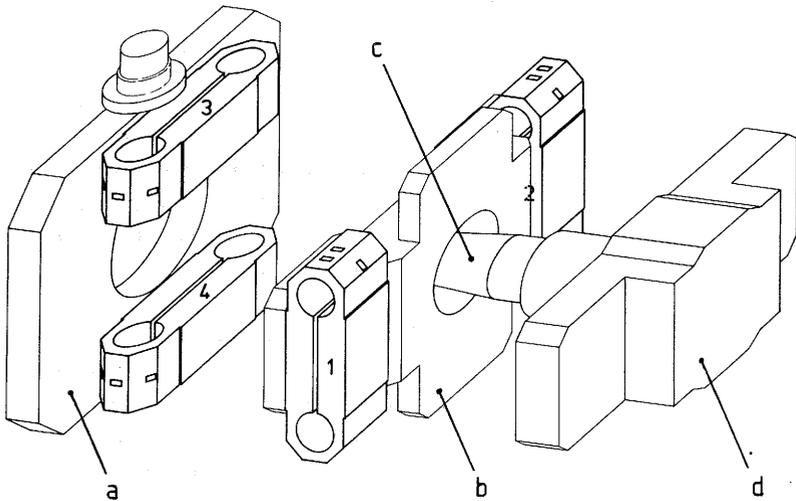
Im Gegensatz zu Godwin [66] wurde der Nulldurchgang an der Außenseite der vorgesehenen Meßelemente bei Radialkraftbelastung bereits bei 18 Grad festgestellt, Bild 12a, bei Momentbelastung bei 27 Grad, Bild 12c. Da auf Körperkanten jedoch keine DMS appliziert werden können, wurden die Meßelemente bei 35 Grad mit DMS beklebt. Daß die DMS zur Tangentialkraftmessung nicht genau auf den Orten mit Nulldurchgang der Oberflächenspannung angeordnet sind, kann durch exakte symmetrische Fertigung der Meßelemente sowie genaue Applikation der DMS und deren Verschaltung zu Wheatstone'schen Vollbrücken ausgeglichen werden.

Die Anordnung der DMS in Wheatstonesche Vollbrückenschaltungen geht aus dem Verformungsverhalten der Oktagonal-Meßelemente, dargestellt im Bild 13, hervor. Die Verschaltung der DMS zu Vollbrücken wurde so vorgenommen, daß nach zugbeanspruchten DMS jeweils ein schubbeanspruchter DMS folgte und umgekehrt, Bild 14. Dies führt zu einer Addition der Beträge der Spannungsänderungen und somit zu einer großen Meßempfindlichkeit.

Um drei Kraft- und zwei Momentkomponenten mit Oktogonal-Elementen unter Berücksichtigung großer Sturzmomente bei der Untersuchung schräglaufer Reifen messen zu können, wurde wie bei Ulrich [5] eine Kombination von vier Meßaufnehmern in räumlicher Anordnung gewählt, Bild 15. Durch ein Verbindungskreuz werden je 2 Aufnehmer parallel zueinander und symmetrisch im rechten Winkel miteinander verbunden. Auf der einen Seite wird die aus 4 Aufnehmern und dem Verbindungskreuz bestehende Fünf-Komponenten-Meßeinrichtung mit der Achsschenkelplatte verschraubt und verstiftet, auf der anderen Seite mit dem Befestigungsflansch des Radlagerzapfens.



**Bild 14:** Anordnung der DMS auf den Oktogonal-Meßelementen und in den Wheatstone'schen Vollbrücken.



**Bild 15:** Anordnung der Oktagon-Meßelemente in der Meßnabe.

- a) Achsschenkelplatte
- b) Verbindungskreuz
- c) Radlagerzapfen
- d) Befestigungsflansch

Wirkt auf die Meßeinrichtung ein räumliches Kraftsystem, geht aus der Anordnung der nummerierten DMS auf den Oktagon-Meßaufnehmern und in den Vollbrückenschaltungen, Bild 14, die Messung der einzelnen Komponenten hervor:

- Oktagon-Elemente 1 und 2: Radlast  $F_N$ , Seitenkraft  $F_S$ ,  
Sturzmoment  $M_S$
- Oktagon-Elemente 3 und 4: Rollwiderstand  $F_R$ ,  
Lenkmoment  $M_L$ .

### 2.2.2 Kalibrierung und Anwendungsgrenzen

Werden Oktogonal-Meßelemente mit erhöhten Befestigungsflächen ausgeführt, kann mit ihnen nach Godwin [66] ein räumliches Kräftesystem mit unterschiedlichen Kraftangriffspunkten ohne gegenseitige Beeinflussung der einzelnen Komponenten (Übersprechen) erfaßt werden. Um diese Aussage im Zusammenhang mit der selbstentwickelten Meßeinrichtung zu überprüfen, wurden umfangreiche Kalibrierversuche durchgeführt.

Für die Kalibrierung der Meßeinrichtung war eine Belastungsvorrichtung erforderlich, die es gestattete, die Meßeinrichtung in drei senkrecht aufeinander stehenden Richtungen zu belasten, Bild 16 und 17. Zwei Möglichkeiten der Kraftaufbringung standen dabei zur Wahl: statische Belastung mit unterschiedlich großen Kräften und Belastung mit kontinuierlich ansteigenden Kräften. Da die Untersuchung schräglaufer Reifen mit kontinuierlicher, stufenloser Radverstellung durchgeführt werden sollte, wobei sich die horizontalen Kraftkomponenten ebenfalls kontinuierlich verändern, wurde die Kraftaufbringung bei den Kalibrierversuchen mit kontinuierlicher Kraftzunahme vorgenommen. Für einen Belastungszylinder stand ein Hydraulikaggregat, bestehend aus einer Radialkolbenpumpe mit einstellbarem Druckregler, Volumenregelventil, 4/3-Steuer-ventil und Ölkühler zur Verfügung. Die beiden zusätzlichen Zylinder wurden über eine hydraulische Handpumpe betrieben. Die Kalibrierung erfolgte durch Vergleich der Meßsignale der belasteten Oktogonal-Elemente mit der Anzeige von 3 Kraftaufnehmern (Wägezellen), die auf die hydraulischen Belastungszylinder über Adapter aufgeschraubt waren. Die Meßsignale wurden über zwei 6-Kanal-Trägerfrequenz-Meßverstärker von einem x-y-Schreiber registriert.

Die Kalibrierversuche sind in drei Stufen vorgenommen worden [69]: Belastung mit einer, mit zwei und mit drei gleichzeitig wirkenden Kraftkomponenten, wobei bei der räumlichen Kraftaufbringung besonderer Wert auf die Berücksichtigung unter-

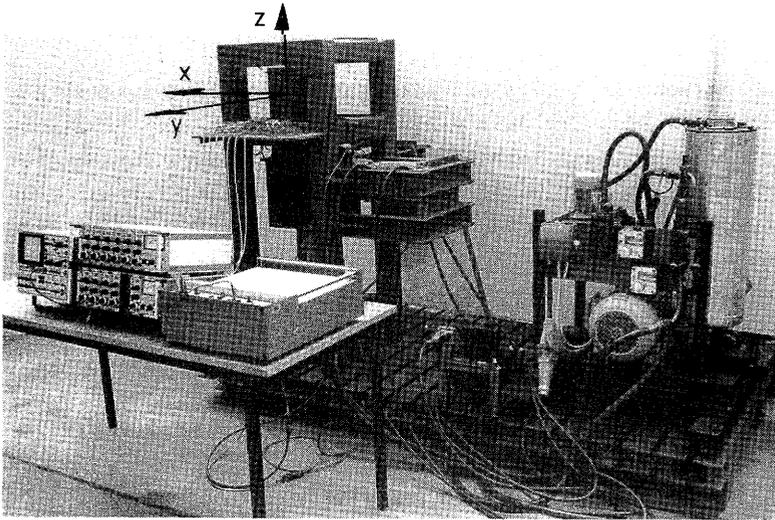


Bild 16: Gesamtansicht der Kalibriervorrichtung mit Kalibrierstand, Hydraulikaggregat, hydraulische Handpumpe, x-y-Schreiber, 2 Mehrkanal-TF-Verstärker, Oszilloskop.

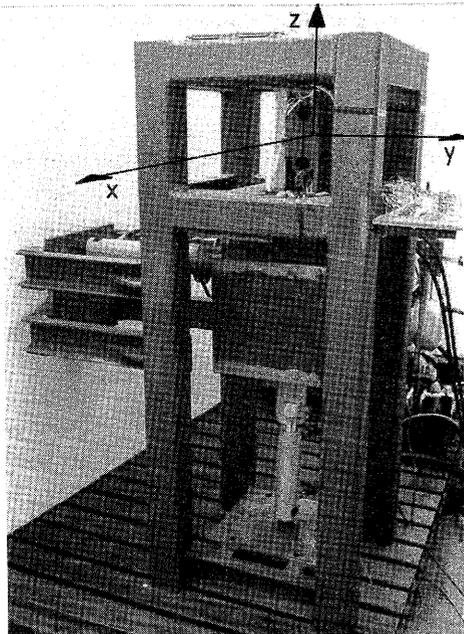


Bild 17: Kalibrierstand mit Meßeinrichtung, Belastungskubus, Zylinder für Radlast- und Seitenkraftsimulation.

schiedlicher Kraftangriffspunkte gelegt wurde. Als Ersatz für ein Versuchsrad diente ein unterhalb der Meßeinrichtung angeordneter Kubus, der über einen verwindungssteifen Hebel mit der Meßeinrichtung verbunden war. Auf den Kubus wurden die Druckkräfte in der Weise aufgebracht, daß die Kraftaufbringung den Verhältnissen am schräglaufenden Reifen des Versuchsanhängers entsprach. Die Kubusmitte war auf einen Lenkrollradius von  $r_L = 20$  mm ausgerichtet.

In den Tabellen A1 bis A5, Anhang 8.1, sind die Ergebnisse der Kalibrierversuche mit Einzelbelastung wiedergegeben. In keinem Belastungsfall ist die Abweichung des Meßsignals im Vergleich zur Belastung mit Null-Koordinaten größer als  $\pm 1,2\%$ . Mit diesem Ergebnis ist die Anforderung einer unabhängigen Messung der Kraft- und Momentkomponenten von der Meßeinrichtung erfüllt.

Die Ergebnisse der Untersuchung des Übersprechverhaltens bei Belastung mit Einzellasten zeigen die Tabellen A6 bis A8, Anhang 8.2. Das Verhalten der Meßeinrichtung bei gleichzeitiger Belastung mit zwei orthogonalen Kräften, bzw. zwei orthogonalen Momenten, ist in den Tabellen A9 bis A11, Anhang 8.3, dokumentiert. Hierin sind die Kennlinien bei Belastung mit einer Kraftkomponente (bzw. einem Moment) verglichen mit den Kennlinien bei gleichzeitiger Belastung mit zwei Kräften (bzw. zwei Momenten), wiederum in Abhängigkeit verschiedener Kraftangriffspunkte. Die Werte der Tabellen zeigen, daß nur eine geringe gegenseitige Beeinflussung der Kraft- und Momentkomponenten vorhanden ist.

In gleicher Weise wurde die gegenseitige Beeinflussung der Kraftkomponenten bei gleichzeitiger Belastung mit drei orthogonalen Kräften untersucht. Tabelle A12, Anhang 8.4, zeigt vereinzelt größere Abweichungen als die vorhergehenden Tabellen. Da bei gleichzeitiger Belastung mit drei Kräften das Verformungsverhalten des an einem Hebelarm hängenden Kubus nicht mit der Verformung bei Belastung mit nur einer oder mit

zwei Kraftkomponenten übereinstimmte, können die größeren Abweichwerte nur bedingt der Meßeinrichtung angelastet werden.

In einer abschließenden Untersuchung wurden im Kalibrierstand die Eigenfrequenzen für die drei Hauptrichtungen mit dem Belastungskubus als Radersatzmasse experimentell bestimmt. Für die niedrigste Eigenfrequenz der Fünf-Komponenten-Meßeinrichtung ergaben sich folgende Werte:

Eigenfrequenz in x-Richtung	167 Hz
Eigenfrequenz in y-Richtung	200 Hz
Eigenfrequenz in z-Richtung	125 Hz
Eigenfrequenz um x-Achse	25 Hz
Eigenfrequenz um z-Achse	70 Hz

Diese Eigenfrequenzen liegen viel höher als beispielsweise die Frequenzen, die beim Abrollen von schräglaufenden Reifen mit Stollenprofil und niedriger Fahrgeschwindigkeit auftreten (10 bis 20 Hz).

Als Ergebnis der Kalibrierversuche kann festgestellt werden, daß die erwartete mechanische und elektrische Komponententrennung mit der realisierten Meßeinrichtung nachgewiesen werden konnte. Sowohl die Untersuchung des Meßverhaltens bei Kräften mit unterschiedlichen Kraftangriffspunkten, als auch des Übersprech- und Eigenschwungsverhaltens zeigt, daß mit den Oktogonal-Meßaufnehmern eine kompakte, einfach zu fertigende Fünf-Komponenten-Meßeinrichtung für die Untersuchung schräglaufer Reifen geschaffen wurde.

Der Einbau der Meßeinrichtung in die Meßnabe und in die Achse des Versuchsanhängers führte allerdings zu einem anderen Spannungszustand der Oktogonal-Elemente im Vergleich zum Einbau im Kalibrierstand. Dies führte dazu, daß die Kennlinien der Kraft- und Momentkomponenten nicht identisch waren und das Übersprechverhalten sich etwas veränderte. Die Kalibrierung der Meßnabe im eingebauten Zustand ergab ein Übersprechen der einzelnen Komponenten bei Belastung mit Einzelkräf-

ten, bis auf eine Ausnahme, unter + 1%. Lediglich die Seitenkraft führte bei den Messungen zu einer positiven Rollwiderstandsanzeige, siehe Bild 18. Dieser lineare Übersprecheffekt wurde jedoch bei der digitalen Verarbeitung der Meßwerte korrigiert, so daß die Meßergebnisse nahezu übersprechfrei gewonnen werden konnten.

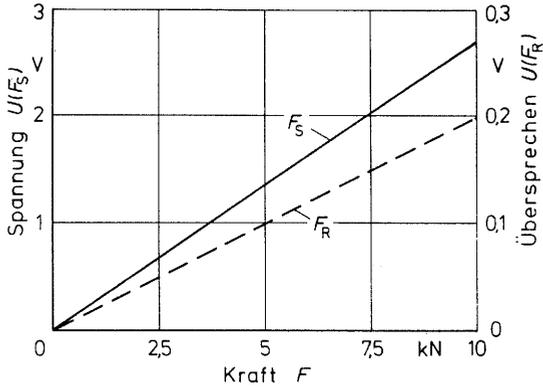


Bild 18: Unkorrigiertes Übersprechverhalten der Seitenkraft auf die Rollwiderstandsanzeige.

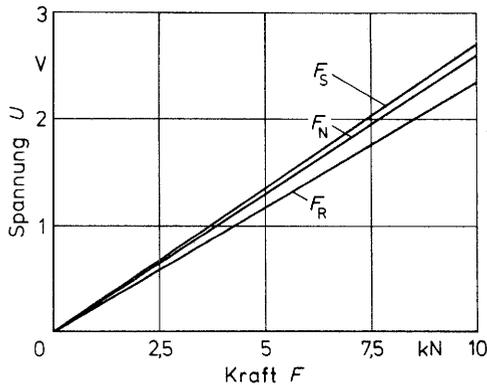


Bild 19: Kennlinien der Kraftkomponenten.

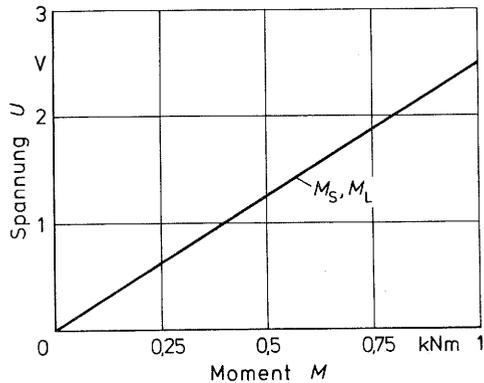


Bild 20: Kennlinien der Momentkomponenten

Die Kennlinien der Fünf-Komponenten-Meßnabe im eingebauten Zustand zeigen die Bilder 19 und 20. Neben dem linearen Verlauf zeigen die Kraft- und Momentkennlinien sogar eine ungefähr gleiche Empfindlichkeit, was den gewählten Abmessungen der Fünf-Komponenten-Meßeinrichtung zuzuschreiben ist.

Da mit der Finiten-Elemente-Methode das Spannungs- und Dehnungsverhalten der dreidimensional belasteten Oktagonalelemente berechnet wurde [68], können die Ergebnisse der experimentellen Kraft- und Momentkalibrierung mit den Ergebnissen der FEM-Rechnung verglichen werden, was im Anhang 8.5 ausführlich dargestellt wird.

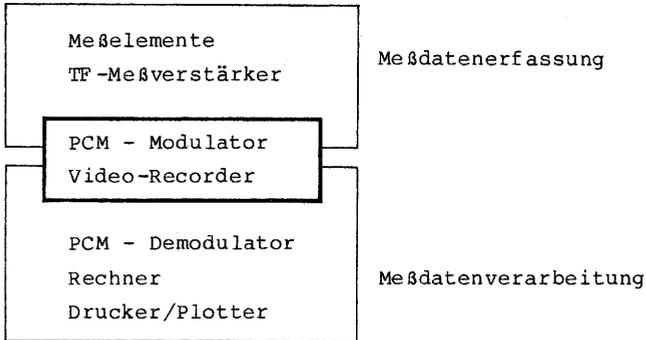
Als statische Einsatzgrenzen der Fünf-Komponenten-Meßeinrichtung, bezogen auf einen Reifen mit 0,5 m Rollhalbmesser, wurden folgende Belastungen ermittelt:

$$\begin{array}{ll} F_N = 20 \text{ kN (+ 35\%)} & M_S = 6 \text{ kNm (+ 35\%)} \\ F_S = 18 \text{ kN (+ 20\%)} & M_L = 6 \text{ kNm (+ 35\%)} \\ F_R = 18 \text{ kN (+ 45\%)} & \end{array}$$

Die Prozentangaben in Klammern geben den möglichen Überlastungsbereich an.

### 3. MESSDATENERFASSUNG UND -VERARBEITUNG

Die Meßdatenerfassung und -verarbeitung gliederte sich in folgende Baugruppen [70]:



Die analogen Spannungssignale der Meßelemente zur Messung der 3 Kräfte, der 2 Momente, des Schräglaufwinkels und der 2 Drehimpulse werden von einem PCM-Modulator mit 16 Kanälen seriell in digitale Impulse umgewandelt. Jeder analoge Spannungswert wird als binäre Bit-Kombination dargestellt und von einem Magnetband gespeichert. Auf diese Weise werden 5550 Meßwerte je Kanal und Sekunde vom Video-Recorder erfaßt.

Um bei den Messungen ein kompaktes Aufzeichnungsgerät mitführen zu können, sind der PCM-Modulator und der Video-Recorder in einer Einheit integriert, Bild 21. Zur Kontrolle der Meßwerte und zur Beurteilung eines Versuches wurden je nach Bedarf parallelgeschaltete Kontrollinstrumente wie x-y-t-Schreiber verwendet.

Zur Kennzeichnung von Versuchsbeginn und Versuchsende diente ein Handtaster. Da zur Aufzeichnung von maximal 8 Meßkomponenten insgesamt 16 Kanäle zur Verfügung standen, wurde die Versuchskennung in der Weise realisiert, daß beim erstmaligen Betätigen des Handtasters auf Kanal 1 ein Spannungssignal von + 5V mit einer Dauer von 0,25 Sek. aufgezeichnet, beim erneu-

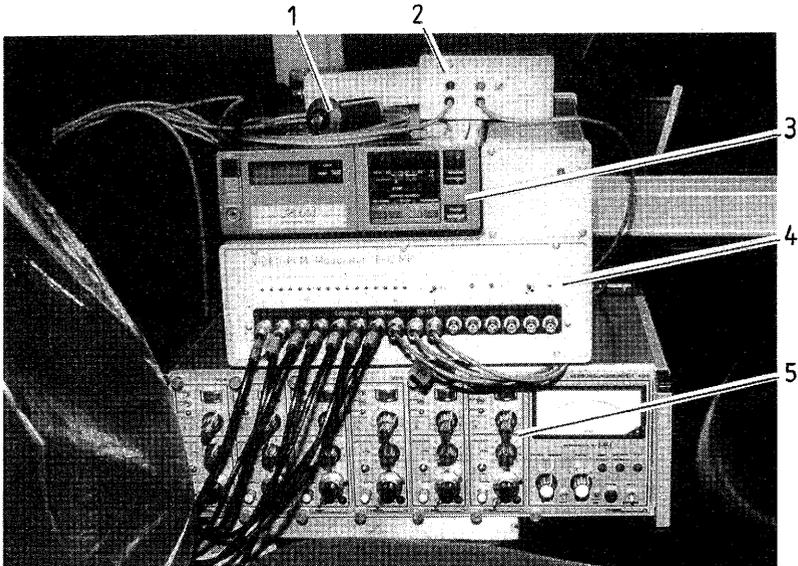


Bild 21: Im Zugschlepper mitgeführte Meßdatenerfassung mit 6 Kanal-TF-Meßverstärker, PCM-Modulator mit 16 Kanälen und integriertem Magnetband-Recorder.

- |                       |                            |
|-----------------------|----------------------------|
| 1 Handtaster          | 4 PCM-Modulator            |
| 2 Ein-Aus-Schalter    | 5 6-Kanal-TF-Meßverstärker |
| 3 Magnetband-Recorder |                            |

ten Betätigen auf Kanal 2 ebenfalls ein Signal von + 5V mit einer Dauer von 0,5 Sek. gesetzt wurde. Eine zusätzliche individuelle Kennzeichnung einzelner Versuche mit der Meßdatenerfassungsanlage war nicht vorgesehen. Die Versuchsbedingungen wurden in einem Versuchsprotokoll festgehalten.

Zur Auswertung werden die Daten vom Recorder an den PCM-Demodulator übertragen. Der verwendete PCM-Demodulator bot die Möglichkeit, die pulscodemodulierten Daten an 16 Ausgängen analog oder als digitale Bit-Kombinationen über ein 16-bit-paralleles Interface zur weiteren Verarbeitung an einen Digitalrechner weiterzugeben. Die Übernahme der Meßwerte in den Rechner (HP 9000/310) erfolgte Bit-parallel und Wort-seriell, d.h. alle Bits eines Meßwertes werden gleichzeitig, die einzelnen Werte aber nacheinander übertragen.

Da bei der verwendeten PCM-Datenerfassungsanlage, unabhängig von der Anzahl der belegten Kanäle, immer alle 16 gespeichert und zur Auswertung in den Recorder eingelesen werden, müssen bei 2 Byte Speicherplatz je Meßwert insgesamt 177 600 Byte je Sekunde vom Rechner verarbeitet werden. Wegen der begrenzten Speicherkapazität von 3 Megabyte (abzüglich ca. 0,5 Megabyte für Betriebssystem und Programm) mußte die zu verarbeitende Datenmenge deutlich reduziert werden. An einem als Zusatzeinrichtung zum PCM-Modulator gebauten "Datenteiler", der keinen Einfluß bei der Aufzeichnung der Daten, sondern nur auf die Übertragung der Meßwerte zum Rechner hat, ließen sich verschiedene Datenteilungsraten vorwählen.

Die Untersuchung verschieden großer Datenteilungsraten zeigte, daß selbst eine Datenteilungsrate von 256, wobei nur jeder 256. Wert an den Rechner übertragen wird, keinen abweichenden Einfluß auf die gemessenen Kurvenverläufe hatte. Es mußte dennoch eine Datenteilungsrate von 16 gewählt werden, weil bei größerer Datenteilung die Impulse zur Schlupfbestimmung für die vorgesehenen Geschwindigkeiten nicht mehr hätten unterschieden werden können. Für die Auswertung der Versuche verblieben somit je Sekunde Versuchsdauer 347 Meßwerte je Kanal, die in den Rechner eingelesen werden.

Bei der Meßdatenerfassung mußte darüber hinaus noch ein weiterer Einfluß berücksichtigt werden. Vibrationen, die vom Zugfahrzeug auf den Meßanhänger übertragen wurden, führten zu Schwankungen des Schräglaufwinkelsignals. Da bei der Darstellung der Versuchsergebnisse die meisten Meßergebnisse über dem Schräglaufwinkel aufgetragen werden, mußte zur Eliminierung dieses Effekts eine Mittelwertbildung mit kurzer Integrationszeit vorgesehen werden. In Verbindung mit Datenteilungsrate 16 und einer gewählten Integrationszeit von 0,05 Sek. standen letztendlich zur Darstellung der Meßergebnisse noch 17 Meßwerte je Sekunde Versuchsdauer für jeden Kanal zur Verfügung.

#### 4. VERSUCHSDURCHFÜHRUNG

##### 4.1 Versuchsreifen

Bild 22 zeigt die Reifen, mit denen die Schräglaufversuche durchgeführt wurden. Zur Beschreibung der Versuchsreifen beinhaltet Tabelle 2 die Angaben der Reifenhersteller zur Betriebskennung und den wichtigsten Reifenabmessungen. Die Maßangaben zur Stollenbreite und Stollenhöhe wurden durch eigene Messungen ermittelt, wobei die Maße der Stollenhöhe sich auf die Laufflächenmitte beziehen.



Bild 22: Aufstellung der verwendeten Versuchsreifen,  
von rechts nach links: (1) 15.0/55 - 17 Imp  
(2) 10.5 - 20 MPT  
(3) 14.5 R 20 AS  
(4) 17.5 LR 24 AS  
(5) 14.9 R 24 AS  
(6) 16.9 R 26 AS  
(7) 16.9 R 28 AS

Als kleinster Versuchsreifen wurde ein nahezu profilloser Niederquerschnittsreifen in Diagonalbauweise mit der Größenbezeichnung 15.0/55 - 17 Imp gewählt, der vorwiegend bei

Reifenkennzeichnung		Erklärung der Betriebskennung			Reifenabmessungen				
Reifengröße	Betriebskennung	max. Luftdruck (bar)	max. Tragfähigkeit (kg)	max. Geschwindigkeit (km/h)	Breite (mm)	Außen-durchmesser (mm)	statischer Halbmesser (mm)	Stollenhöhe (mm)	Stollenbreite (mm)
(1) 15.0/55 - 17 Imp	10 PR	3,75	2500	30	391	850	371	(6)	-
(2) 10.5 - 20 MPT	10 A8	3,75	1800	90	292	977	444	(18)	-
(3) 14.5 R 20 AS	132 A8***	3,2	2300 <sup>1)</sup>	40 <sup>1)</sup>	363	1095	483	22	40
(4) 17.5 LR 24 AS	139 A8**	2,4	2430	40	445	1240	558	22	50
(5) 14.9 R 24 AS	126 A8*	1,6	1700	40	378	1245	565	40	29
(6) 16.9 R 26 AS	135 A8*	1,6	2180	40	429	1370	608	40	30
(7) 16.9 R 28 AS	136 A8*	1,6	2240	40	429	1420	632	40	30

1) Bei Betrieb als MPT-Reifen: 2000 kg und 90 km/h

Tabelle 2: Daten der Versuchreifen

landwirtschaftlichen Transportanhängern und Ladewagen Verwendung findet. Dieser Implement-Reifen weist am Umfang sechs flache, schmale Längsrillen auf, die vor allem der Wasserabfuhr bei Fahrt auf nassen Straßen dienen. Auch die im Vergleich zu seinem Außendurchmesser große Reifenbreite weisen ihn als bodenschonenden Reifen aus.

Als Reifen mit einer besonders großen Profiloberfläche wurde ein Multi-Purpose-Tire (MPT) in Diagonalbauweise mit der Größe 10.5 - 20 verwendet. Dieser Vielzweckreifen, der sich für den Einsatz bis 90 km/h Fahrgeschwindigkeit eignet, hat ein grobes Straßenprofil. Die seitlichen Stollen weisen auf eine gewisse Geländetauglichkeit hin. Die steife Reifenflanke und die kleine Reifenbreite machen ihn besonders als Bereifung für schnellaufende Transportanhänger, sowie Unimog und Nutzfahrzeuge geeignet.

Alle weiteren Versuchsreifen sind Radialreifen und weisen ein typisches Ackerschlepper-Treibradprofil auf. Die Reifen 14.5 R 20 AS und 17.5 LR 24 AS können als Breitreifen bezeichnet werden und eignen sich wegen ihrer niedrigen Stollenhöhe besonders gut für den Einsatz auf Grünland und in der Holzwirtschaft. Als Besonderheit weisen beide Reifen eine erhöhte Tragfähigkeit im Vergleich zu gewöhnlichen AS-Treibradreifen auf (Betriebskennung mit 2 bzw. 3 Sternen). Der Reifen 14.5 R 20 AS wird mit etwas verringerter Reifentragfähigkeit auch als MPT-Reifen zugelassen.

Die Reifen 14.9 R 24 AS, 16.9 R 26 AS und 16.9 R 28 AS sind Radialreifen mit typischem Treibradstollenprofil, wobei die beiden letzten bis auf den Außendurchmesser baugleich sind. Der Reifen 14.9 R 24 AS hat zwar deutlich kleinere Abmessungen, besitzt jedoch das gleiche Stollenprofil wie die beiden größeren Treibradreifen.

Da es sich bei den ausgewählten Versuchsreifen nicht nur in der Reifengröße, sondern auch bezüglich des Reifenaufbaus,

der Profilstruktur und des Einsatzgebietes um sehr unterschiedliche Reifen handelt, ist in Bild 23 der Zusammenhang von Tragfähigkeit der Reifen und des Reifeninnendrucks dargestellt. Der vorgesehene Luftdruckbereich der Reifen 5 bis 7 weist diese als normale AS-Treibradreifen aus. Aufgrund der möglichen Reifeninnendrücke sind Reifen 3 und 4 als Treibradreifen mit erhöhter Tragfähigkeit und die Reifen 1 und 2 als Reifen für Transportfahrzeuge zu erkennen.

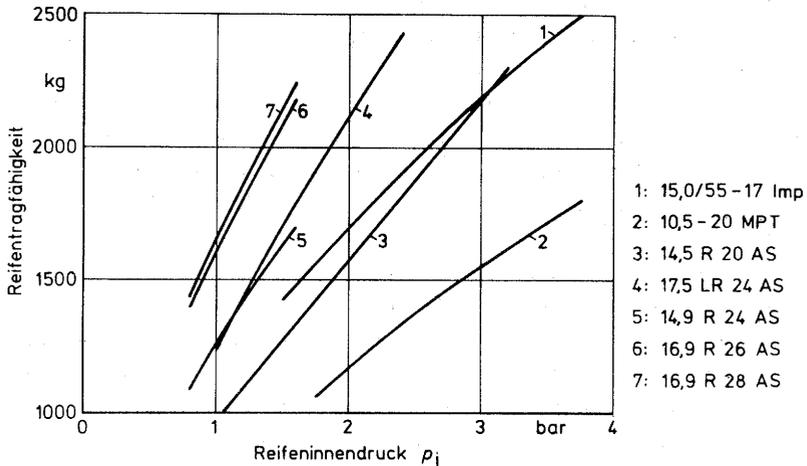
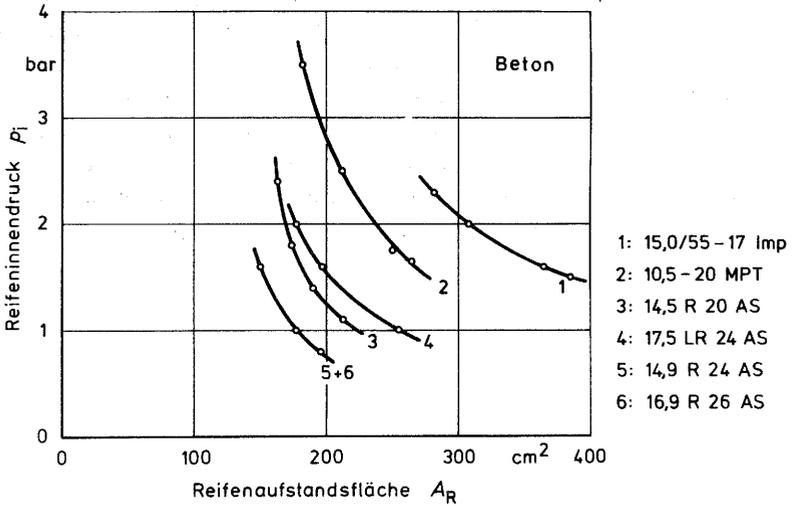
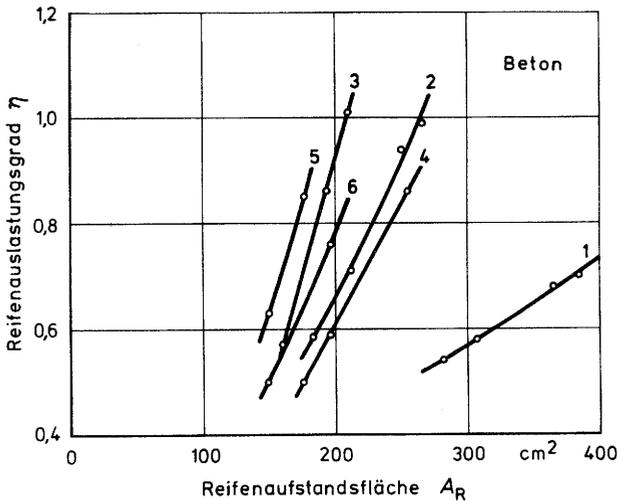


Bild 23: Tragfähigkeit der verwendeten Reifen in Abhängigkeit vom Reifeninnendruck, nach Herstellerangaben.

Um den Einfluß des Stollenprofils und der Größe der Reifenaufstandsfläche auf das Schräglauf- und Lenkmomentverhalten landwirtschaftlicher Reifen bei der Beurteilung der Versuchsergebnisse berücksichtigen zu können, mußte die Größe der Aufstandsflächen der Versuchsreifen bei verschiedenen Reifeninnendrücken und konstantem Versuchsanhängergewicht auf starrer Unterlage bestimmt werden. Dazu wurden durch Absenken der eingefärbten Reifenoberfläche auf weißen Karton Abdrücke der Reifenprofile erzeugt, deren Fläche durch ausplanimetrieren ermittelt wurde. Die Ergebnisse sind in den Bildern 24 und 25 zu sehen.



**Bild 24:** Abhängigkeit der Reifenaufstandsfläche der Versuchsreifen vom Reifeninnendruck bei gleichem Anhängergergewicht (10 kN).



**Bild 25:** Abhängigkeit der Reifenaufstandsfläche der Versuchsreifen vom Reifenauslastungsgrad bei gleichem Anhängergergewicht (10 kN).

Weil der Versuchsumfang bei Berücksichtigung aller Versuchsreifen für die Schräglaufuntersuchungen viel zu groß geworden wäre, mußte eine Beschränkung auf zwei Reifen für die besonders aufwendigen Einzelversuche beim Vergleich von stationärem und instationärem Schräglaufverhalten vorgenommen werden. Als Vergleichsreifen wurden der 15.0/55 - 17 Implement wegen seiner profillosen Lauffläche und der 14.5 R 20 AS-Stollenreifen als typischer Triebadreifen für den Grünlandeinsatz ausgewählt.

#### 4.2 Versuchsablauf

Als feste Fahrbahn diente eine ebene Betonfläche. Vergleichsversuche mit schrägrollenden Reifen auf einer Asphaltstraße zeigten, daß die Griffigkeit der gewählten Betonfahrbahn nur minimal geringer war, so daß die Versuchsergebnisse auch quantitativ auf Asphaltstraßenbelag übertragbar sind.

Als nachgiebige Fahrbahnen standen eine ebene Wiese und ein abgeerntetes Getreidefeld (Stoppelacker) zur Verfügung. Da die Versuche auf dem Stoppelacker witterungsbedingt über 6 Wochen, diejenigen auf der Wiese insgesamt über 4 Monate dauerten, veränderte sich je nach Wetterlage der Zustand der Böden. Als charakterisierende Größe wurde deshalb der Feuchtegehalt der obersten Bodenschicht (0 - 5 cm) durch Trocknen von Bodenproben im Trockenschrank ermittelt und bei der Versuchsauswertung mit berücksichtigt. Um auch auf Wiese möglichst gleichmäßige Versuchsbedingungen zu schaffen, wurden die Schräglaufversuche immer auf gemähter Wiese ausgeführt.

Erwartungsgemäß zeigten Vorversuche auf Beton eine sehr gute Reproduzierbarkeit. Trotzdem führten kleine Unterschiede in der Oberflächenrauheit und unterschiedliche natürliche Fahrbahnverschmutzungen teilweise zu abweichenden Versuchsergebnissen. Um diese Einflüsse zu minimieren, wurden auf der Betonfahrbahn grundsätzlich alle Versuche einmal wiederholt und zur Auswertung das gemittelte Meßergebnis herangezogen.

Auf den nachgiebigen Fahrbahnen Wiese und Stoppelacker konnte bei Versuchswiederholungen teilweise eine überraschend gute Reproduzierbarkeit festgestellt werden, normalerweise gab es jedoch bodenbedingte Streuungen der Meßergebnisse. Auch hier wurden, bis auf wenige Ausnahmen, alle Versuche mit einer Wiederholung durchgeführt, in einigen Fällen sogar mit drei oder vier Wiederholungen. Zur Auswertung gelangte wiederum der gemittelte Meßverlauf.

Am Beispiel der Ermittlung des Vergleichs von stationärem und instationärem Schräglaufverhalten wird im folgenden stichwortartig ein Versuchsablauf beschrieben:

- Kalibrierung der Meßwerterfassung
- Einfahren eines neu montierten Versuchsreifens im schräglaufenden Zustand auf Beton vor Versuchsbeginn
- Versuchsbedingungen festlegen ( $F_N$ ,  $p_i$ ,  $v_L$ ,  $v$ )
  - Versuch: Lenken im Stand
  - Radrückstellung, Weiterfahrt um mind. 0,5 m
  - Versuchswiederholung
  - Radrückstellung
  - ca. 15 m Geradeausfahrt für Drehimpulsmessung  $I_R$ ,  $I_Z$
  - Versuch mit kontinuierlicher Schräglaufverstellung bei konstanter Fahrgeschwindigkeit
  - Radrückstellung
  - Versuchswiederholung
  - Radrückstellung
  - mehrere Einzelversuche mit konstantem Schräglaufwinkel bei konstanter Fahrgeschwindigkeit und jeweils ca. 10 m Fahrstrecke
- neue Versuchseinstellung
  - siehe oben
- Wiederholung der Kalibrierung am Ende der Versuchsreihen zur Kontrolle der Meßaufnehmer.

Die Beobachtung der Versuchsdurchführung auf dem Zugfahrzeug erfolgte durch die Anzeige des Schräglaufwinkels und die Registrierung des Seitenkraftsignals auf einem y-t-Schreiber.

## 5. VERSUCHSERGEBNISSE

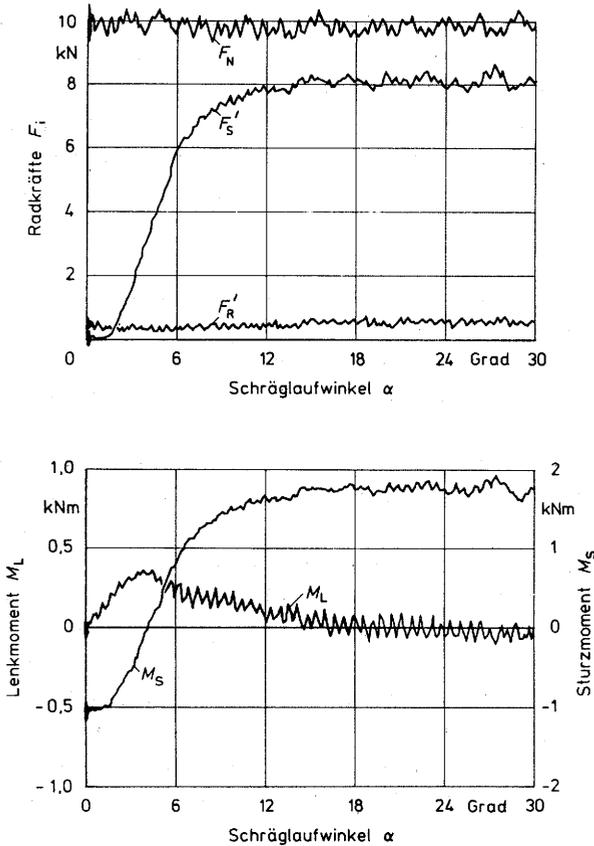
Es ist allgemein üblich, das Schräglaufverhalten von Fahrzeugreifen als Kurvenverläufe der gemessenen Radkräfte und -momente in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel darzustellen. Im Gegensatz zu den gemittelten Meßwerten für konstante Schräglaufwinkel, die durch Versuche mit stationärem Reifenschräglauf ermittelt werden, liefert eine Meßfahrt mit kontinuierlicher Schräglaufwinkelverstellung bereits den gesuchten Verlauf der Radkräfte  $F_N$ ,  $F_R$ ,  $F_S$  sowie der Radmomente  $M_L$ ,  $M_S$  in Abhängigkeit vom Reifenschräglaufwinkel. In den Bildern 26 bis 29 sind exemplarisch für die Reifen 14.5 R 20 AS und 15.0/55 - 17 Imp Meßschriebe mit den Kraft- und Momentverläufen, die auf verschiedenen Fahrbahnen ermittelt wurden, dargestellt.

Die regelmäßige Signalschwankung, die im Bild 26 beim Lenkmomentverlauf des Stollenreifens am deutlichsten zum Ausdruck kommt, ergibt sich durch den Ablauf des schräglaufenden Reifens über seine Profilstollen auf der Betonfahrbahn.

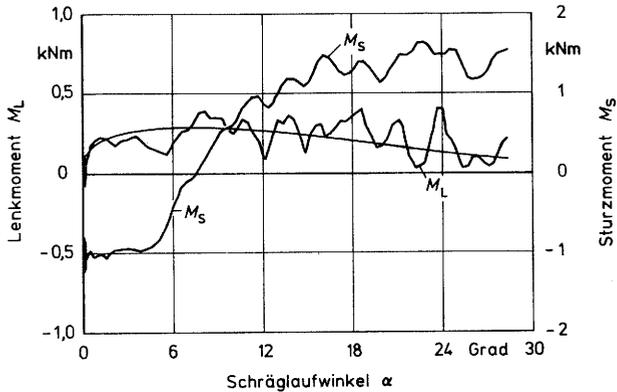
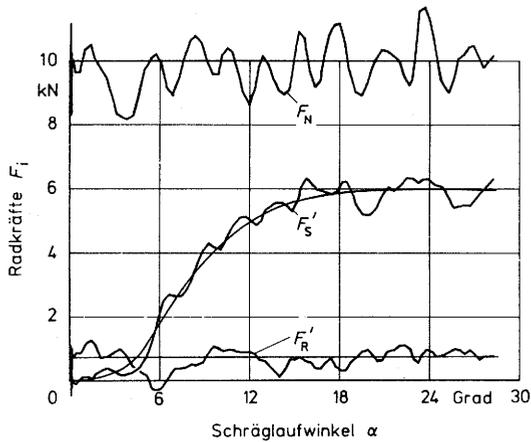
Die Ursache des negativen Sturzmomentes bei Geradeausfahrt ( $\alpha = 0$  Grad), Bild 26, ist mit dem horizontalen Abstand der Reifenaufstandsmitte zur Mitte der Meßaufnehmer für das Sturzmoment zu begründen, der beim Reifen 14.5 R 20 AS 0,104 m betrug. Die Reifenstützkraft von 10 kN bewirkt bezüglich der Meßnabe dadurch ein negatives Moment (im Uhrzeigersinn, in Fahrtrichtung betrachtet) von -1,04 kNm. Die bei Reifenschräglauf in der Aufstandsfläche auf den Reifen wirkende Seitenkraft  $F_S$  erzeugt ein sich dem Ausgangsmoment überlagerndes positives Sturzmoment (gegen den Uhrzeigersinn), wodurch sich der in Bild 26 dargestellte Sturzmomentverlauf einstellt.

Obwohl auf starrer Fahrbahn die Änderung des Sturzmomentes nicht nur von der Größe der Seitenkraftkomponente  $F_S$  abhängt, sondern auch von der Verringerung des horizontalen Abstandes der Reifenaufstandsfläche von der Meßaufnehmermitte

durch die seitliche Reifenverformung, ist beim Vergleich der Bilder 26a (oben) und 26b (unten) der Verlauf  $M_S(\alpha)$  nahezu identisch mit dem Verlauf  $F_S(\alpha)$ . Dies ist auch der Grund, weshalb bei den durchgeführten Versuchen das Sturzmoment zwar gemessen und registriert wurde, jedoch nicht mit in die Auswertung und Darstellung der Versuchsergebnisse aufgenommen wurde.



**Bild 26:** Meßschiebe für den AS-Reifen 14,5 R 20 bei stufenloser Schräglaufverstellung auf Beton.  
Versuchsbedingungen:  $F_N=10$  kN;  $p_i=1,1$  bar;  
 $\eta=1,0$ ;  $v_L=3,5$  °/s;  $v=1$  m/s.

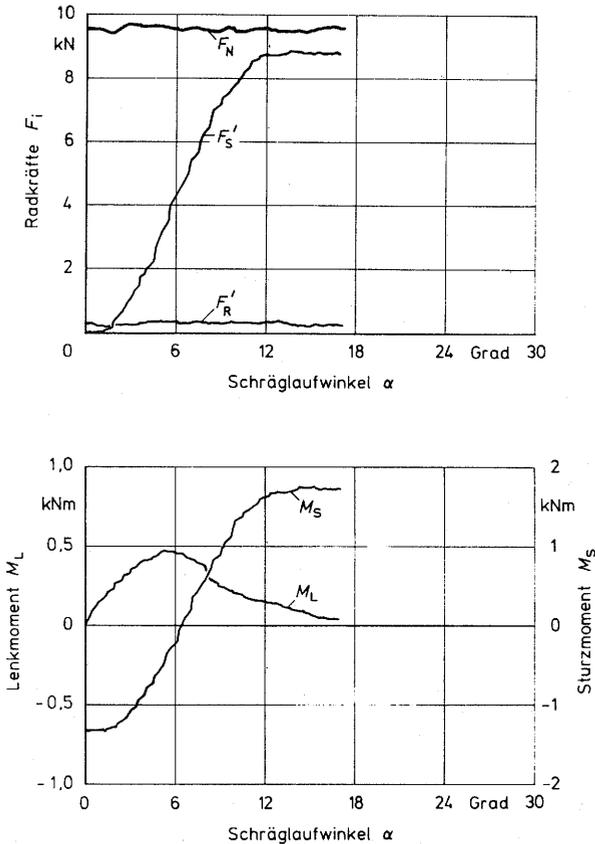


**Bild 27:** Meßschiebe für den Reifen 14.5 R 20 AS bei stufenloser Schräglauferstellung auf Stoppelacker ( $U=17,6\%$ ). Versuchseinstellung:  $F_N=10$  kN;  $p_i=1,1$  bar;  $\eta=1,0$ ;  $v_L=7$  °/s;  $v=1$  m/s.

Die Meßkurven auf Stoppelacker, Bilder 27a und b, zeigen im Unterschied zur starren Betonfahrbahn fahrbahnbedingt große Meßsignalschwankungen. Die Auswertung der Meßaufzeichnungen erfolgte durch Ausmittlung der Kurvenverläufe, dargestellt durch die schmalen Volllinien. Alle in den folgenden Abschnitten dargestellten Versuchsergebnisse werden wegen der besseren

Übersichtlichkeit mit diesen gemittelten Kurvenverläufen angegeben.

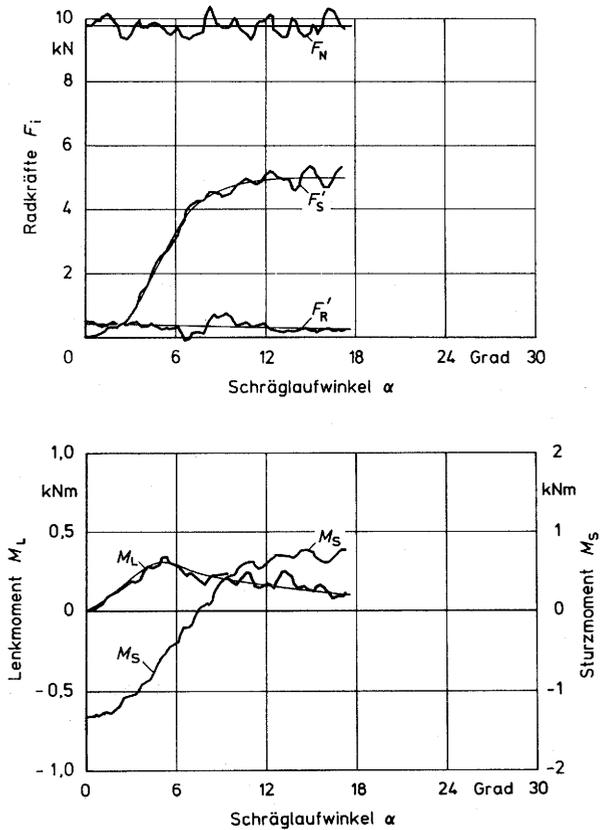
Die Meßschriebe für den Implementreifen 15.0/55 - 17 auf Beton und Wiese in den Bildern 28 und 29 zeigen, daß aufgrund des kleinen Rad- und Reifendurchmessers nur der Schräglaufwinkelbereich bis ca. 18 Grad genutzt werden konnte. Wie jedoch die



**Bild 28:** Meßschriebe für den Reifen 15.0/55 - 17 Imp bei stufenloser Schräglaufverstellung auf Beton. Versuchseinstellung:  $F_N = 9,6$  kN;  $p_i = 0,8$  bar;  $\eta = 0,97$ ;  $v_L = 6$  °/s;  $v = 1$  m/s.

Kraft- und Momentverläufe zeigen, war der eingeschränkte Verstellbereich noch ausreichend groß, um das Schräglaufverhalten vollständig zu beschreiben.

Im Vergleich zum Stollenreifen 14.5 R 20 AS verlaufen die Kurven des Implementreifens auf Betonfahrbahn, Bild 28, wegen der stollenlosen Reifenoberfläche viel geradliniger. Auf der Wiese, Bild 29, zeigen jedoch auch die Kurven des Implementreifens die von Bodenunebenheiten herrührenden Schwankungen.



**Bild 29:** Meßschriebe für den Reifen 15.0/55 - 17 Imp bei stufenloser Schräglaufverstellung auf Wiese ( $U = 24,8\%$ ). Versuchseinstellung:  $F_N = 9,8$  kN;  $p_i = 0,8$  bar;  $\eta = 0,98$ ;  $v_L = 6$  °/s;  $v = 1$  m/s.

## 5.1 LENKEN IM STAND

Die Konzeption des Einachsversuchsanhängers mit einer stufenlos verstellbaren Radlenkeinrichtung und der Mehrkomponentenkraft- und Momentmeßeinrichtung machte es möglich, den Lenkvorgang bei stehendem Fahrzeug (Lenken im Stand) auf starren und nachgiebigen Fahrbahnen mit unterschiedlichen Radverstellgeschwindigkeiten zu untersuchen. Bei den durchgeführten Lenkversuchen im Stand wurden die Radkräfte  $F_{NO}$ ,  $F_{SO}$ ,  $F_{RO}$  und die Momente  $M_{LO}$ ,  $M_{SO}$  gemessen. Der Index 0 weist hier auf den Lenkvorgang bei stehendem Fahrzeug hin. Es zeigte sich, daß die Meßgrößen, mit Ausnahme des Lenkmomentes  $M_{LO}$ , beim Lenken im Stand nicht nennenswert beeinflußt werden. Aus diesem Grund wurden sie nicht in die Darstellung der Versuchsergebnisse einbezogen.

Das Lenken im Stand erfordert bei Fahrzeugen am Lenkrad eine Bedienkraft, um

- das Reibmoment zwischen Lenkreifen und Boden,
- den Verformungswiderstand des Lenkreifens und
- bei nachgiebigen Böden den Widerstand des Bodens gegen Verformung und Abscherung

zu überwinden. Die Größe der Bedienkraft ist zusätzlich abhängig von der mechanischen Übersetzung und dessen Wirkungsgrad zwischen Lenkrad und Lenkreifen. Da die Meßnabe des Versuchsanhängers das zum Lenken im Stand erforderliche Lenkmoment  $M_{LO}$  gestattet, direkt zu messen, entfallen die Einflüsse durch den Lenkantrieb auf das Meßergebnis. Die gemessenen Lenkmomente im Stand sind deshalb nur noch abhängig von

- a) Reifen (Bauart, Größe, Profil, Gummimischung)
- b) Fahrbahn (starr, nachgiebig, Oberflächenbeschaffenheit)
- c) Belastung (Reifeninnendruck, Auslastungsgrad, Aufstandsfläche)
- d) Lenkgeschwindigkeit
- e) Lenkkinematik (Lenkrollradius, Radsturz, Zwangslenkung gegeneinander)

Die Lenkrollradien der Versuchsreifen waren durch die Einpreßtiefe der Standard-Stahlräder und durch die konstruktive Ausführung der Radbefestigung am Versuchsanhänger vorgegeben. In der Tabelle 3 sind diese Werte aufgeführt.

Reifen	Einpreßtiefe e mm	Lenkrollradius $r_L$ mm
(1) 15.0/55-17 Imp	0	68
(2) 10.5 - 20 MPT	58	10
(3) 14.5 R 20 AS	32	35
(4) 17.5 LR 24 AS	32	35
(5) 14.9 R 24 AS	32	35
(6) 16.9 R 26 AS	32	35
(7) 16.9 R 28 AS	32	35

Tabelle 3: Einpreßtiefe und Lenkrollradius der Versuchsreifen

Die Größenordnung der Lenkrollradien entspricht dem praktischen Einsatz dieser Reifen als Lenkreifen von landwirtschaftlichen Fahrzeugen. Der Sturzwinkel betrug null Grad.

Wie sich beispielsweise ein Lenkrollradius von 68 mm auf den Gleitvorgang in der Reifenaufstandsfläche beim Lenken im Stand auswirkt, zeigen die Reibspuren auf der Oberfläche des Reifens 15.0/55-17 Imp, abgebildet in Bild 30. Zusätzlich zur Drehung um die Reifenhochachse führt die Überlagerung mit der Drehbewegung der Reifenhochachse um den Achsschenkel zu einem nahezu riefenfreien Mittelpunkt der Reifengleitfläche.

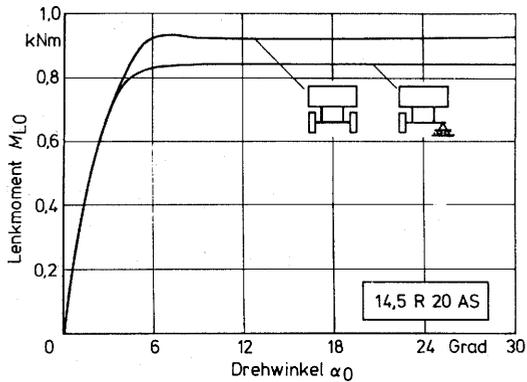
Beim Vergleich der Lenkmomente der Versuchsreifen 1 und 2 mit den anderen Versuchsreifen sind folglich die Ergebnisse unter Vorbehalt der unterschiedlichen Lenkrollradien zu betrachten, andererseits entsprechen die verwendeten Metallräder und -felgen der in der landwirtschaftlichen Praxis anzutreffenden Standardausrüstung.



Bild 30: Gleitfläche des Reifens 15.0/55-17 Imp nach dem Lenken im Stand von 0 bis 18 Grad Lenkwinkel auf Beton.

Was die Lenkkinematik des Versuchsanhängers betrifft, die mit den zwangsweise gegeneinander einlenkenden Reifen von der Lenkkinematik landwirtschaftlicher Fahrzeuge mit in gleicher Richtung lenkenden Reifen beträchtlich abweicht, wurde ein Vergleich mit nur einem gelenkten Reifen an der Versuchsanhängerschaft unternommen. Das unbereifte Achsende wurde reibungsarm auf einem Stützbock aufgelegt. Das Ergebnis der vergleichenden Lenkmomentenmessung mit dem Reifen 14.5 R 20 AS auf Beton zeigt Bild 31. Hier ist zu erkennen, daß aufgrund der fehlenden Verspannung durch einen gegenläufig einlenkenden Reifen, bei nur einem gelenkten Reifen das maximale Lenkmoment erwartungsgemäß niedriger liegt, der Anstieg des Lenkmomentes jedoch nicht beeinflußt wird.

Bei den folgenden Meßergebnissen steht der Vergleich der Lenkmomente der unterschiedlichen Reifen beim Lenken im Stand auf starrem und nachgiebigem Boden sowie der Einfluß von Radlast,



**Bild 31:** Vergleich des Lenkmomentes  $M_{LO}$  von zwei gegenüberlenkenden Reifen mit nur einem gelenkten Reifen auf Beton.  $F_N = 10,2$  kN;  $p_i = 1,1$  bar;  $\eta = 1,0$ ;  $v_L = 6$  °/s.

Luftdruck, Reifenauslastungsgrad und der Lenkgeschwindigkeit im Vordergrund. Aufgrund der Versuchsdurchführung mit gegenüberlenkenden Reifen muß jedoch berücksichtigt werden, daß im Vergleich zu gelenkten Einzelreifen hier höhere maximale Lenkmomente auftreten.

### 5.1.1 Einfluss unterschiedlicher Reifen auf das Lenkmoment

Um die Lenkmomentmessungen der verschiedenen Versuchsreifen miteinander vergleichen und in einem Diagramm darstellen zu können, wurde bei der Versuchsdurchführung darauf geachtet, daß alle Reifen auf dem gleichen Boden ungefähr die gleiche Reifenauslastung aufwiesen, was durch Anpassung des Reifennendruckes an die Radlast erfolgte, sowie mit der gleichen Verstellgeschwindigkeit gelenkt wurden. Die Ergebnisse dieser Lenkmomentmessungen zeigen die Bilder 32a bis c.

Es ist sowohl auf Beton wie auch auf den nachgiebigen Böden Wiese und Stoppelacker zu erkennen, daß die Reifen sich im

Anstiegsverhalten des Lenkmomentes mit größer werdendem Lenkwinkel, besonders aber durch die sehr unterschiedlichen maximalen Lenkmomente unterscheiden.

Vergleicht man die Ergebnisse in den Bildern 32a bis c mit den Reifenaufstandsflächen der Reifen in den Bildern 24 und 25, Seite 57, ist unschwer zu erkennen, daß die Größe des auftretenden Lenkmomentes auf allen drei Böden nicht direkt von der Größe der Reifenaufstandsfläche abhängt. Der Reifen 15.0/55-17 Imp mit der deutlich größten Aufstandsfläche erfordert beispielsweise im Vergleich zu den AS-Stollenreifen das kleinste maximale Lenkmoment, was allerdings auch dem Einfluß des im Vergleich größeren Lenkrollradius zuzuschreiben ist.

Es fällt weiter auf, daß die kleinen Reifen 15.0/55-17 Imp und 10.5-20 MPT die kleinsten Lenkmomente beim Lenken im Stand erfordern. Bei beginnender Drehbewegung steigt das Lenkmoment des Implement-Breitreifens auf allen Böden sehr steil an, dagegen beim schmalen MPT-Reifen im Vergleich aller untersuchten Reifen am flachsten.

Die größten Lenkmomente wurden sowohl auf dem starren Betonboden als auch auf den nachgiebigen Böden bei den Reifen mit den größten Volumen und Durchmessern festgestellt, wobei die AS-Reifen mit den höheren Stollen und der geringeren Tragfähigkeit auf Beton einen flacheren Momentanstieg aufweisen, auf Wiese (16.9 R 26 AS) und auf Stoppelacker (14.9 R 24 AS) die höheren Stollen dagegen größere Lenkmomente erforderlich machen.

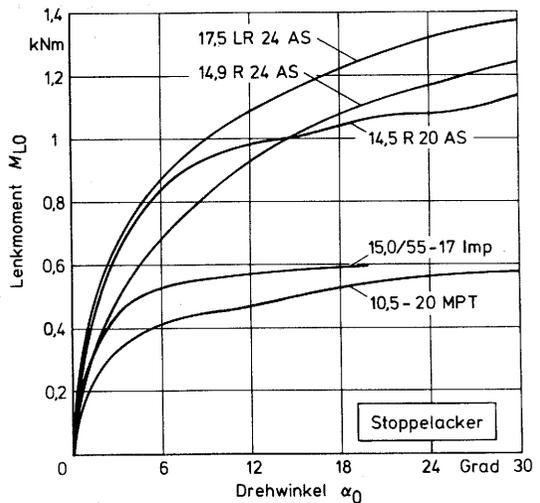
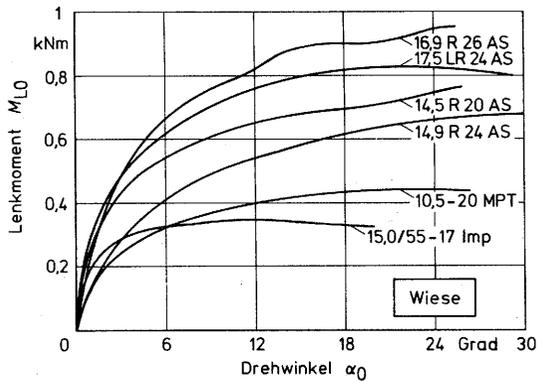
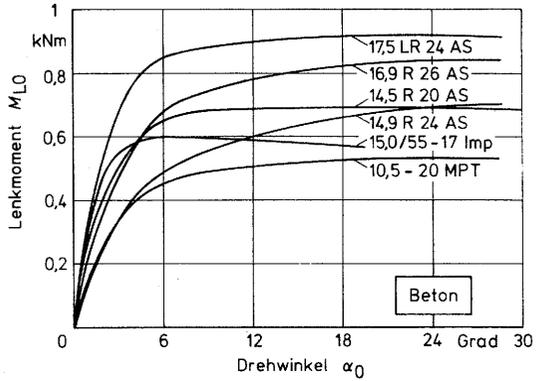
Als charakteristisch zeigt sich auch, daß die beiden schmalsten Reifen (10.5-20 MPT und 14.9 R 24 AS) auf den verschiedenen Böden den flachsten Lenkmomentanstieg aller Reifen erkennen lassen.

**Bild 32:**

Lenkmomente versch.  
Reifen beim Lenken  
im Stand mit  
 $v_{LO} = 3^\circ/s$  auf

- a) Beton
- b) Wiese (U=25,7%)
- c) Stoppelacker (U=17,6%)

Versuchsbedingungen:  
siehe Tabelle 4.



Reifen	Beton (a) und Wiese (b)			Stoppelacker (c)		
	$F_N$ [kN]	$P_i$ [bar]	$\eta$	$F_N$ [kN]	$P_i$ [bar]	$\eta$
15.0/55-17 Imp	9,8	2,3	0,54	9,8	1,5	0,70
10.5 -20 MPT	9,8	3,5	0,58	9,8	1,8	0,90
14.5 R 20 AS	10,2	2,4	0,57	10,2	1,1	1,0
17.5 LR 24 AS	10,5	1,6	0,59	10,5	1,0	0,85
14.9 R 24 AS	10,5	1,6	0,63	10,5	1,0	0,85
16.9 R 26 AS	10,8	1,6	0,50	-	-	-

Tabelle 4: Versuchsbedingungen zu Bild 32

Der Vergleich der Lenkmomente der untersuchten Reifen legt die Schlußfolgerung nahe, daß auf Betonboden vor allem der Verformungswiderstand der Lenkreifen die Größe des Lenkmomentes beim Lenken im Stand bestimmt, während der Größe der Reifenaufstandsfläche eine nicht so große Bedeutung zukommt. Dies bedeutet für landwirtschaftliche Reifen, die im Stand gelenkt werden, daß in erster Linie Reifendurchmesser und Reifenvolumen das aufzubringende Lenkmoment bestimmen. Als weitere Schlußfolgerung muß auf nachgiebigen Böden der Einfluß des Stollenprofils hervorgehoben werden, denn mit zunehmendem Stolleneingriff sind größere Lenkmomente aufzubringen.

### 5.1.2 Einfluß unterschiedlicher Böden auf das Lenkmoment

Als Voraussetzung für den Vergleich der Lenkmomente eines Reifens auf verschiedenen Fahrbahnböden wurden neben gleicher Radlast und gleichem Reifeninnendruck darauf geachtet, daß wieder nur Versuche mit gleich großer Lenkgeschwindigkeit zur Auswertung herangezogen wurden.

Die Darstellung der Lenkmomentverläufe des Implementreifens 15.0/55-17, Bild 33, macht deutlich, daß nachgiebige Böden bei diesem nahezu profillosen Reifen einen flacheren Momentanstieg und ein niedrigeres Lenkmomentmaximum im Vergleich zu Betonboden verursachen. Die gleiche Tendenz ist auch beim Reifen 10.5-20 MPT festzustellen, Bild 34.

Bild 33:

Standlenkmomente des Implement-Reifens auf verschiedenen Böden.

Versuchsbedingungen:  
 $F_N=9,8\text{ kN}$ ;  $p_i=1,5\text{ bar}$ ;  
 $\eta_L=0,7$ ;  $v_L=3^\circ/\text{s}$ .

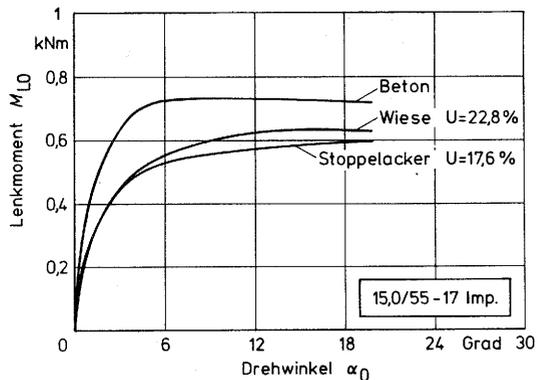
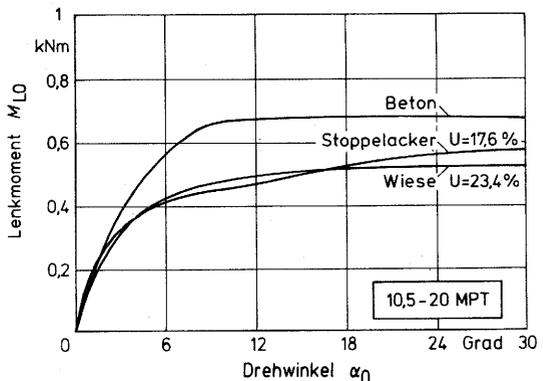


Bild 34:

Standlenkmomente des MPT-Reifens auf verschiedenen Böden.

Versuchsbedingungen:  
 $F_N=9,8\text{ kN}$ ;  $p_i=1,6\text{ bar}$ ;  
 $\eta_L=0,98$ ;  $v_L=3^\circ/\text{s}$ .



Die Bilder 35 und 36 zeigen die auf den verschiedenen Böden ermittelten Lenkmomente der AS-Reifen 14.5 R 20 und 17.5 LR 24. Der Anstieg des Lenkmomentes der AS-Reifen auf Stoppelacker und vor allem auf Wiese verläuft mit zunehmendem Drehwinkel flacher im Vergleich zum Lenkvorgang auf Beton. Im Gegensatz zu den Reifen ohne Stollenprofil, Bilder 33 und 34, werden auf dem trockenen Stoppelackerboden sogar größere Lenkmomente erreicht als auf Beton.

Bild 35:

Standlenkmomente des AS-Reifens 14,5 R 20 auf verschiedenen Böden.

Versuchsbedingungen:  
 $F_N=10,2\text{kN}$ ;  $p_i=1,1\text{bar}$ ;  
 $\eta_L=1,0$ ;  $v_L=3^\circ/\text{s}$ .

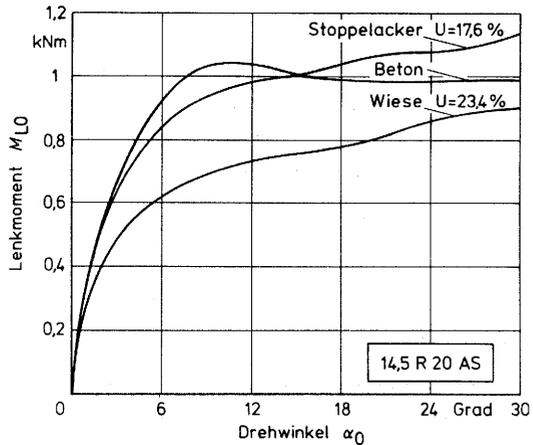
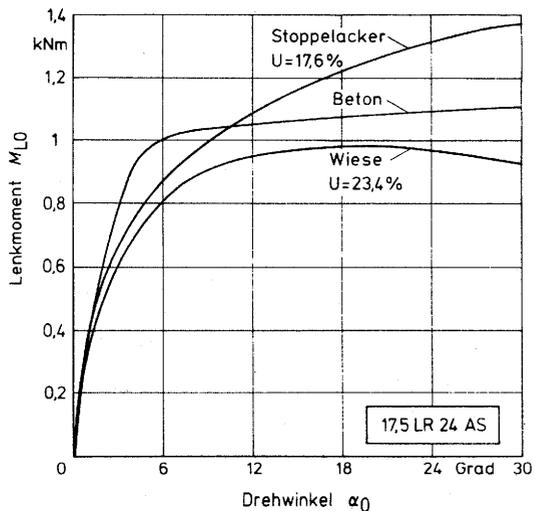


Bild 36:

Standlenkmomente des AS-Reifens 17,5 LR 24 auf verschiedenen Böden.

Versuchsbedingungen:  
 $F_N=10,5\text{kN}$ ;  $p_i=1,0\text{bar}$ ;  
 $\eta_L=0,85$ ;  $v_L=3^\circ/\text{s}$ .



### 5.1.3 Einfluß von Radlast, Reifeninnendruck und Reifenauslastungsgrad auf das Lenkmoment

Bekanntlich hängt das Tragvermögen eines Reifens in erster Linie vom Reifeninnendruck ab. Mit zunehmendem Reifeninnendruck vergrößern sich die von den Reifenherstellern vorgeschriebenen zulässigen Radbelastungen, Bild 23. Den Zusammenhang zwischen Radlast und Reifentragfähigkeit bei entsprechendem Reifeninnendruck beschreibt formell der Reifenauslastungsgrad  $\eta$  als der Quotient von Radlast und Reifentragfähigkeit.

Da die Radlast, der Reifeninnendruck und der Reifenauslastungsgrad jedoch auch die Größe der Reifenaufstandsfläche beeinflussen, Bilder 24 und 25, ist auch ein Einfluß dieser Parameter auf die Größe des Lenkmomentes beim Lenkvorgang im Stand zu erwarten. Um diese Zusammenhänge aufzuzeigen, wurden diese mit einem Reifen (14.5 R 20 AS) unter reproduzierbaren Bedingungen (Betonboden, ungefähr gleiche Lenkgeschwindigkeit) gewonnenen Lenkmomentmessungen ausgewertet und in den folgenden Bildern dargestellt.

In den Bildern 37 bis 39 werden die Auswirkungen unterschiedlicher Reifeninnendrücke auf das Standlenkmoment für drei verschiedene Radlasten aufgezeigt. Mit abnehmender Reifenauslastung (= zunehmender Reifeninnendruck) kommt es zur Verringerung des Lenkmomentes. Der Vergleich der Bilder läßt weiter erkennen, daß eine größere Radlast auch ein größeres Lenkmoment bedingt.

Das Bild 40 zeigt den in der Praxis häufigen Fall eines Reifens mit konstantem Innendruck, jedoch unterschiedlich großen Radlasten. Entsprechend der Vergrößerung der Reifenaufstandsfläche mit größerer Reifenauslastung nimmt die Größe des aufzubringenden Lenkmomentes zu, während der Lenkmomentanstieg mit beginnendem Lenkvorgang unbeeinflusst bleibt.

Bilder 37 bis 39:

Einfluß verschiedener Reifeninnendrucke bzw. Auslastungsgrade des AS-Reifens 14.5 R 20 auf das Standlenkmoment auf Beton bei 3 unterschiedlichen Radlasten  $F_N$ .

Bild 37:

$F_N = 8,4 \text{ kN}$

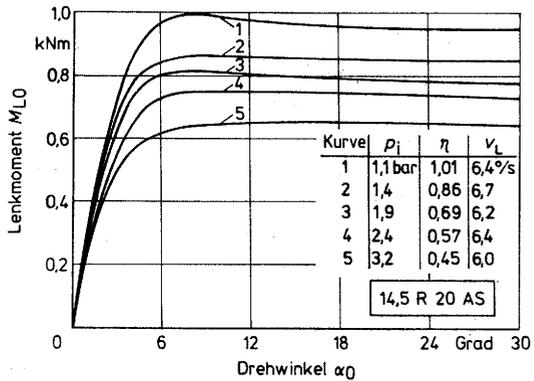
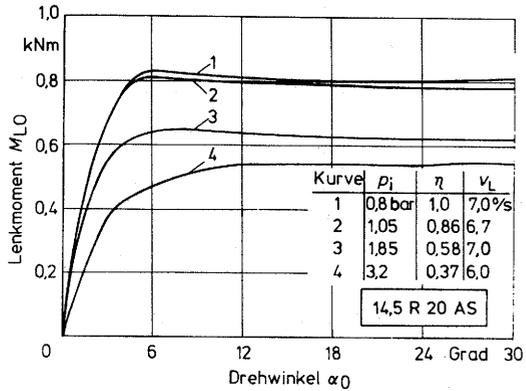


Bild 38:

$F_N = 10,2 \text{ kN}$

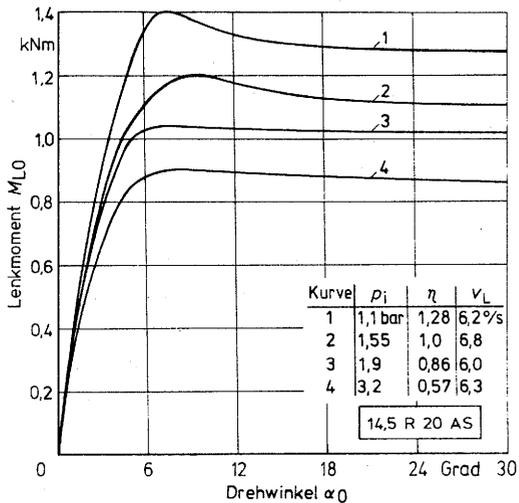
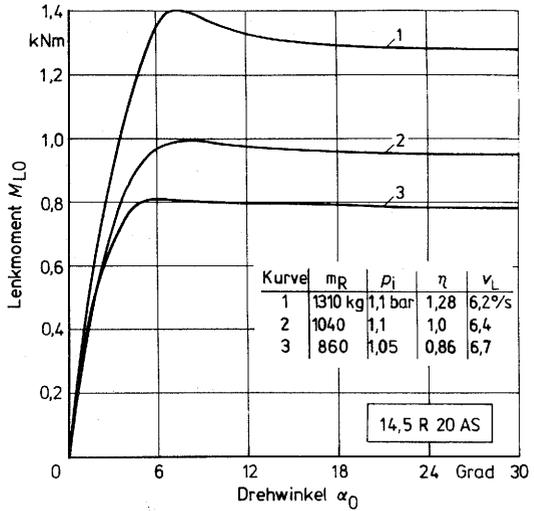


Bild 39:

$F_N = 12,8 \text{ kN}$

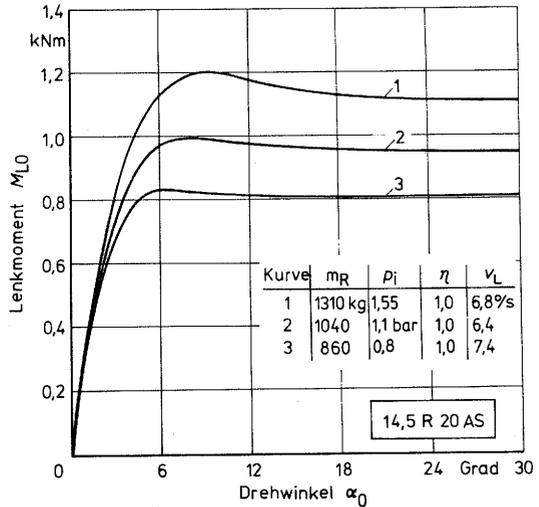
**Bild 40:**

Einfluß unterschiedlicher Radlasten bzw. Reifenauslastungsgrade bei konst. Reifennendruck auf das Standlenkmoment des AS-Reifens 14.5 R 20 auf Beton.



**Bild 41:**

Einfluß von Radlast und Reifennendruck bei konst. Reifenauslastung auf das Standlenkmoment des AS-Reifens 14.5 R 20 auf Beton.



Wird dagegen der Reifennendruck an unterschiedliche Radlasten angepaßt (Luftdruckregelung), um die zulässige Reifenauslastung nicht zu überschreiten, müssen wider Erwarten bei größerer Reifenbelastung ebenfalls deutlich größere Lenkmomente aufgebracht werden, Bild 41.

5.1.4 Einfluß der Lenkgeschwindigkeit auf das Lenkmoment

Den Einfluß unterschiedlich schneller Lenkbewegungen auf das Lenkmoment beim Lenken im Stand am Beispiel vier verschiedener Reifen auf Betonboden zeigen die Bilder 42 bis 45. In den Bildern 44 und 45 ist zusätzlich der Einfluß unterschiedlicher Reifeninnendrucke bzw. Auslastungsgrade bei gleicher Radlast dargestellt.

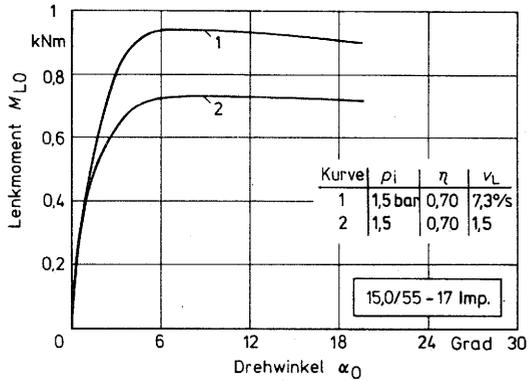


Bild 42:  
Reifen 15.0/55-17Imp  
( $F_N = 9,8$  kN) auf  
Beton.

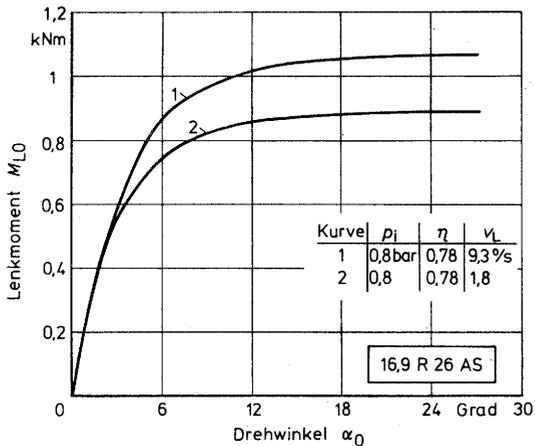
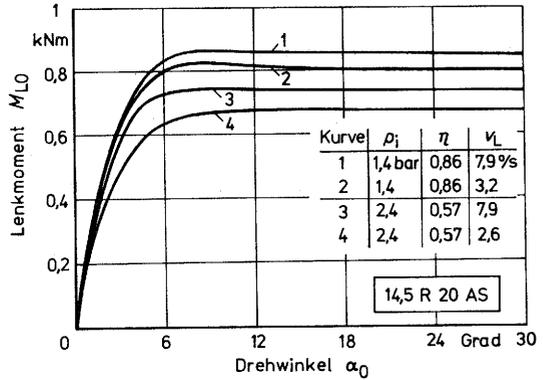
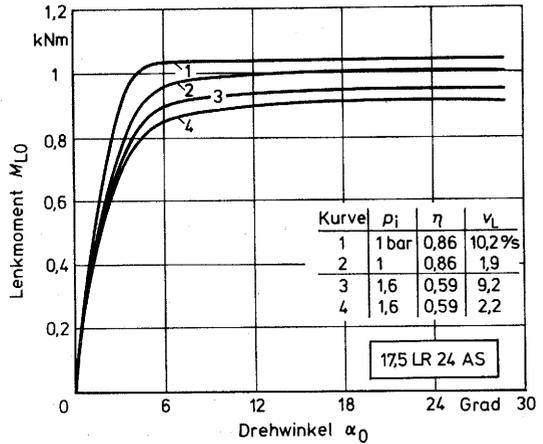


Bild 43:  
Reifen 16.9 R 26 AS  
( $F_N = 10,8$  kN) auf  
Beton.



**Bild 44:**

Reifen 14.5 R 20 AS  
( $F_N = 10.4 \text{ kN}$ ) auf  
Beton.



**Bild 45:**

Reifen 17.5 LR 24 AS  
( $F_N = 10.5 \text{ kN}$ ) auf  
Beton.

Bilder 42 bis 45: Einfluß unterschiedlicher Lenkgeschwindigkeiten und Reifeninnendrucke bzw. Reifenauslastungsgrade auf das Standlenkmoment verschiedener Reifen auf Beton.

Charakteristisch für das Lenkmoment  $M_{LO}$  ist der steile Anstieg mit beginnender Drehbewegung. Dabei kann ausgeschlossen werden, daß dieser steile Anstieg auf Beschleunigungsmomente zurückzuführen ist, wie Voruntersuchungen gezeigt haben.

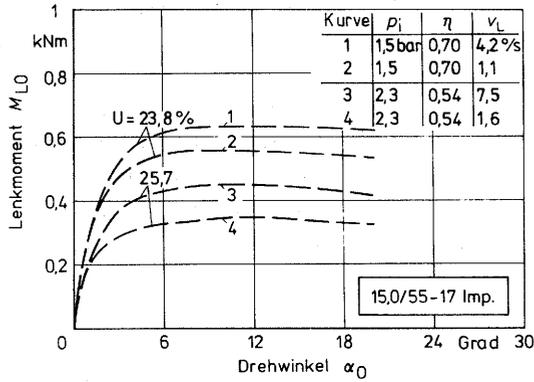
Die Bilder lassen erkennen, daß eine schnelle Lenkbewegung ein größeres Lenkmoment erfordert im Vergleich zu einer langsamen Lenkbewegung. Weiter fällt auf, daß der Lenkmomentunterschied bei unterschiedlich schneller Lenkbewegung beim Implementreifen, Bild 42, und Normalstollenreifen 16.9 R 26 AS, Bild 43, größer ist als bei den Flachstollenreifen, Bilder 44 und 45.

Bei allen vier Reifen zeigt sich auch, daß der Lenkmomentanstieg nahezu unabhängig von verschiedenen Reifeninnendrücken und unterschiedlichen Lenkgeschwindigkeiten ist. Das maximale Lenkmoment wird bei den Reifen allerdings bei unterschiedlichen Drehwinkeln erreicht:

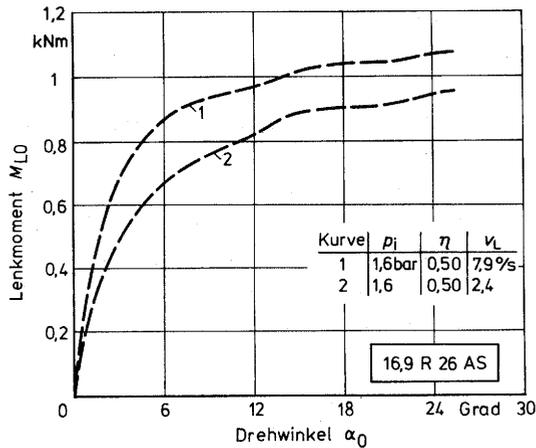
Reifen	15.0/55-17 Imp	- nach ca.	6 Grad
	14.5 R 20 AS	- "	ca. 8 Grad
	17.5 LR 24 AS	- "	ca. 8 Grad
	16.9 R 26 AS	- "	ca. 18 Grad

Auf dem Wiesenboden mit 25,7% Feuchtegehalt (sehr feuchter Boden) zeigen die Reifen 15.0/55-17 Imp, Bild 46, und 16.9 R 26 AS, Bild 47, den gleichen Einfluß der Lenkgeschwindigkeit auf das Standlenkmoment wie auf Beton. Bei der Höhe der Lenkmomente ist jedoch ein deutlicher Unterschied feststellbar. Die Lenkmomente des profilfreien Implementreifens sind auf dem Wiesenboden erheblich niedriger als auf Beton (vergleiche Bild 42), während beim Normalstollen-AS-Reifen auf dem feuchten Wiesenboden bei gleicher Reifenauslastung sogar größere Lenkmomente aufgebracht werden müssen (vergleiche Bild 43).

Bei den anderen Versuchsreifen konnte der Einfluß der Lenkgeschwindigkeit auf die Höhe des Lenkmomentes auf Wiesenboden nicht eindeutig festgestellt werden. Die natürlichen Unterschiede in der Vegetation und der Oberflächenbeschaffenheit des Wiesenbodens überlagerten sich dem Einfluß der Lenkgeschwindigkeit auf das Lenkmoment in der Weise, daß die Bodeneinflüsse dominierten.



**Bild 46:** Einfluß verschiedener Lenkgeschwindigkeiten, Reifeninnendrucke bzw. Auslastungsgrade und Bodenfeuchtigkeiten auf das Standlenkmoment des Implement-Reifens 15.0/55-17 auf Wiese ( $F_N = 9,8 \text{ kN}$ ).



**Bild 47:** Einfluß verschiedener Lenkgeschwindigkeiten auf das Standlenkmoment des AS-Reifens 16.9 R 26 auf Wiese ( $F_N = 10,8 \text{ kN}$ ;  $U = 25,7\%$ ).

## 5.2 VERGLEICH VON STATIONÄREM UND INSTATIONÄREM REIFENSCHRÄGLAUF

Beim Einsatz landwirtschaftlicher Fahrzeuge, beispielsweise beim Pflügen, beim Fahren am Hang oder beim Betrieb von seitlich angehängten Geräten wie z.B. Rübenerntern, erfolgt die Spurhaltung durch konstant schräglauflende Räder. Das Fahren mit konstantem Schräglaufwinkel ist einem stationären Fahrzustand gleichzusetzen.

Im Gegensatz dazu sind das Ein- und Auslenken beim Kurvenfahren und Wenden von landwirtschaftlichen Fahrzeugen, ganz besonders von Anhängern mit Tandem- oder Tridemachsfahrwerken als instationäre Fahrzustände anzusehen, weil sich der Reifenschräglauf hierbei ständig ändert.

Bis heute stand bei allen Untersuchungen über das Schräglaufverhalten der Reifen landwirtschaftlicher Fahrzeuge der stationäre Fahrzustand im Vordergrund, der mit einer einfachen Versuchsmethodik erfaßt werden kann. Ein zur Fahrtrichtung schräggestellter Reifen wird eine gewisse Strecke vorwärtsbewegt, wobei der Mittelwert der Rollwiderstands- und der Seitenkraft, die auf den Versuchsreifen wirken, ermittelt werden. Mehrere solcher Einzelmessungen mit unterschiedlich schräggestellten Rädern ergeben dann das Seitenkraft- und Rollwiderstandsverhalten in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel. Als Nachteile dieses Verfahrens sind der sehr große Flächenbedarf landwirtschaftlicher Böden und die zeitaufwendige Meßmethodik anzuführen. Zudem blieb bis jetzt ungeklärt, ob und in welcher Weise das stationäre Schräglaufverhalten landwirtschaftlicher Reifen auf das instationäre Reifenverhalten übertragbar ist.

Im Bereich schnellaufender Pkw- und Lkw-Reifen beschäftigten sich in den letzten Jahren mehrere Untersuchungen mit dem instationären Reifenverhalten [19-22, 29, 31]. Es wurden die Übertragungsbeziehungen zwischen schnell verändertem Schräg-

lauf und der Seitenkraftantwort bei periodischer sowie stochastischer Schräglaufanregung, bzw. bei Schräglaufrisprünge experimentell aufgezeigt. Beim instationären Reifenverhalten schnelllaufender Reifen mit schnell veränderbarer Schräglaufanregung spielen Massen- und Dämpfungskräfte eine entscheidende Rolle, die jedoch bei langsamlaufenden Reifen (unter 10 km/h) und bei einmaligen Lenkvorgängen zu vernachlässigen sind. Bei den Reifen landwirtschaftlicher Fahrzeuge ist daher allein der Abrollvorgang entscheidend. Das sogenannte "Einlaufen" bei einer Schräglaufwinkeländerung ist für nicht angetriebene landwirtschaftliche Reifen deshalb weniger zeitabhängig, sondern wegababhängig zu betrachten.

Mit der in Abschnitt 2 vorgestellten Versuchseinrichtung wurde erstmalig neben dem stationären auch das instationäre Schräglauferhalten von nicht angetriebenen Reifen im Bereich kleiner Fahrgeschwindigkeiten in Einzelversuchen untersucht. Bei der exemplarischen Darstellung der Versuchsergebnisse mit stufenloser Schräglauferstellung in den Bildern 26 bis 29 (Seite 62 bis 65) fällt auf, daß die Seitenkraft erst mit einer Winkelverzögerung von ca. 2 Grad Schräglaufwinkel steil ansteigende Werte erreicht. Dieser verzögerte Seitenkraftanstieg hängt mit der Verformung bei beginnendem Reifenschräglaufer ("Einlaufen") im Bereich der Reifenaufstandsfläche zusammen. Erst von einem verformten Reifen können Seitenkräfte übertragen werden. Die Einlauflänge  $l_E$  beträgt mit den angegebenen Versuchsbedingungen ca. 0,5 m beim AS-Reifen 14,5 R 20 und ca. 0,3 m beim Implementreifen 15,0/55-17.

Um beim Vergleich des stationären mit dem instationären Schräglauferhalten rollender Reifen landwirtschaftlicher Fahrzeuge die Ergebnisse der Radkraftmessungen in einer vergleichbaren Form, unabhängig von verschiedenen großen Radlasten zu erhalten, wurden im folgenden Seitenkraft und Rollwiderstandskraft im radbezogenen Koordinatensystem auf die Radlast bezogen und als Seitenkraftbeiwert  $c_S'$  und Rollwiderstandsbeiwert  $c_R'$  dargestellt. Im Gegensatz zum instationären Rei-

fenverhalten wurden die den stationären Reifenschräglauf charakterisierenden Kurven in den folgenden Bildern als Strichlinien ausgeführt.

In den Bildern 48 bis 53, Seite 87 bis 92, sind für den AS-Stollenreifen 14.5 R 20 und den Implement-Breitreifen 15.0/55-17 die Meßergebnisse von stationären und instationären Schräglaufversuchen auf den Fahrbahnen Beton, Wiese und Stoppelacker wiedergegeben. Die Fahrgeschwindigkeit betrug einheitlich 1 m/s, während Radlast, Reifeninnendruck und Auslastungsgrad für den jeweiligen Reifen auf den verschiedenen Fahrbahnen geringe Unterschiede aufweisen.

Es ist in den Bildern 48b bis 53b zu erkennen, daß der Rollwiderstandsbeiwert  $c_R$  mit ansteigendem Schräglaufwinkel nicht nur einen beinahe unveränderten Verlauf, sondern daß er bei stationärem wie auch bei instationärem Reifenschräglauf einen identischen Verlauf hat, unabhängig von der Art der Fahrbahn. Im Gegensatz dazu unterscheidet sich der Verlauf von stationärem und instationärem Seitenkraftverhalten in den Diagrammen  $c_S'(\alpha)$ , Bilder 48a bis 53a, in mehrerer Hinsicht ganz deutlich. Der augenfälligste Unterschied besteht in einem um den Reifeneinlauf  $\alpha_E$  verzögerten Anstieg des Seitenkraftbeiwertes bei instationärem Reifenschräglauf sowohl auf dem starren Betonboden wie auf den nachgiebigen Fahrbahnen Wiese und Stoppelacker im Vergleich zum stationären Reifenschräglauf. Dieser Reifeneinlauf  $\alpha_E$  ist für den Reifen 14.5 R 20 AS aus den Bildern 48a bis 50a mit etwa 2,5 Grad Schräglaufwinkel abzulesen, für den Reifen 15.0/55-17 Imp aus den Bildern 51a bis 53a mit etwa 1,5 Grad.

Als weiterer Unterschied zwischen stationärem und instationärem Reifenschräglauf kann beim Reifen 14.5 R 20 AS auf Beton und Wiese mit den angegebenen Versuchsbedingungen ein flacherer Anstieg des Seitenkraftbeiwertes bei instationärem Schräglauf festgestellt werden. Auf Stoppelacker und beim Implement-Reifen 15.0/55-17 auf allen verwendeten Fahrbahnen

kann dagegen ein ungefähr gleich steiler Anstieg bei stationärem und instationärem Reifenschräglauf beobachtet werden.

Als drittes Unterscheidungsmerkmal führt bei beiden Reifen das instationäre Schräglaufverhalten auf Beton und auf Wiese zu größeren maximalen Seitenkraftbeiwerten. Im Gegensatz dazu werden auf dem trockenen Stoppelackerboden mit instationärem Reifenschräglauf etwas kleinere maximale Seitenkraftbeiwerte im Vergleich zum stationären Reifenverhalten erreicht. Diese Tendenzen auf den verschiedenen Fahrbahnen bestätigten stichprobenartige Vergleichsuntersuchungen mit den Reifen 10.5-20 MPT und 14.9 R 24 AS, auf deren Darstellung jedoch verzichtet wurde.

Der Vergleich der Lenkmomente in den Bildern 48c bis 53c macht deutlich, daß die Größe und der Verlauf der Lenkmomente schräglaufer Reifen nicht nur von der Art der Fahrbahn, sondern auch davon abhängt, ob ein stationärer oder instationärer Reifenschräglauf vorliegt. Mit Ausnahme von Bild 53c zeigen die Diagramme, daß im Vergleich zum stationären für instationären Reifenschräglauf ein größeres maximales Lenkmoment aufgebracht werden muß. Besonders ausgeprägt ist für Beton zu erkennen, daß entsprechend dem verzögerten Seitenkraftaufbau das Lenkmomentmaximum um den gleichen Schräglaufwinkelwert nach rechts verschoben wird.

Da Vergleichsmessungen mit den Reifen 10.5-20 MPT und 14.9 R 24 AS diese Meßergebnisse bestätigten, handelt es sich im Bild 53c, in dem der Lenkmomentverlauf des Implementreifens auf Stoppelacker dargestellt wird, um einen zu begründenden Ausnahmefall. Das größere Lenkmoment für den stationären Schräglauf wurde vermutlich durch Fahrbahneinflüsse, wie z.B. Geländeunebenheiten, und durch Erntefahrzeuge entstandene unterschiedliche Bodendichten erzeugt.

Die Lenkmomente der Reifen auf Beton zeigen den typischen Verlauf mit einem ausgeprägten Maximum bei kleinen Schräg-

laufwinkeln und nachfolgendem steilen Abfall auf Werte um Null. Auf Wiese ist ein flacherer Lenkmomentabfall feststellbar, während auf Stoppelacker der AS-Stollenreifen mit zunehmendem Schräglaufwinkel sowohl bei stationärem wie auch instationärem Reifenverhalten anhaltend große Lenkmomentwerte erforderlich macht, Bild 50c. Die Ursache hat dieser Momentverlauf im sogenannten bulldozing-Widerstand, also dem Effekt, daß der schräglaufende Reifen den Boden absichert und mit zunehmendem Schräglaufwinkel sich eine immer tiefere Spur gräbt. Bei der Reifenvorwärtsbewegung erfordert die Lenkbewegung gegen den Seitenwall somit ein anhaltend großes Lenkmoment. Beim Implementreifen tritt dieser Effekt wegen der geringen Reifenauslastung und dem Fehlen von Profilstollen dagegen nicht auf, Bild 53c.

Der kontinuierliche Anstieg des Lenkmomentes mit beginnendem instationärem Reifenschräglauf auf starrer wie nachgiebiger Fahrbahn, Bilder 48c bis 53c, läßt wie bei den Lenkmomentmessungen beim Lenken im Stand darauf schließen, daß die Beschleunigung der Reifendrehbewegung auf die konstante Lenkgeschwindigkeit den Lenkmomentanstieg nicht beeinflusste.

**Bild 48:**

Vergleich von stat. (gestrichelt) und instationärem Schräglauf des AS-Reifens 14.5 R 20 auf Beton:

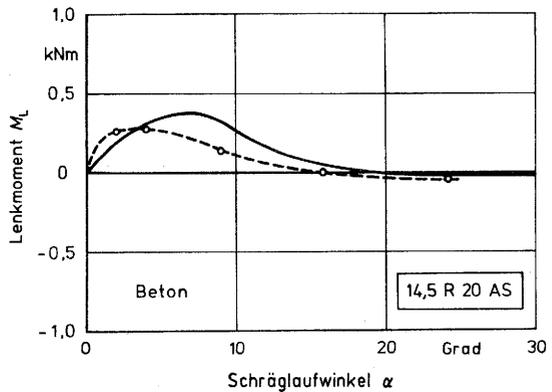
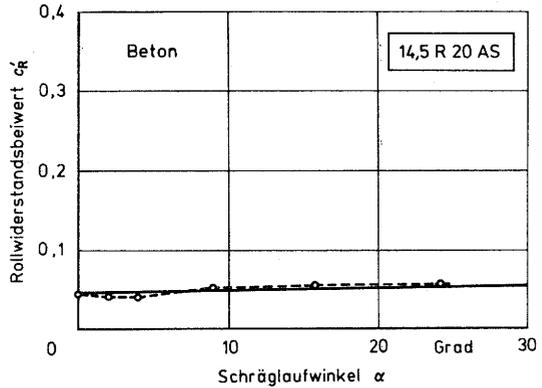
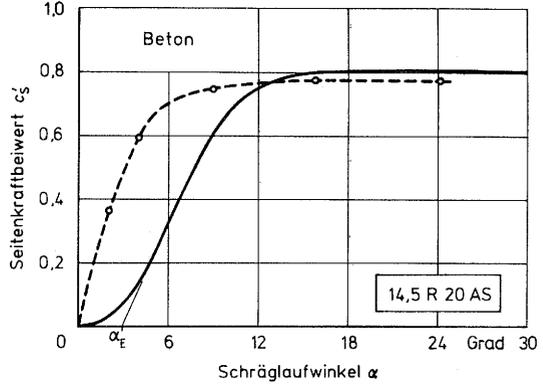
- a) Seitenkraftverhalten
- b) Rollwiderstandsverhalten
- c) Lenkmomentverhalten.

Versuchsbedingungen:

$F_N=10\text{kN}$ ;  $p_i=1,2\text{ bar}$ ;

$\eta = 0,94$ ;  $V_L=6^\circ/\text{s}$ ;

$v = 1\text{ m/s}$ .



**Bild 49:**

Vergleich von stat. (gestrichelt) und instationärem Schräglauf des AS-Reifens 14.5 R 20 auf Wiese:

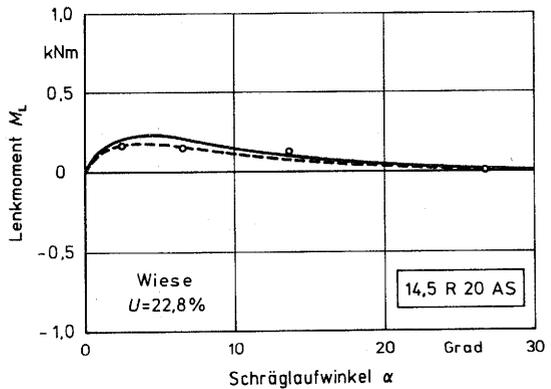
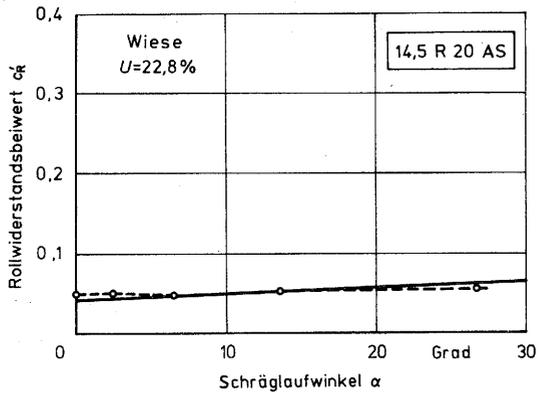
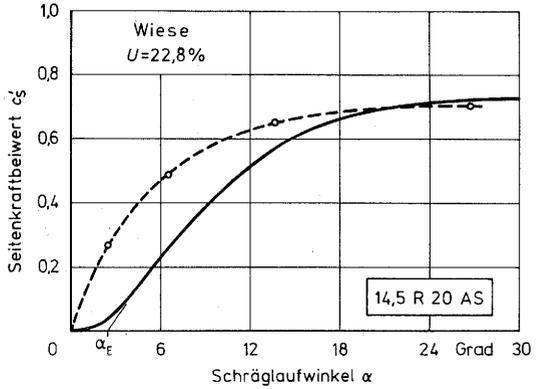
- a) Seitenkraftverhalten
- b) Rollwiderstandsverhalten
- c) Lenkmomentverhalten.

Versuchsbedingungen:

$F_N = 10,2 \text{ kN}$ ;  $p_i = 1,2 \text{ bar}$ ;

$\eta_l = 0,95$ ;  $v_L = 6^\circ/\text{s}$ ;

$v = 1 \text{ m/s}$ .



**Bild 50:**

Vergleich von stat. (gestrichelt) mit instationärem Schräglauf des AS-Reifens 14.5 R 20 auf Stoppelacker:

- a) Seitenkraftverhalten
- b) Rollwiderstandsverhalten
- c) Lenkmomentverhalten.

Versuchsbedingungen:  
 $F_N=10,1\text{ kN}; p_i=1,1\text{ bar};$   
 $\eta=1,0; V_L=6^\circ/\text{s};$   
 $V=1\text{ m/s}.$

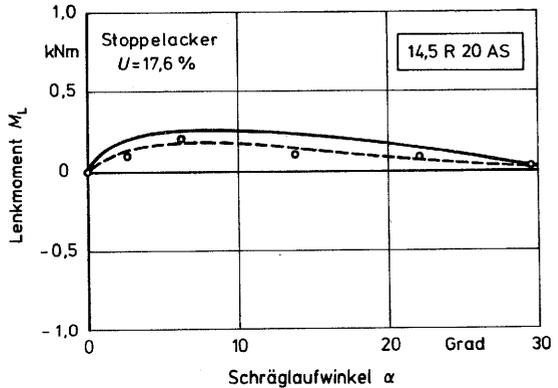
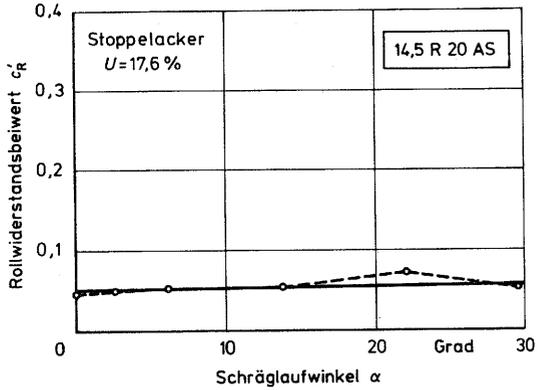
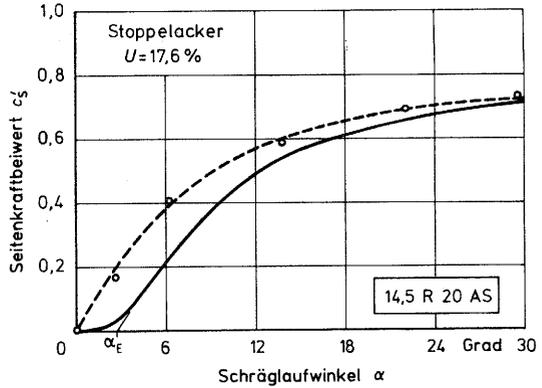


Bild 51:

Vergleich von stat. (gestrichelt) mit instationärem Schräglauf des Implement-Reifen 15.0/55-17 auf Beton:

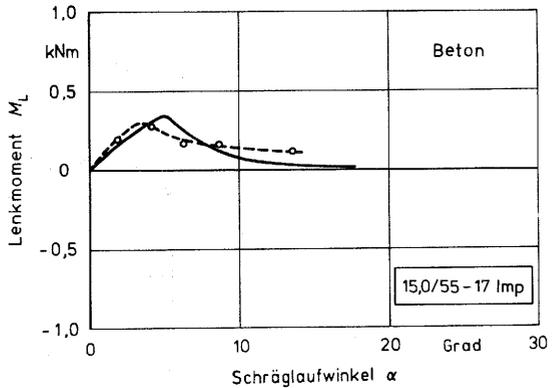
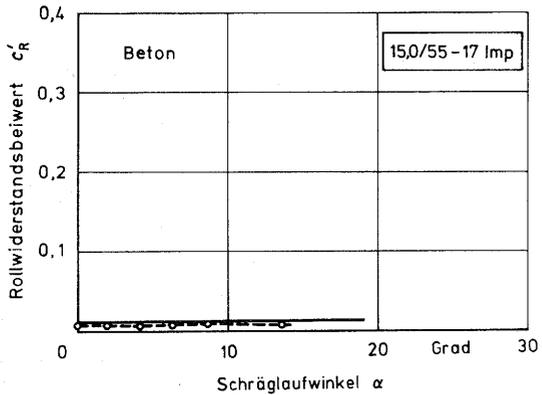
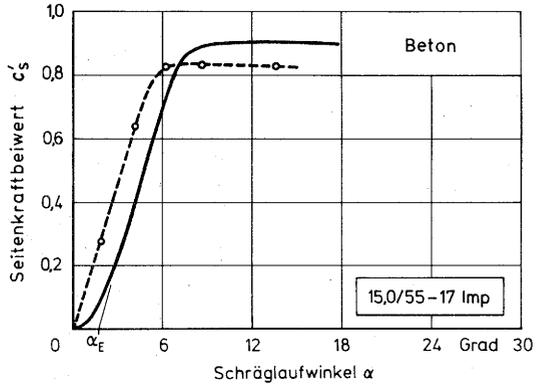
- a) Seitenkraftverhalten
- b) Rollwiderstandsverhalten
- c) Lenkmomentverhalten.

Versuchsbedingungen:

$F_N=9,6\text{kN}$ ;  $p_i=1,6\text{bar}$ ;

$\eta = 0,66$ ;  $V_L=5^\circ/\text{s}$ ;

$V = 1\text{ m/s}$ .



**Bild 52:**

Vergleich von stat. (gestrichelt) mit instationärem Schräglauf des Implement-Reifen 15,0/55-17 auf Wiese:

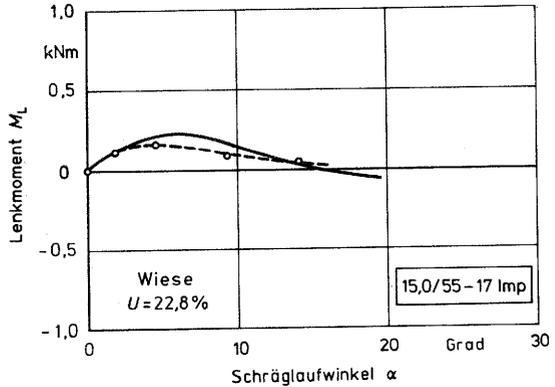
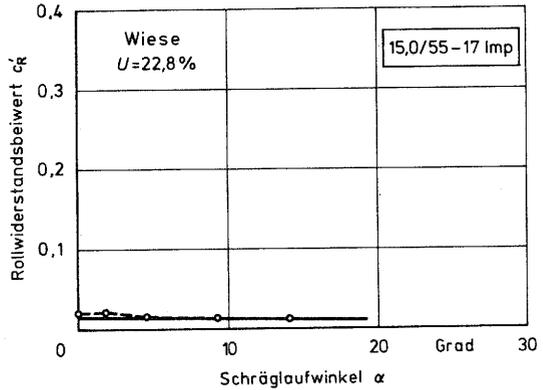
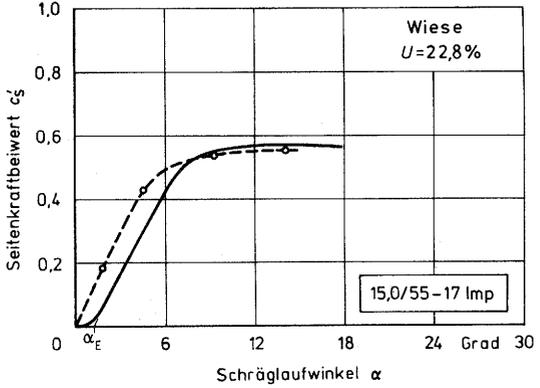
- a) Seitenkraftverhalten
- b) Rollwiderstandsverhalten
- c) Lenkmomentverhalten.

Versuchsbedingungen:

$F_N = 9,8 \text{ kN}$ ;  $p_i = 1,6 \text{ bar}$ ;

$\eta = 0,68$ ;  $V_L = 5^\circ/\text{s}$ ;

$v = 1 \text{ m/s}$ .



**Bild 53:**

Vergleich von stat. (gestrichelt) mit instationärem Schräglauf des Implement-Reifen 15.0/55-17 auf Stoppelacker:

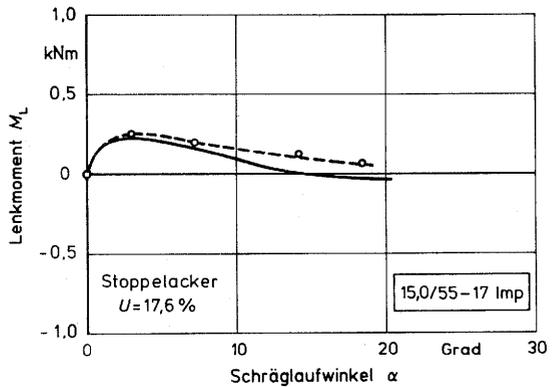
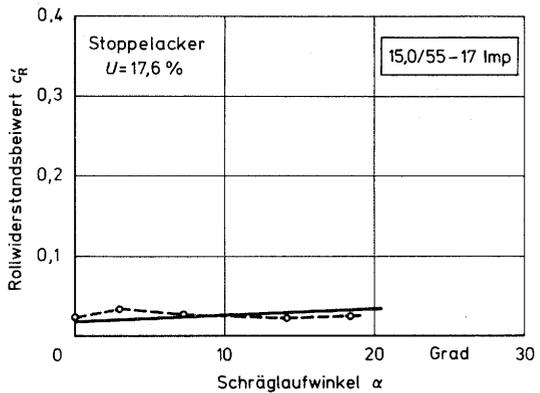
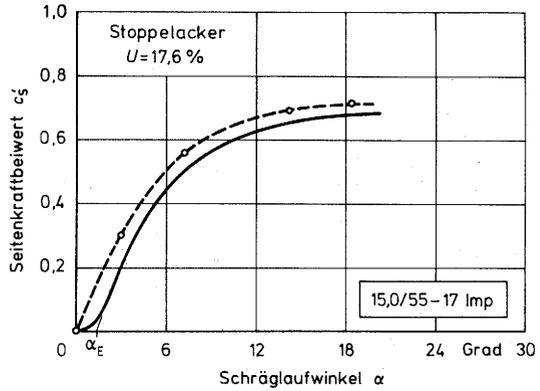
- a) Seitenkraftverhalten
- b) Rollwiderstandsverhalten
- c) Lenkmomentverhalten.

Versuchsbedingungen:

$F_N = 9,8 \text{ kN}$ ;  $p_i = 1,5 \text{ bar}$ ;

$\eta = 0,7$ ;  $V_L = 5^\circ/\text{s}$ ;

$V = 1 \text{ m/s}$ .

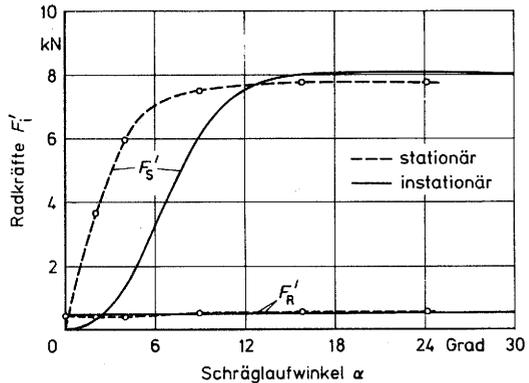


### 5.2.1 Fahrtrichtungsbezogene Radkraftkomponenten

Faßt man die Radkraftkomponenten  $F_S'$  und  $F_R'$  in ein Diagramm zusammen, erhält man für den Reifen 14.5 R 20 AS auf Betonfahrbahn die Darstellung mit stationärem und instationärem Reifenschräglauf in Bild 54. Im Gegensatz zur Seitenkraftkomponente spielt für den Rollwiderstandsverlauf die Art des Reifenschräglaufs keine Rolle. Dies gilt jedoch nur für die radbezogenen Radkräfte im  $x'y'$ -Koordinatensystem. Die für das Vorwärtskommen eines Fahrzeugs entscheidenden fahrtrichtungsbezogenen Radkraftkomponenten  $F_S$  und  $F_R$  weisen dagegen einen abweichenden Verlauf auf.

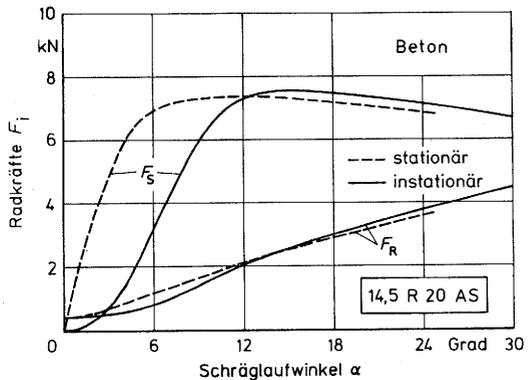
**Bild 54:**

Radrichtungsbezogene Radkraftkomponenten  $F_S'$  und  $F_R'$  bei stat. und instationärem Schräglauf des Reifens 14.5 R 20 AS auf Beton.  
(Versuchsbedingungen wie in Bild 48)



**Bild 55:**

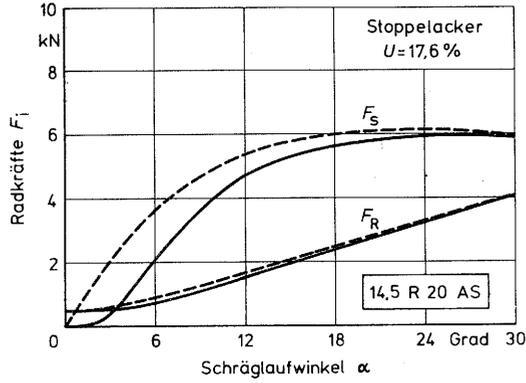
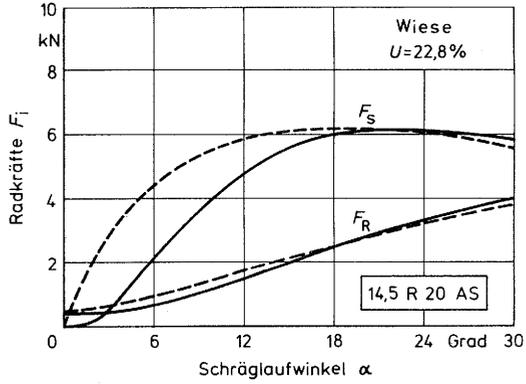
Fahrtrichtungsbezogene Radkraftkomponenten  $F_S$  und  $F_R$  bei stat. und instationärem Schräglauf des Reifens 14.5 R 20 AS auf Beton.



Nach Umrechnung der gemessenen Radkraftkomponenten  $F_{S'}$  und  $F_{R'}$  mit den Gleichungen (3) und (4) in die Radkräfte  $F_S$  und  $F_R$  erhält man den Kräfteverlauf in Bild 55. Die Seitenkraftkomponente  $F_S$ , die senkrecht zur Fahrtrichtung wirkt, hat nun bei stationärem Schräglauf auf Beton ein Maximum bei etwa 12 Grad Schräglaufwinkel, bei instationärem Schräglauf bei ca. 15 Grad. Mit größeren Schräglaufwinkeln fallen beide Kurven kontinuierlich bis auf den Wert Null bei 90 Grad Reifenschräglauf ab.

Im Gegensatz zur radrichtungsbezogenen Rollwiderstandskraft steigen bei stationärem wie bei instationärem Reifenverhalten die fahrtrichtungsbezogene Rollwiderstandskraft, die entgegen der Fahrtrichtung wirkt, mit zunehmendem Reifenschräglaufwinkel nahezu kontinuierlich an, um erwartungsgemäß im Bereich sehr großer Schräglaufwinkel (bis 90 Grad) einen maximalen Wert zu erreichen. Im Vergleich zum stationären Schräglaufverhalten wird als Folge des instationären Reifenschräglaufs der Anstieg der Rollwiderstandskraft bei beginnendem Reifenschräglauf verzögert und fängt erst nach ca. 3 Grad "Reifen-einlauf" an auf größere Werte anzusteigen. Durch den Einfluß des größeren Seitenkraftmaximums bei instationärem im Vergleich zum stationären Schräglauf erreicht der Rollwiderstand bei instationärem Schräglauf ab 14 Grad Schräglaufwinkel größere Werte.

Die gleichen Tendenzen zeigen die aus den radbezogenen Radkraftdarstellungen abgeleiteten Diagramme in den Bildern 56 und 57 für die beiden Versuchsreifen auf unterschiedlichen Fahrbahnen.

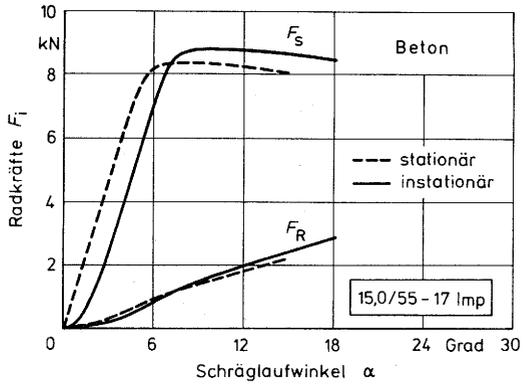


**Bild 56:** Fahrtrichtungsbezogene Radkraftkomponenten bei stationärem (gestrichelt) und instationärem Schräglauf des Reifens 14.5 R 20 AS  
a) auf Wiese im Vergleich zu Bild 49  
b) auf Stoppelacker im Vergleich zu Bild 50

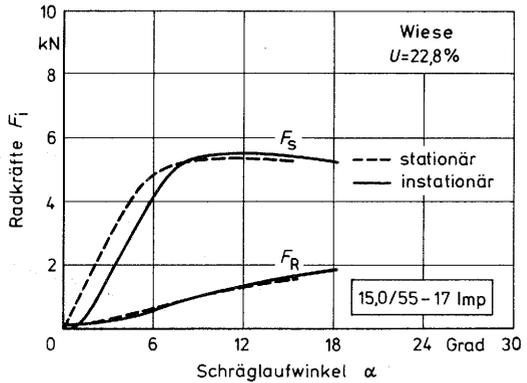
Bilde 57:

Fahrtrichtungsbezogene  
Radkraftkomponenten  
bei stationärem und  
instationärem Schräg-  
lauf des Reifens  
15.0/55-17 Imp

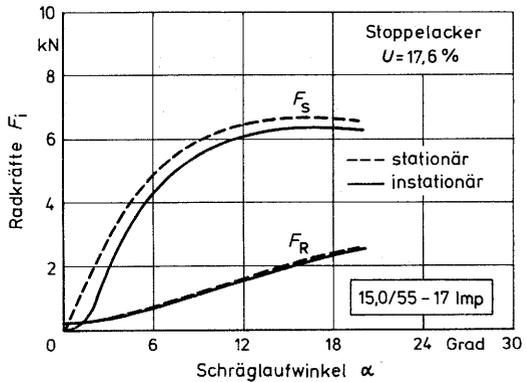
a) auf Beton im Ver-  
gleich zu Bild 51



b) auf Wiese im Ver-  
gleich zu Bild 52



c) auf Stoppelacker  
im Vergleich zu  
Bild 53.



### 5.2.2.2 Richtungswinkel der resultierenden Horizontalkraft

Durch die Meßtechnik bedingt, werden bei schrägrollenden Reifen die Radkraftkomponenten  $F_S'$  und  $F_R'$  gemessen. In Wirklichkeit wirkt auf den Reifen bei der Vorwärtsbewegung die resultierende Kraft  $F_{RS}$ , siehe Bild 3 und Bild 62. Der Betrag der resultierenden Horizontalkraft entspricht bei kleinen Rollwiderstandswerten etwa der Größe der Seitenkraftkomponente. Der Winkel, unter dem die resultierende Horizontalkraft auf den schräglaufernden Reifen wirkt, wird auf die Reifenquerachse bezogen und in dieser Arbeit mit Richtungswinkel  $\delta$  bezeichnet. Er läßt sich mit Gleichung (6) aus der Seitenkraft  $F_S$  und der Rollwiderstandskraft  $F_R$  berechnen.

Die Wirkung der resultierenden Horizontalkraft bei schräglaufernden Reifen kann an den Riefen auf der Reifenoberfläche abgelesen werden. Betrachtet man die Riefen auf den Stollen des AS-Reifens 14.5 R 20, die durch konstanten Schräglaufer mit 20 Grad auf Beton entstanden, kann eine Abweichung der Riefenrichtung zur Reifenquerachse von ungefähr 5 Grad festgestellt werden, Bild 58. Im Gegensatz dazu zeigen die Riefen auf der Reifenoberfläche des Implementreifens 15.0/55-17 nach

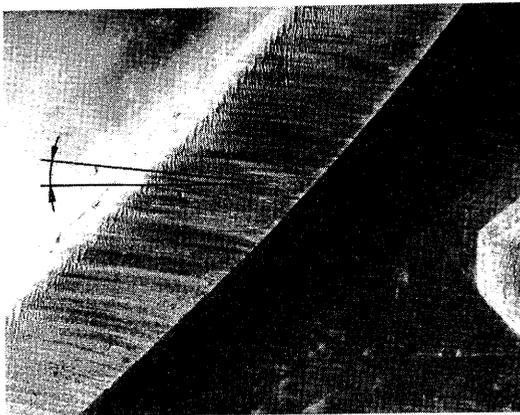


Bild 58: Riefenrichtung auf den Stollen des Reifens 14.5 R 20 AS nach stationärem Schräglaufer mit 20 Grad auf Beton.

einer Schräglauffahrt mit 15 Grad auf Beton im Bereich der Reifenmitte nahezu den Richtungswinkel null Grad, Bild 59.



Bild 59: Riefenrichtung auf dem Reifen 15.0/55-17 Imp nach stationärem Schräglauf mit 15 Grad auf Beton.

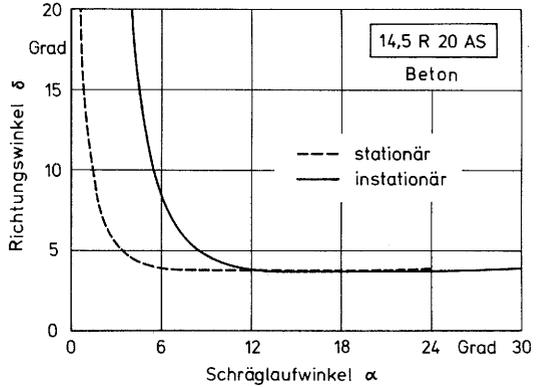
Den errechneten Verlauf des Richtungswinkels für die Schräglaufversuche, die für den Vergleich von stationärem und instationärem Reifenschräglauf durchgeführt wurden, zeigen die Bilder 60 und 61. In dem Maße, wie die Seitenkraft mit zunehmendem Schräglaufwinkel ansteigt, verringert sich der Richtungswinkel ausgehend von 90 Grad bei null Grad Schräglaufwinkel auf einen konstanten Wert. Der verzögerte Seitenkraftanstieg bei instationärem Reifenschräglauf führt auch beim Richtungswinkel zu einem verzögerten Abfall. Der Vergleich der Bilder zeigt auch, daß der konstante Richtungswinkel bei größeren Schräglaufwinkeln von der Größe der Rollwiderstandskraft abhängt. Der Richtungswinkelendwert ist beim Reifen 14.5 R 20 AS auf Beton mit 3,8 Grad aus Bild 60a abzulesen, wohingegen er beim Reifen 15.0/55-17 Imp mit sehr viel kleinerem Rollwiderstand auf Beton weniger als 1 Grad beträgt. Diese Werte decken sich sehr gut mit den in den Bildern 58 und 59 dokumentierten Riefenrichtungen auf den Reifenlaufflächen, weshalb die Riefenrichtung bei der Rekonstruktion von Verkehrsunfällen als Indiz für den Richtungswinkel der resultierenden Horizontalkraft herangezogen werden kann.

**Bild 60:**

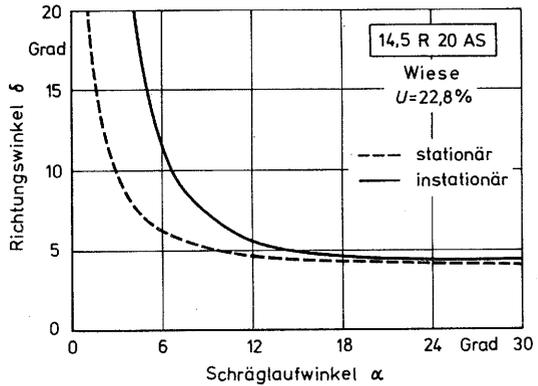
Richtungswinkel der resultierenden Horizontalkraft für stationären und instationären Schräglauf des AS-Reifens 14,5 R 20 auf verschiedenen Fahrbahnen:

(Versuchsbedingungen siehe Bilder 48-50).

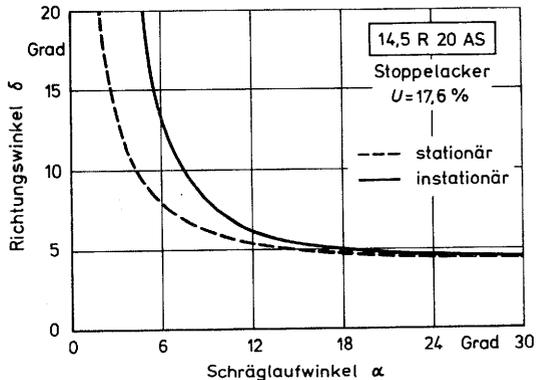
a) Beton



b) Wiese



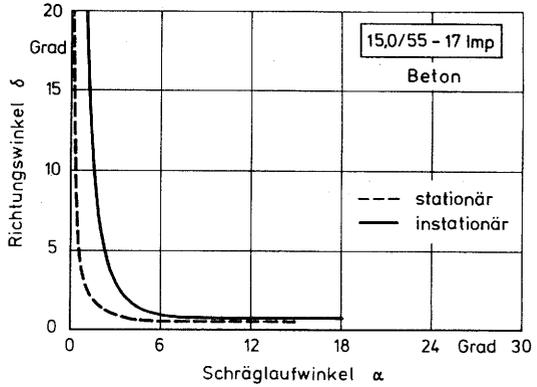
c) Stoppelacker



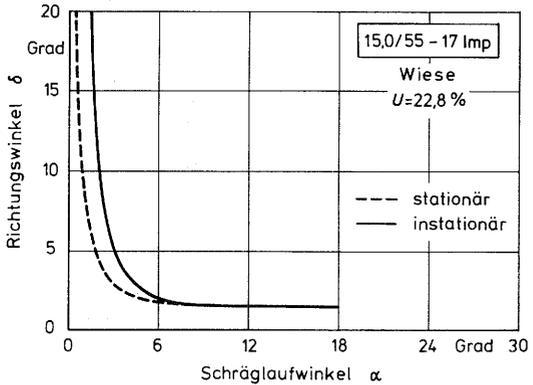
**Bild 61:**

Richtungswinkel der resultierenden Horizontalkraft für stationären und instationären Schräglauf des Implement-Reifens 15,0/55-17 auf verschiedenen Fahrbahnen: (Versuchsbedingungen siehe Bilder 51-53)

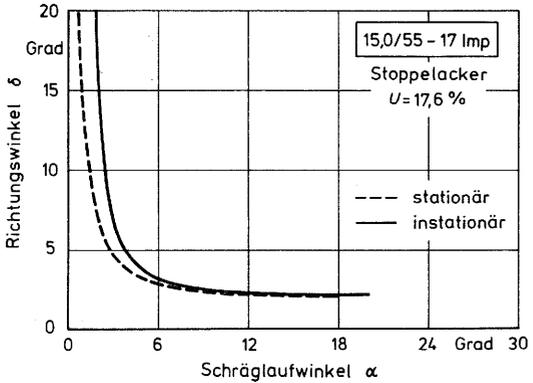
a) Beton



b) Wiese



c) Stoppelacker



Mit diesen Ergebnissen kann nun die Diskrepanz zwischen den Aussagen von Phillips [33] und Taylor/Birthwistle [36] bezüglich des Verlaufs des Richtungswinkels  $\delta$  geklärt werden. Die von Phillips ermittelte Abnahme des Richtungswinkels in den Bereich negativer Werte mit ansteigendem Schräglaufwinkel würde bedeuten, daß die radrichtungsbezogene Rollwiderstandskraft  $F_R'$  die Richtung geändert haben müßte, um somit eine, wenn auch kleine, Schubwirkung bei Reifenschräglauf auszuüben. Diese Aussage wird mit den ermittelten Versuchsergebnissen jedoch eindeutig widerlegt! Dadurch, daß der Verlauf der radrichtungsbezogenen Rollwiderstandskraft mit ansteigendem Schräglaufwinkel ungefähr konstante Werte aufweist, strebt der Richtungswinkel  $\delta$  der resultierenden Horizontalkraft  $F_{RS}$  gegen einen positiven, konstanten Endwert, Bilder 60 und 61. Die ermittelten Verläufe des Richtungswinkels sind vielmehr mit den von Taylor und Birtwistle angegebenen Richtungswinkel-Verläufen vergleichbar.

Die Kenntnis des Richtungswinkels der resultierenden Horizontalkraft  $F_{RS}$  ist neben der Anwendung bei der Rekonstruktion von Verkehrsunfällen auch für das Verständnis des Reifennachlaufs und seinem Zusammenhang mit dem Lenkmoment von Bedeutung. Durch die Einwirkung der resultierenden Horizontalkraft auf einen schrägrollenden Reifen verformt sich der Reifen und die Reifenaufstandsfläche wird aus der Reifemitte verschoben, Bild 62. Die Wirklinie der resultierenden Horizontalkraft kommt dadurch um den Abstand  $n_R$ , Reifennachlauf genannt, hinter der Radmitte zu liegen. Das durch die resultierende Horizontalkraft und den Reifennachlauf entstandene Moment, in Gleichung (13) mit Lenkmoment  $M_L$  bezeichnet, ist bestrebt, den Reifen wieder geradeaus zu richten, weshalb in der Fahrdynamik der Begriff Rückstellmoment gebräuchlich ist.

$$M_L = F_{RS} \cdot n_R \quad (13)$$

Bei stationärem Reifenschräglauf auf starrer Fahrbahn, bei dem im Vergleich zur steil ansteigenden Seitenkraftkurve

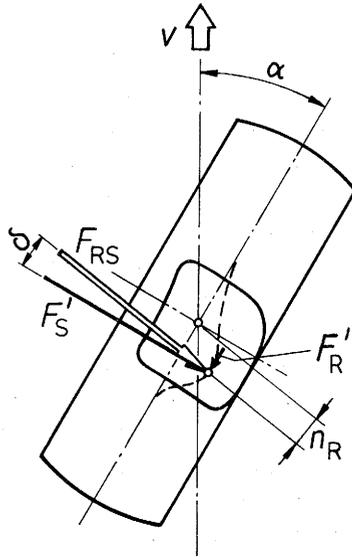


Bild 62: Lage der resultierenden Horizontalkraft  $F_{RS}$  und des Reifennachlaufs  $n_R$  in der Aufstandsfläche eines schrägrollenden Reifens.

der Einfluß der Rollwiderstandskraft auf die resultierende Horizontalkraft vernachlässigt werden kann, wird zur Ermittlung des Reifennachlaufs die resultierende Horizontalkraft durch die Seitenkraft  $F'_S$  ersetzt [7,9,10,29]. Dadurch kann der Reifennachlauf als Geradenschar im Gough-Kennfeld dargestellt werden.

Diese Vorgehensweise ist jedoch nur bei bereits verformten schrägrollenden Reifen zulässig. Bei instationärem Schräglauf rollender Reifen, bei dem ein Teil des Lenkmomentes zur Verformung des Reifens und Verschiebung der Reifenaufstandsfläche aufgebracht werden muß, kann kein direkter Zusammenhang mehr zwischen Lenkmoment  $M_L$  und Größe sowie Lage der resultierenden Horizontalkraft  $F_{RS}$  hergestellt werden.

### 5.2.3 Darstellung von Seitenkraft und Lenkmoment im Gough-Diagramm

Im Gegensatz zum Reifenkennfeld nach Gough, das den Reifennachlauf  $n_R$  enthält und nur für den stationären Reifenschräglauf Gültigkeit hat, ist das Zusammenwirken von Seitenkraft und Lenkmoment beim Vergleich von stationärem und instationärem Schräglauf der Versuche mit den Reifen 14.5 R 20 AS und 15.0/55 - 17 Imp in den Bildern 63 und 64 in der Gough-Darstellung ohne Reifennachlauf  $n_R$  zu sehen. Aufgetragen ist hier die Seitenkraft  $F_S'$  über dem Lenkmoment mit zusätzlicher Angabe der zugehörigen Schräglaufwinkel. Mit dieser Diagrammart werden die Darstellungen  $F_S'(\alpha)$  und  $M_L(\alpha)$  in ein Diagramm zusammengefaßt.

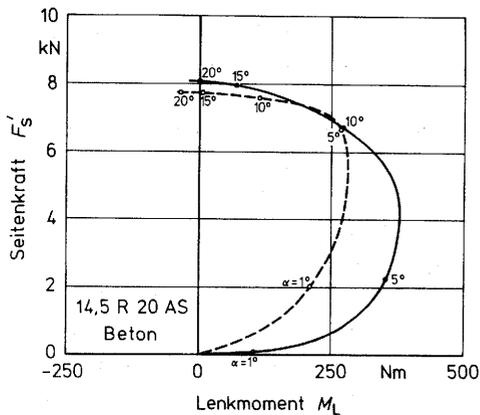
Da es sich um die gleichen Versuche wie in den vorigen Abschnitten handelt, geben die Bilder nur eine andere Form der Ergebnisdarstellung wieder. Besonders deutlich kommt in den Gough-Diagrammen wieder das größere Lenkmoment bei instationärem im Vergleich zum stationären Reifenschräglauf zum Ausdruck. Die zusätzliche Angabe der Schräglaufwinkel in den Diagrammen ist zur Verdeutlichung des verzögerten Seitenkraftanstiegs bei instationärem Schräglauf notwendig. Diese Information ginge ohne Schräglaufwinkelangabe in den Diagrammen sonst verloren.

**Bild 63:**

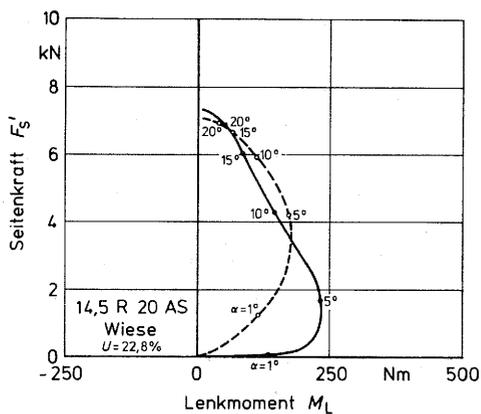
Vergleich des stationären (gestrichelt) und instationären (gestrichelt) und instationären Schräglaufs des AS-Reifens 14.5 R 20 im Gough-Diagramm auf verschiedenen Fahrbahnen:

(Versuchsbedingungen siehe Bilder 48-50):

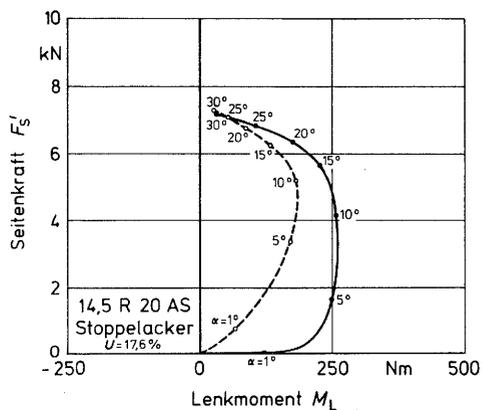
a) Beton



b) Wiese



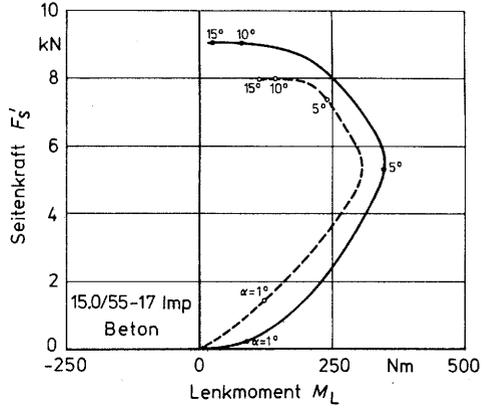
c) Stoppelacker



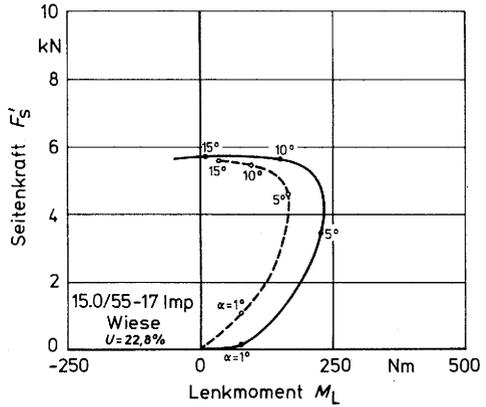
**Bild 64:**

Vergleich des stationären (gestrichelt) und instationären (gestrichelt) Schräglaufs des Implent-Reifens 15./55 - 17 im Gough-Diagramm auf verschiedenen Fahrbahnen:  
(Versuchsbedingungen siehe Bilder 51-53):

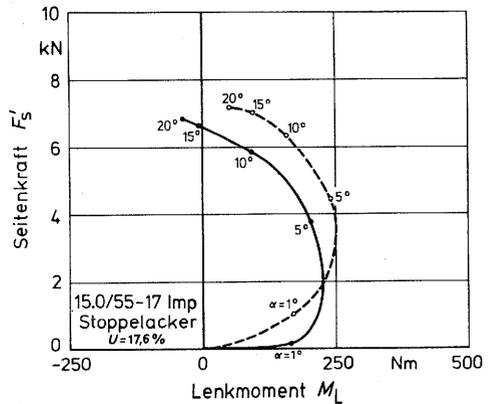
a) Beton



b) Wiese



c) Stoppelacker



#### 5.2.4 Einfluss unterschiedlicher Fahrbahnen

Werden die Ergebnisse der Reifenuntersuchungen mit stationärem und instationärem Schräglauf, die auf drei unterschiedlichen Fahrbahnen mit gleichen Versuchseinstellungen unternommen wurden, Bilder 48 bis 53, für jeden Reifen in einem Diagramm dargestellt, kann der Einfluß der verschiedenen Fahrbahnen aufgezeigt werden.

Die Abhängigkeit von der Art der Fahrbahn auf das Seitenkraftverhalten des AS-Stollenreifens 14.5 R 20 gibt Bild 65 wieder. Auf den nachgiebigen Fahrbahnen, Wiesenboden mit mittlerem Feuchtegehalt von 22,8% und trockenem Stoppelacker mit 17,6% Feuchtegehalt, werden sowohl mit stationärem als auch instationärem Reifenschräglauf niedrigere Seitenkraftbeiwerte im Vergleich zur Betonfahrbahn erreicht. Die Nachgiebigkeit der Fahrbahnoberfläche führt auf Wiese und Stoppelacker außerdem zu einem flacheren Anstieg der Seitenkraftbeiwerte mit größer werdendem Schräglaufwinkel, wobei mit diesen Versuchsbedingungen auf der Grasnarbe etwas größere Seitenkraftbeiwerte im Vergleich zum Stoppelackerboden entstehen.

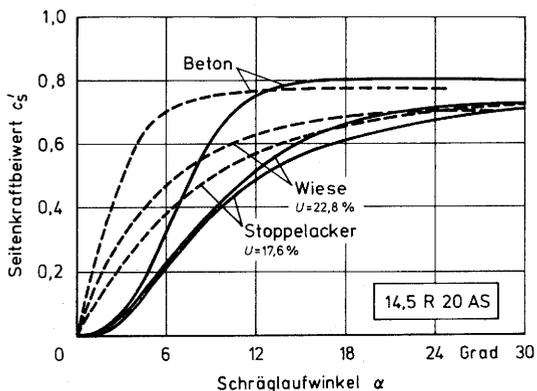


Bild 65: Vergleich von stationärem (gestrichelt) und instationärem Schräglauf des AS-Stollenreifens 14.5 R 20 auf unterschiedlichen Fahrbahnen. (Versuchsbedingungen siehe Bilder 48 - 50).

Die Zusammenfassung des Rollwiderstandverhaltens des schräglauflenden AS-Reifens 14.5 R 20 auf den unterschiedlichen Fahrbahnen im Bild 66 zeigt nur geringe fahrbahnbedingte Unterschiede. Auf Stoppelacker und Wiese sind die Rollwiderstandsbeiwerte nur geringfügig höher, was sowohl auf stationären und instationären Fahrzustand zutrifft.

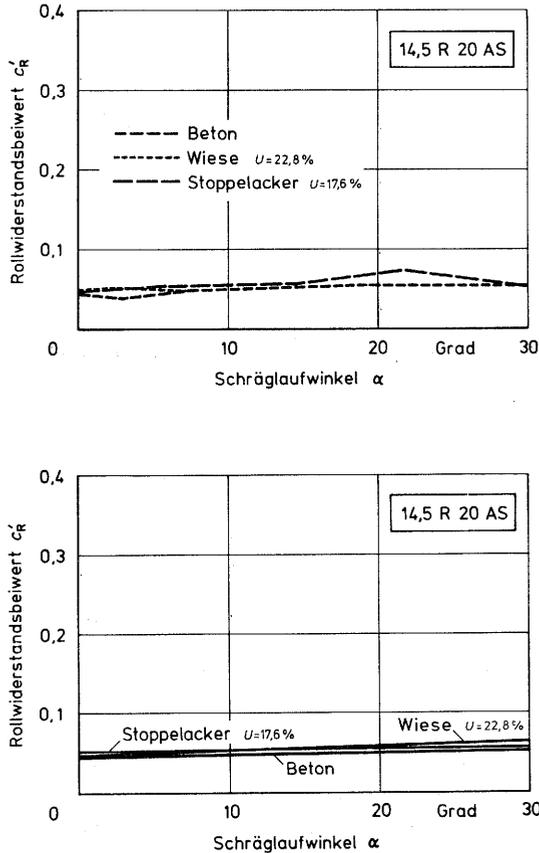
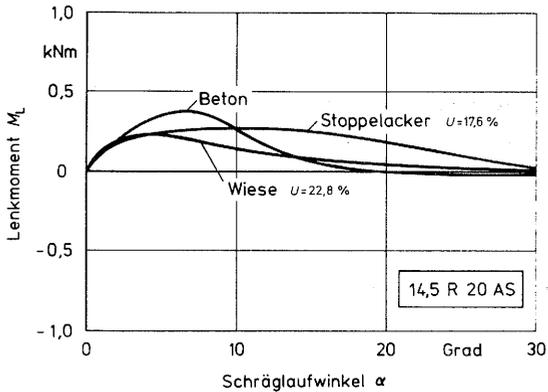
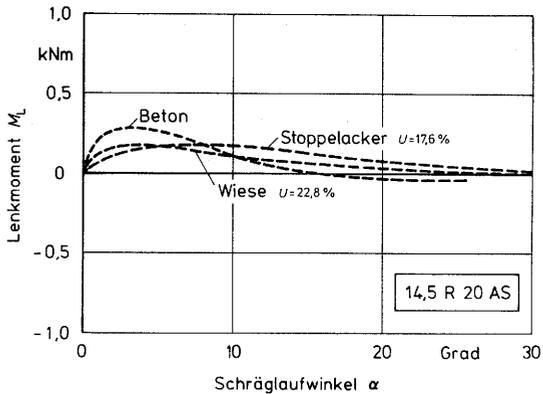


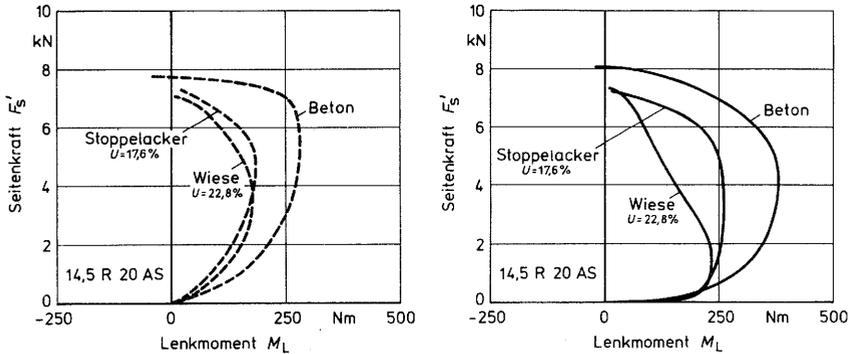
Bild 66: Rollwiderstandsverhalten auf verschiedenen Fahrbahnen a) bei stationärem (oben)  
b) instationärem (unten)  
Reifenschräglauf.



**Bild 67:** Lenkmomente auf verschiedenen Fahrbahnen  
a) bei stationärem (oben)  
b) bei instationärem (unten)  
Reifenschräglauf.

Die fahrbahnbedingten Unterschiede im Lenkmomentenverlauf sind in den Bildern 67a und b ersichtlich. Auf Grund der Nachgiebigkeit der Fahrbahnoberfläche ist das maximale Lenkmoment auf Wiese und Stoppelacker kleiner als auf Beton. Auf Wiese erreicht das Lenkmoment ein Maximum bei kleinerem Schräglaufwinkel, gefolgt von einem flacheren Abfall im Vergleich mit der Betonfahrbahn. Auf Stoppelacker ist dagegen wegen der beginnenden Spurbildung bei Reifenschräglauf bis

etwa 20 Grad Schräglaufwinkel bei stationärem wie instationärem Fahrzustand ein nahezu unverändert großes Lenkmoment erforderlich.



**Bild 68:** Vergleich des a) stationären (links) und b) instationären (rechts) Schräglaufverhalten des AS-Stollenreifens 14,5 R 20 im Gough-Diagramm für verschiedene Fahrbahnen.

Zur Ergänzung zeigen die Bilder 68a und b den Fahrbahneinfluß für stationären und instationären Reifenschräglauf im Gough-Diagramm. Neben dem größeren maximalen Lenkmoment bei instationärem Schräglauf auf den unterschiedlichen Fahrbahnen zeigt der Vergleich bei instationärem Reifenschräglauf deutlich größere Lenkmomente bei beginnendem Seitenkraftaufbau.

Die Änderung des Richtungswinkels  $\delta$  der resultierenden Horizontalkraft, ausgehend von 90 Grad, auf einen kleinen konstanten Winkelendwert in Abhängigkeit unterschiedlicher Fahrbahnen zeigt für stationären Reifenschräglauf Bild 69a und für instationären das Bild 69b. Obwohl sich das Seitenkraft- und das Rollwiderstandskraftverhalten auf Wiese und Stoppelacker bei diesen Versuchsbedingungen nur gering unterscheiden, weisen die Bilder 69a und b den größten Richtungswinkel jeweils auf Stoppelacker aus.

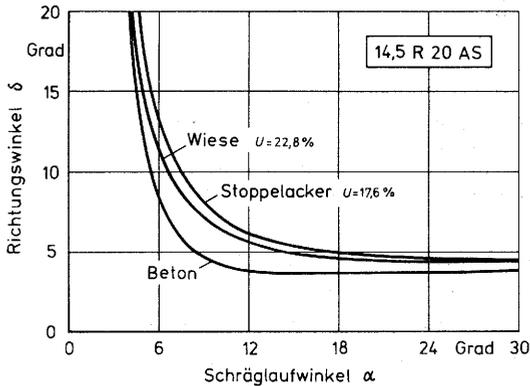
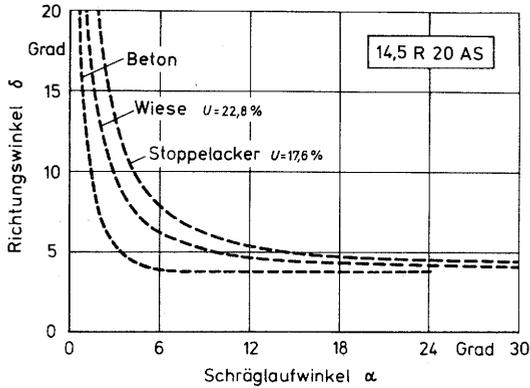
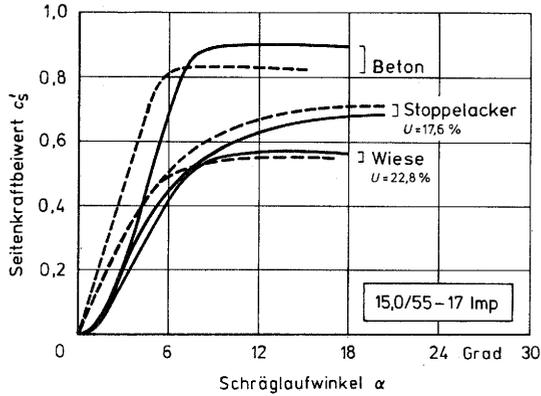


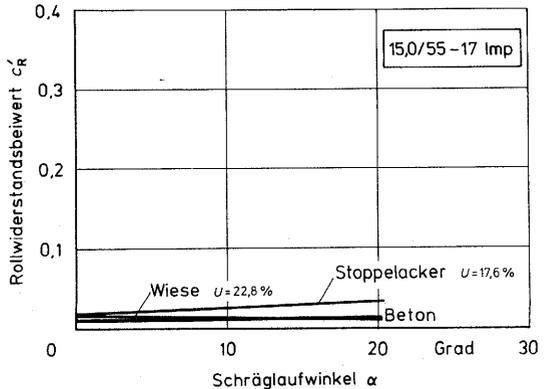
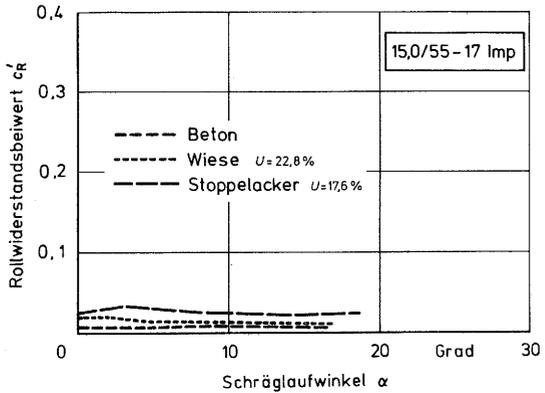
Bild 69: Richtungswinkel der res. Horizontalkraft auf verschiedenen Fahrbahnen bei a) stationärem (oben) und b) instationärem (unten) Schräglauf des AS-Reifens 14.5 R 20.

Die Bilder 70 bis 74 zeigen für den profillosen Implementreifen 15.0/55-17 den Einfluß unterschiedlicher Fahrbahnen auf den stationären und instationären Reifenschräglauf. Im Gegensatz zum AS-Stollenreifen 14.5 R 20 weist der Implementreifen auf den verschiedenen Böden größere Rollwiderstandsunterschiede auf. Besonders der große Rollwiderstandsbeiwert auf Stoppelacker legt die Vermutung nahe, daß hier vermutlich erschwerte Abrollverhältnisse vorgelegen haben müssen.



**Bild 70:** Vergleich von stationärem (gestrichelte Linie) und instationärem Schräglauf des Implementreifens 15.0/55-17 auf unterschiedlichen Fahrbahnen (Versuchsbedingungen siehe Bilder 59 bis 63).

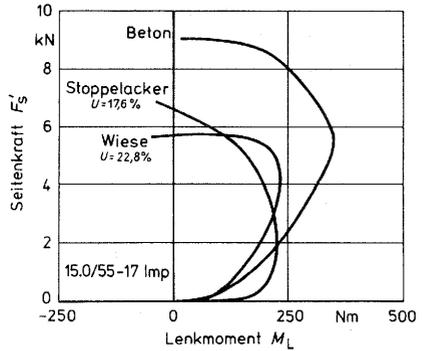
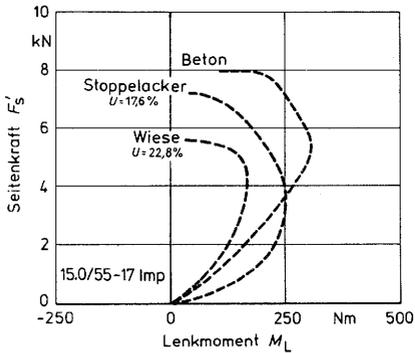
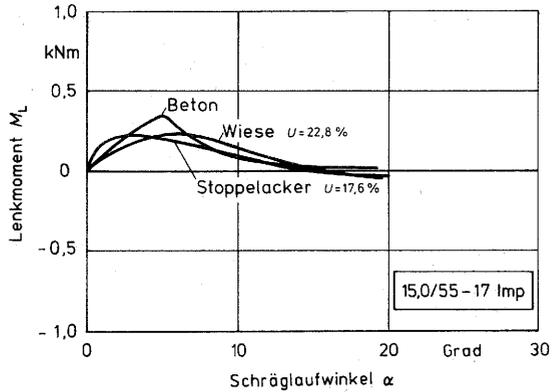
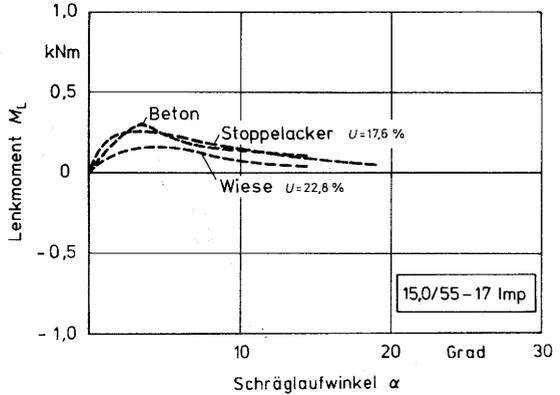
**Bild 71:**  
Rollwiderstandsverhalten auf verschiedenen Fahrbahnen bei  
a) stationärem (oben)  
b) instationärem (unten)  
Reifenschräglauf.



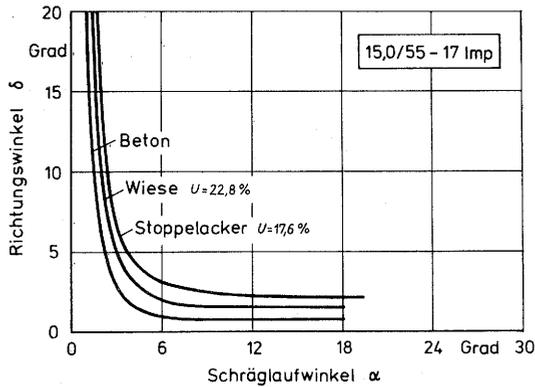
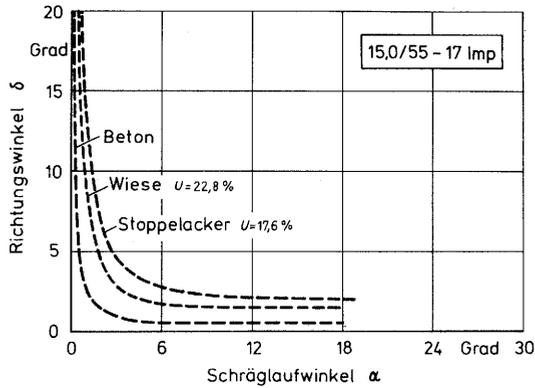
**Bild 72:**

Lenkmomente auf verschiedenen Fahrbahnen bei

- a) stationärem (oben)
  - b) instationärem (unten)
- Reifenschräglauf.



**Bild 73:** Vergleich des a) stationären (links) und b) instationären (rechts) Schräglaufverhalten des Implementreifens 10.0/55-17 im Gough-Diagramm für unterschiedliche Fahrbahnen.



**Bild 74:** Richtungswinkel der resultierenden Horizontalkraft auf verschiedenen Fahrbahnen bei a) stationärem (oben) und b) instationärem (unten) Schräglauf des Implementreifens 15.0/55-17.

Um den großen Versuchsaufwand, der beim Vergleich von stationärem und instationärem Schräglaufzustand notwendig ist, zu verringern, wurde der Einfluß verschiedener Fahrbahnen auf das Schräglaufverhalten von weiteren Reifen nur noch mit instationärem Fahrzustand bestimmt. Ergänzend zum Seitenkraftverhalten der beiden Versuchsreifen 14.5 R 20 AS und 15.0/55-17 Imp

zeigt Bild 75 das instationäre Seitenkraftverhalten des MPT-Reifens 10.5-20 auf unterschiedlichen Fahrbahnen. Im Gegensatz zu den Verläufen in den Bildern 65 und 70 bezieht sich das Seitenkraftverhalten auf den nachgiebigen Fahrbahnen im Bild 75 auf Böden mit etwas größerem Feuchtegehalt. Der Anstieg des Seitenkraftbeiwertes auf Stoppelacker auf nahezu so große Werte wie auf der Betonfahrbahn kommt bei diesem schmalen Reifen durch leichtes Einspuren mit zunehmendem Schräglaufwinkel zustande.

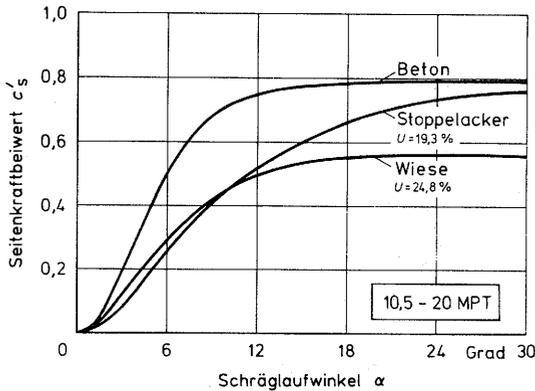
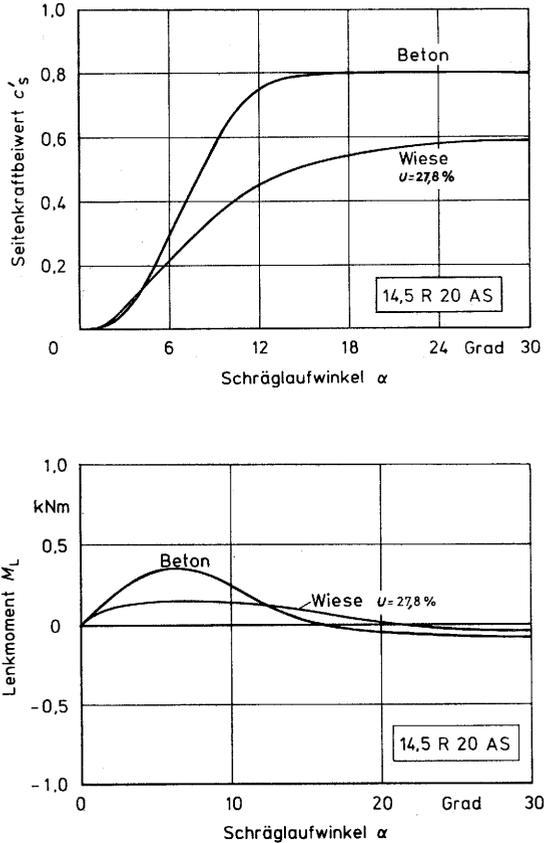


Bild 75: Instationäres Seitenkraftverhalten des MPT-Reifens 10,5 - 20 auf unterschiedlichen Fahrbahnen.  
Versuchsbedingungen:  $F_N = 9,8$  kN;  $p_i = 1,65$  bar;  
 $\eta = 0,99$ ;  $v_L = 5$  °/s;  $v = 1$  m/s.

Abweichend von den Ergebnissen dieser drei Reifen verhält sich das Schräglaufverhalten von AS-Normalstollenreifen auf starren und nachgiebigen Fahrbahnen, wie die nächsten Bilder zeigen. Der fahrbahnbedingte Einfluß auf das Seitenkraft- und Lenkmomentverhalten der AS-Stollenreifen 14.9 R 24, 16.9 R 26 und 16.9 R 28 wird in den Bildern 77 bis 82 mit dem Vergleich von Betonfahrbahn und sehr feuchtem Wiesenboden mit 27,8% Feuchtegehalt dargestellt. Um die Versuchsbedingungen besser

einschätzen zu können, wurde als Bezug zu diesen Reifenmessungen das instationäre Schräglaufverhalten des AS-Flachstollenreifens 14.5 R 20 auf den gleichen Fahrbahnen ebenfalls festgestellt und im Bild 76 dokumentiert.



**Bild 76:** Instationäres Seitenkraft- und Lenkmomentverhalten des AS-Stollenreifens 14,5 R 20 auf Beton und Wiese. Versuchsbedingungen:  $F_N = 10,5$  kN;  $p_i = 1,6$  bar;  $\eta = 0,80$ ;  $v_L = 8$  °/s;  $v = 1$  m/s.

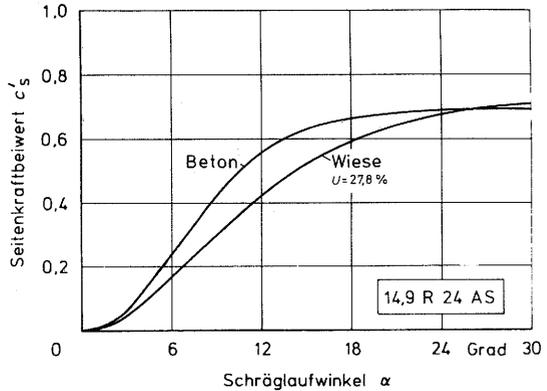
Da die drei Normalstollenreifen den gleichen Reifenaufbau haben, zeigen sie auch ein nahezu gleiches Schräglaufverhalten, Bilder 77 bis 79. Im Vergleich zu dem AS-Flachstollenreifen wirken sich die hohen, elastischen Stollen der drei größeren Reifen in der Weise aus, daß auf Beton kleinere maximale Seitenkraftbeiwerte, auf Wiese durch einen oberflächigen Verzahnungseffekt dagegen größere maximale Seitenkraftbeiwerte erreicht werden. Ab ca. 20 Grad Schräglaufwinkel werden auf dem sehr feuchten Wiesenboden sogar größere Seitenkräfte aufgebaut als auf Beton.

Der relativ geringe Unterschied im Seitenkraftverhalten von AS-Normalstollenreifen auf starrer und nachgiebiger Fahrbahn kommt auch bei der Betrachtung der Lenkmomente, Bilder 80 bis 82, zum Ausdruck. Durch den steileren Anstieg der Seitenkräfte mit zunehmendem Schräglaufwinkel auf Beton können zwar größere Lenkmomente auf Beton im Vergleich zum Wiesenboden registriert werden, bezogen auf den AS-Flachstollenreifen sind auf Wiesenboden dagegen deutlich größere Lenkmomente aus den Bildern abzulesen.

**Bild 77:**

Instationäres Seitenkraftverhalten des AS-Stollenreifens 14.9 R 24 auf Beton und Wiese.

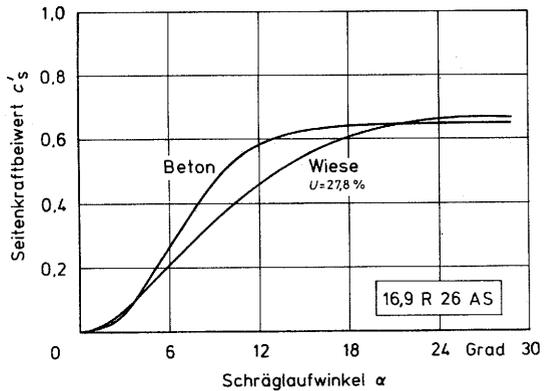
Versuchsbedingungen:  
 $F_N=10,9\text{kN}$ ;  $p_i=1,6\text{bar}$ ;  
 $\eta=0,65$ ;  $v_L=8,5\text{ }^\circ/\text{s}$ ;  
 $v=1\text{ m/s}$ .



**Bild 78:**

Instationäres Seitenkraftverhalten des AS-Stollenreifens 16.9 R 26 auf Beton und Wiese.

Versuchsbedingungen:  
 $F_N=11,2\text{kN}$ ;  $p_i=1,6\text{bar}$ ;  
 $\eta=0,52$ ;  $v_L=9\text{ }^\circ/\text{s}$ ;  
 $v=1\text{ m/s}$ .



**Bild 79:**

Instationäres Seitenkraftverhalten des AS-Stollenreifens 16.9 R 28 auf Beton und Wiese.

Versuchsbedingungen:  
wie in Bild 78

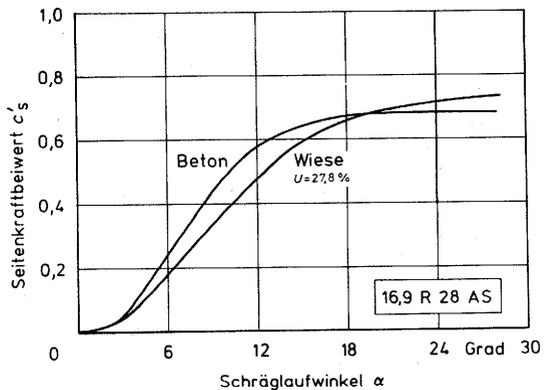


Bild 80:

Instationäres Lenkmoment des AS-Stollenreifens 14,9 R 24 auf Beton und Wiese.

Versuchsbedingungen: siehe Bild 77

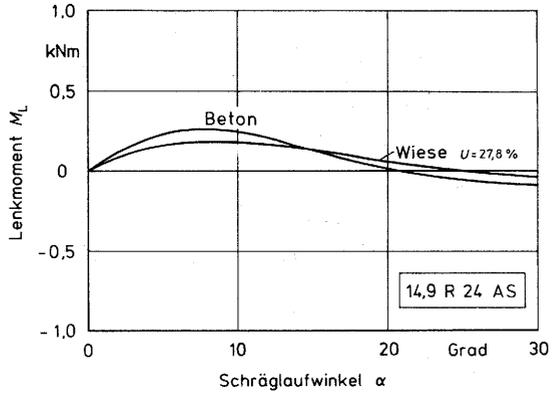


Bild 81:

Instationäres Lenkmoment des AS-Stollenreifens 16,9 R 26 auf Beton und Wiese.

Versuchsbedingungen: siehe Bild 78

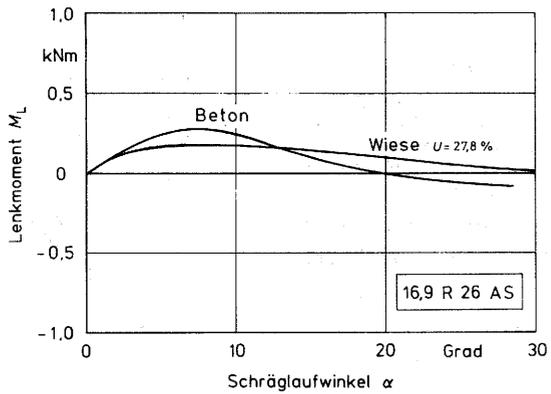
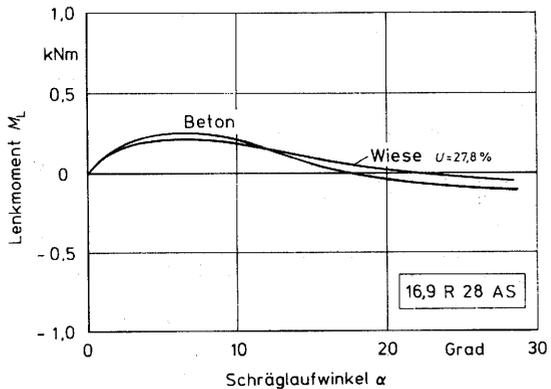


Bild 82:

Instationäres Lenkmoment des AS-Stollenreifens 16,9 R 28 auf Beton und Wiese.

Versuchsbedingungen: siehe Bild 78



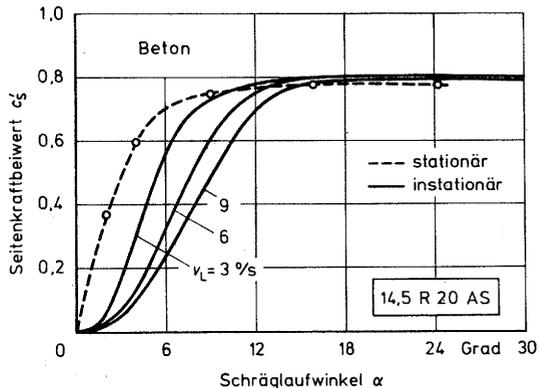
### 5.2.5 Einfluß der Lenkgeschwindigkeit

Die dargestellten Unterschiede zwischen dem stationären und instationären Schräglaufverhalten des AS-Reifens 14.5 R 20 und des Implement-Breitreifens wurden bei den Vergleichsversuchen mit jeweils konstanter Lenkgeschwindigkeit  $v_L$  festgestellt. Da bereits beim Lenken im Stand die Momentmessungen gezeigt haben, daß die Lenkgeschwindigkeit die Größe des maximalen Standlenkmomentes beeinflusst, lag die Vermutung nahe, daß unterschiedliche Lenkgeschwindigkeiten (bei konst. Fahrgeschwindigkeit) auch bei instationärem Reifenschräglauf die Größe des Lenkmomentes beeinflussen. Die Ergebnisse der Vergleichsuntersuchungen in Abhängigkeit unterschiedlicher Lenkgeschwindigkeiten mit beiden Versuchsreifen werden in den folgenden Bildern im Vergleich zum stationären Reifenverhalten vorgestellt.

Bild 83:

Einfluß der Lenkgeschwindigkeit auf das Seitenkraftverhalten des AS-Stollenreifens 14.5 R 20 auf Beton.

Versuchsbedingungen:  
 $F_N=10\text{kN}$ ;  $p_i=1,1\text{ bar}$ ;  
 $\eta = 0,99$ ;  $v = 1\text{ m/s}$ .



Den Vergleich des stationären Seitenkraftverhaltens des AS-Reifens 14.5 R 20, dargestellt in Form des Seitenkraftbeiwertes  $c_g'$  in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel  $\alpha$ , mit dem instationären Reifenverhalten, das mit drei unterschiedlichen Lenkgeschwindigkeiten von 3  $^\circ/s$  bis 9  $^\circ/s$  auf Betonfahrbahn variiert wurde, zeigt Bild 83. Setzt man den stationär ermittelten Kurvenverlauf mit der Lenkgeschwindigkeit 0  $^\circ/s$  gleich,

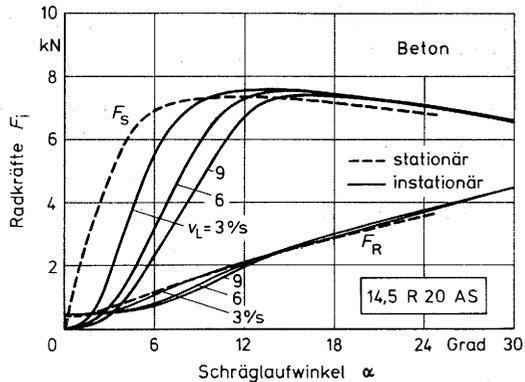
so ist eindeutig zu erkennen, daß mit größer werdender Lenkgeschwindigkeit der Anstieg des Seitenkraftbeiwertes zu größeren Schräglaufwinkeln verschoben wird. Die Größe des Seitenkraftbeiwertmaximums wird durch die unterschiedlichen Lenkgeschwindigkeiten allerdings kaum verändert.

Während im radrichtungsbezogenen Koordinatensystem kein Unterschied im Rollwiderstandsverhalten bei stationärem und instationärem Reifenschräglauf festzustellen war und deshalb auch nicht dargestellt wurde, ist dagegen in Bild 84 zu erkennen, daß unterschiedliche Lenkgeschwindigkeiten in fahrtrichtungsbezogener Kräftebetrachtung auch den Verlauf der Rollwiderstandskraft beeinflussen. Mit zunehmender Lenkgeschwindigkeit verschiebt sich der Anstieg der Rollwiderstandskraft zu größeren Schräglaufwinkeln. Bei der Lenkgeschwindigkeit 9 °/s und 1 m/s Fahrgeschwindigkeit erfolgt bei beginnendem Reifenschräglauf der Anstieg der Rollwiderstandskraft erst nach ca. 2 m Abrollweg.

Bild 84:

Einfluß der Lenkgeschwindigkeit auf die fahrtrichtungsbezogenen Radkräfte des AS-Stollenreifens 14,5 R 20 auf Beton.

Versuchsbedingungen: wie Bild 83.

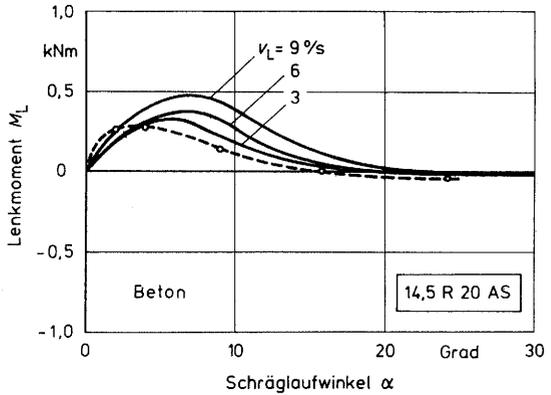


Außerdem erfordert der instationäre Reifenschräglauf im Vergleich zum stationären in Abhängigkeit der Lenkgeschwindigkeit mit zunehmend schnellerer Lenkbewegung ein immer größeres Lenkmoment auf unnachgiebiger Betonfahrbahn, Bild 85.

Bild 85:

Einfluß der Lenkgeschwindigkeit auf das Lenkmoment des AS-Stollenreifens 14.5 R 20 auf Beton.

Versuchsbedingungen: wie Bild 83.

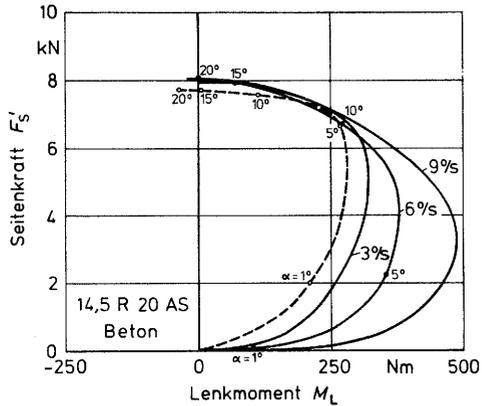


Im Gough-Diagramm, Bild 86, ist diese Tendenz ebenso ausgeprägt zu erkennen wie in Bild 85.

Bild 86:

Einfluß der Lenkgeschwindigkeit im Gough-Diagramm für den AS-Stollenreifen 14.5 R 20 auf Beton.

Versuchsbedingungen: wie Bild 83.

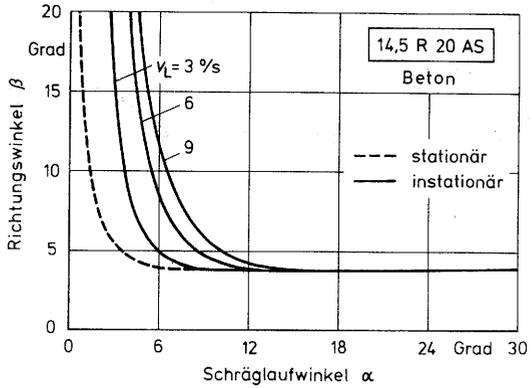


Die Auswirkungen verschieden großer Lenkgeschwindigkeiten auf den Richtungswinkel der resultierenden Horizontalkraft ist in Bild 87 dargestellt. Mit zunehmender Lenkgeschwindigkeit, ausgehend vom stationären Reifenschräglauf ( $v_L=0^\circ/s$ ), verschieben sich die Kurven zu größeren Schräglaufwinkeln, um dann in den gleichen Richtungswinkelendwert einzumünden.

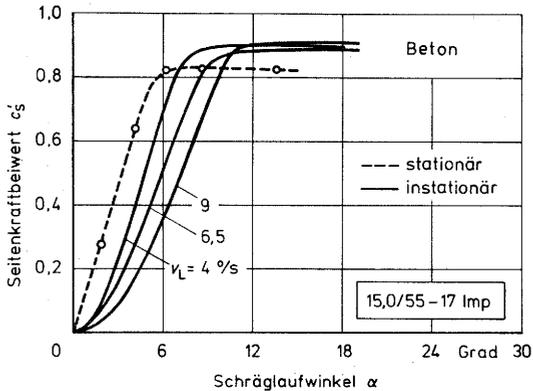
**Bild 87:**

Einfluß der Lenkgeschwindigkeit auf den Richtungswinkel auf Beton.

Versuchsbedingungen: wie Bild 83.



Die tendenziell gleichen Auswirkungen unterschiedlicher Lenkgeschwindigkeiten wurden auch mit dem Implementreifen auf Beton beim Vergleich der Fahrzustände ermittelt, Bilder 88 bis 92.



**Bild 88:** Einfluß der Lenkgeschwindigkeit auf das Seitenkraftverhalten des Implementreifens auf Beton.

Versuchsbedingungen:  $F_N = 10 \text{ kN}$ ;  $p_i = 1,5 \text{ bar}$ ;

$\eta = 0,72$ ;  $v = 1 \text{ m/s}$ .

Bild 89:

Einfluß der Lenkgeschwindigkeit auf die fahrtrichtungsbezogenen Radkräfte des Implementreifens auf Beton.

Versuchsbedingungen: wie Bild 88.

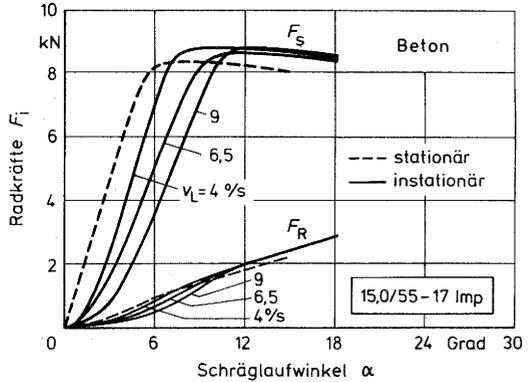


Bild 90:

Einfluß der Lenkgeschwindigkeit auf das Lenkmoment des Implementreifens auf Beton.

Versuchsbedingungen: wie Bild 88.

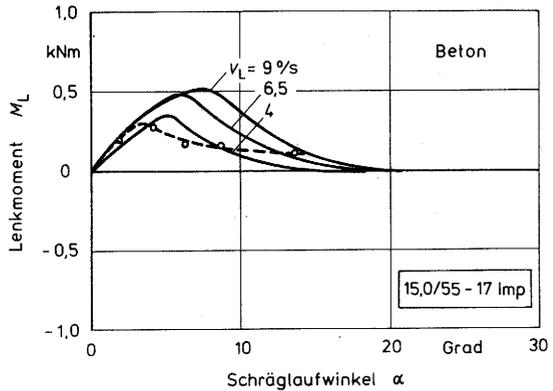
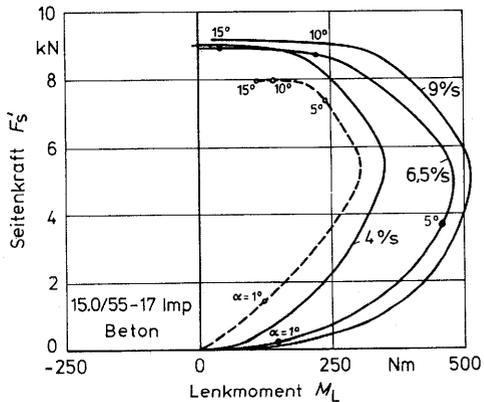


Bild 91:

Einfluß der Lenkgeschwindigkeit im Gough-Diagramm für den Implementreifen auf Beton.

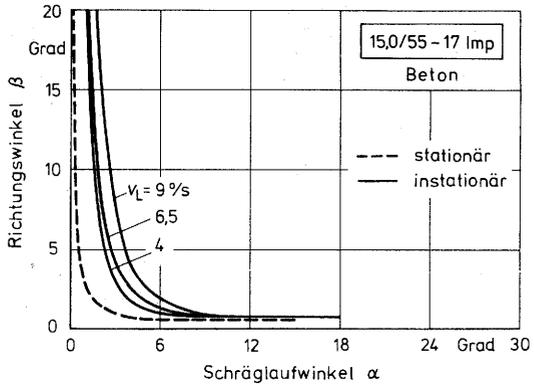
Versuchsbedingungen: wie Bild 88.



**Bild 92:**

Einfluß der Lenkgeschwindigkeit auf den Richtungswinkel auf Beton.

Versuchsbedingungen: wie Bild 88.

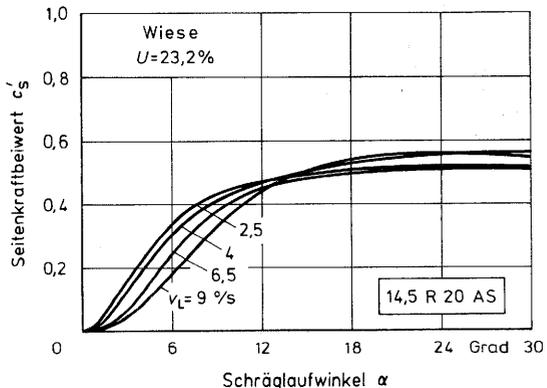


Um festzustellen, ob auch mit weniger gut reproduzierbar durchzuführenden Schräglaufversuchen auf nachgiebiger Fahrbahn unterschiedlich schnelle Lenkbewegungen einen deutlichen Einfluß auf das Seitenkraft- und Lenkmomentverhalten schrägrollender Reifen haben, wurde mit dem AS-Stollenreifen 14.5 R 20 auf einer Wiese mit relativ feuchtem Boden (23,2% Feuchtegehalt) eine Versuchsreihe unternommen. Die Ergebnisse zeigen, daß auch auf dieser nachgiebigen Fahrbahn sich schnelle Lenkbewegungen bei konstanter Fahrgeschwindigkeit durch einen verlangsamt anstiege des Seitenkraftbeiwertes (= größerer Reifeneinlauf  $\alpha_E$ ) auswirken, Bild 93. Durch die natürliche Fahrbahn bedingt, wurden unterschiedliche maximale Seitenkraftbeiwerte erreicht.

**Bild 93:**

Einfluß der Lenkgeschwindigkeit auf das Seitenkraftverhalten des AS-Stollenreifens 14.5 R 20 auf Wiese.

Versuchsbedingungen:  
 $F_N = 10,2 \text{ kN}$ ;  $p_i = 1,6 \text{ bar}$ ;  
 $\eta_l = 0,78$ ;  $v = 1 \text{ m/s}$ .



Wie bei den Schräglaufversuchen auf Beton wurde der Rollwiderstand durch unterschiedliche Lenkgeschwindigkeiten nicht verändert. Kleine Abweichungen kamen lediglich durch bodenbedingte Unebenheiten zustande. Auf eine Darstellung der Meßergebnisse wurde daher verzichtet.

Im Gegensatz zur starren Betonfahrbahn ließen sich auf dem nachgiebigen Wiesenboden keine signifikanten Unterschiede beim Lenkmoment feststellen. Die bodenbedingten Einflüsse überlagern sich hier dem Einfluß der Lenkgeschwindigkeit mit dem Ergebnis eines ungefähr gleichen Momentverlaufes.

### 5.3. WEITERE EINFLÜSSE AUF DAS (INSTATIONÄRE) REIFENSCHRÄGLAUFVERHALTEN

Da der Vergleich von stationärem und instationärem Verhalten von schrägrollenden Reifen auf unterschiedlichen Fahrbahnen eine große Anzahl von Einzelversuchen bedingt, wurde die Untersuchung weiterer Einflüsse auf das instationäre Reifenschräglaufverhalten ohne den Vergleich mit dem stationären Schräglauf vorgenommen. Somit konnte mit vergleichsweise wenigen Messungen eine ganze Reihe von Versuchen mit Variationen der Fahrgeschwindigkeit, des Reifenauslastungsgrades (bzw. des Reifeninnendruckes bei konstanter Radlast) und der Reifengröße durchgeführt werden.

#### 5.3.1 Einfluss der Fahrgeschwindigkeit

Ausgehend von der Tatsache, daß unterschiedliche Lenkgeschwindigkeiten bei konstanter Fahrgeschwindigkeit vor allem den Seitenkraftaufbau und die Größe des Lenkmomentes beeinflussen, kann vermutet werden, daß auch die Veränderung der Fahrgeschwindigkeit bei konstanter Lenkgeschwindigkeit einen meßbaren Einfluß auf den Reifenschräglauf bewirkt. Die Untersuchung des Fahrgeschwindigkeitseinflusses im Bereich niedriger Fahrgeschwindigkeiten wurde wieder mit den Reifen 14.5 R 20 AS und 15.0/55 - 17 Imp auf starrer Betonfahrbahn und nachgiebigem Wiesenboden unternommen und die Ergebnisse in den Bildern 94 bis 97 dargestellt. Da das radrichtungsbezogene Rollwiderstandsverhalten auch von der Fahrgeschwindigkeit nicht beeinflußt wurde, konnte auf diese Darstellung verzichtet werden.

Obwohl die Differenz der Fahrgeschwindigkeiten nicht sehr groß ist, zeigt Bild 94a für den AS-Stollenreifen auf Beton, daß bei der konst. Lenkgeschwindigkeit  $8^\circ/s$  die Fahrgeschwindigkeit den Anstieg des Seitenkraftbeiwertes deutlich verändert. Die gestrichelte Kurve, die mit der Lenkgeschwindigkeit  $3^\circ/s$  ermittelt wurde, veranschaulicht zusätzlich zur Fahrgeschwindigkeitsvariation den Einfluß der Lenkgeschwindigkeit.

**Bild 94:**

Einfluß der Fahr-  
geschwindigkeit

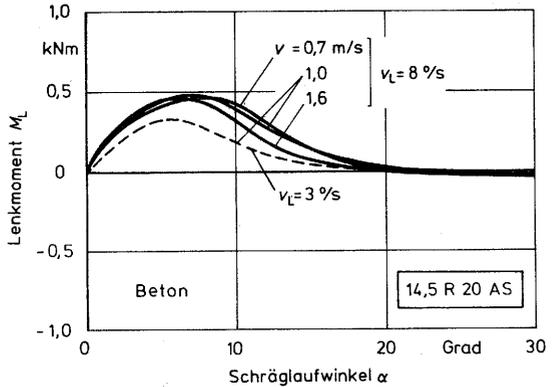
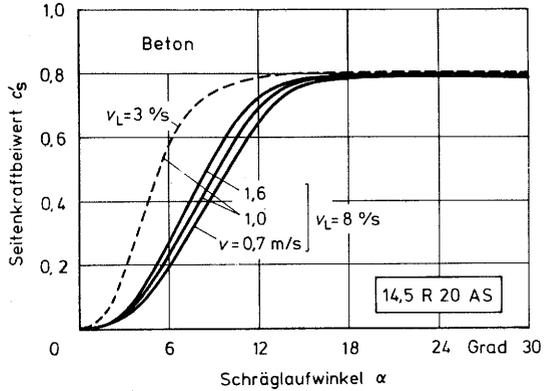
- a) auf das Seiten-  
kraftverhalten
- b) auf das Lenk-  
moment

im Vergleich zum  
Lenkgeschwindig-  
keitseinfluß auf  
Beton.

Versuchsbedingungen:

$F_N=9,9\text{kN}$ ;  $p_i=1,1\text{bar}$ ;

$\eta=0,99$ .



Im Gegensatz zur Lenkgeschwindigkeit, die das Lenkmoment in seiner Größe bestimmt, wurde auf Beton durch die Änderung der Fahrgeschwindigkeit die Größe des Lenkmomentes kaum beeinflusst, Bild 94b. Die Maxima der Lenkmomente werden entsprechend dem Verlauf der Seitenkraftbeiwerte jedoch bei unterschiedlichen Schräglaufwinkeln erreicht.

Die Versuche auf relativ feuchtem Wiesenboden mit 23,8% Feuchtegehalt zeigten ebenfalls ein unterschiedliches Ansprechverhalten des Seitenkraftbeiwertes in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit bei konstanter Lenkgeschwindigkeit von  $5^\circ/s$ , Bild 95a. Die Darstellung der Lenkmomente in Bild 95b lassen wie auf Beton keinen eindeutigen Einfluß der Fahrgeschwindigkeit erkennen.

Bild 95:

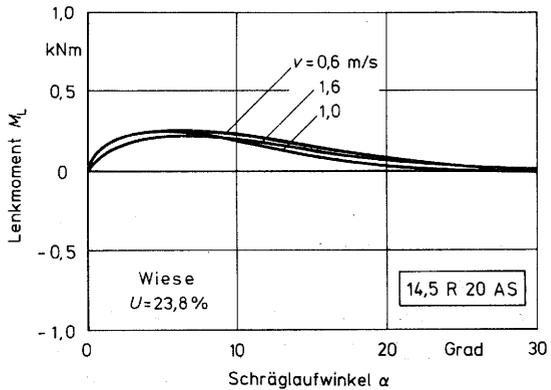
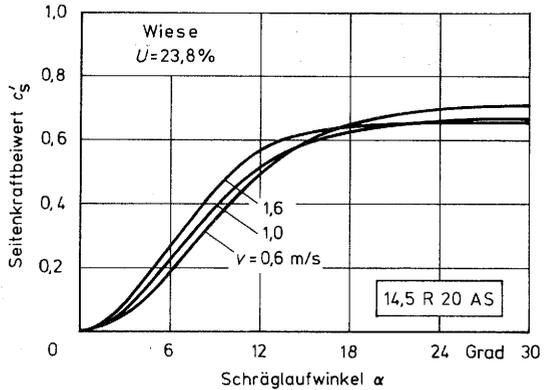
Einfluß der Fahrgeschwindigkeit

- a) auf das Seitenkraftverhalten
- b) auf das Lenkmoment auf Wiese.

Versuchsbedingungen:

$F_N=10,2\text{kN}$ ;  $p_i=1,1\text{bar}$ ;

$\eta=1,01$ ;  $v_L=5^\circ/s$ .



Mit dem Implementreifen konnte der Einfluß der Fahrgeschwindigkeit auf das Seitenkraftverhalten bestätigt werden, Bilder 96a und 97a. Im Vergleich zum AS-Stollenreifen ergaben die instationären Schräglafmessungen, das Lenkmomentverhalten auf Beton betreffend, im Verlauf und im Maximum einen erkennbaren Einfluß der Fahrgeschwindigkeit. Mit 2,4 m/s Fahrgeschwindigkeit erkennt man im Bild 96b ein ausgeprägtes größtes Lenkmoment von 0,4 kNm, mit 0,7 m/s Fahrgeschwindigkeit einen flacheren Lenkmomentenverlauf mit ca. 0,3 kNm Höchstwert.

Bild 96:

Einfluß der Fahrgeschwindigkeit

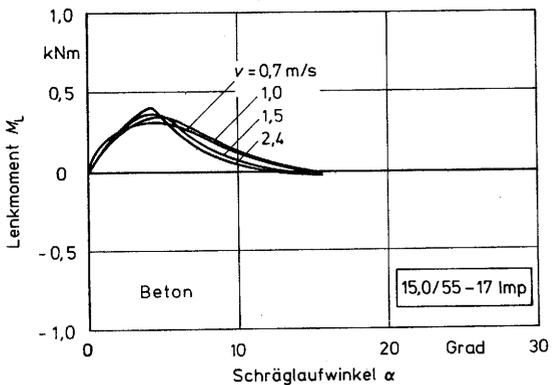
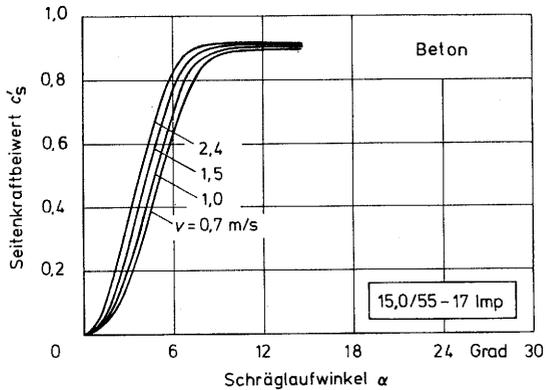
- a) auf das Seitenkraftverhalten
- b) auf das Lenkmoment

des Implementreifens auf Beton.

Versuchsbedingungen:

$F_N=10\text{kN}$ ;  $p_i=1,5\text{bar}$ ;

$\eta=0,72$ ;  $v_L=5^\circ/\text{s}$ .



Durch die Überlagerung mit bodenbedingten Unebenheiten zeigen die Lenkmomentverläufe auf Wiese wie beim AS-Stollenreifen keine eindeutige Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit, Bild 97.

Bild 97:

Einfluß der Fahrgeschwindigkeit

a) auf das Seitenkraftverhalten und

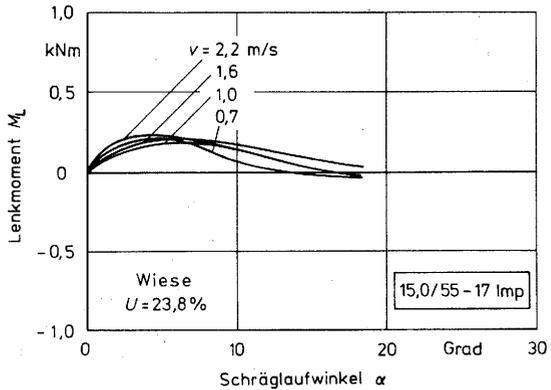
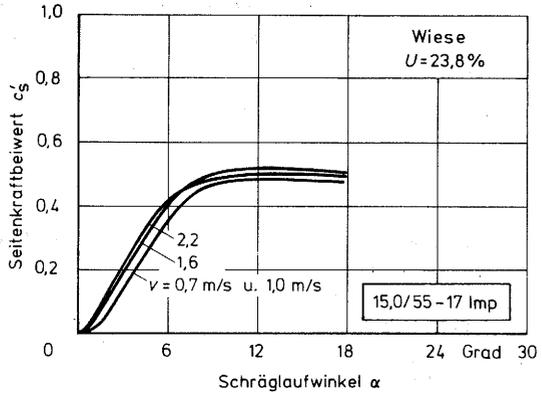
b) auf das Lenkmoment

des Implementreifens auf Wiese.

Versuchsbedingungen:

$F_N=9,9\text{kN}$ ;  $p_i=1,5\text{bar}$ ;

$\eta=0,71$ ;  $v_L=5^\circ/\text{s}$ .



### 5.3.2 Einfluß des Reifenauslastungsgrades

Da das Ansprechverhalten der Seitenkraft neben der Fahrbahnart vor allem von der Reifenverformung bei instationärem Reifenschräglauf bestimmt wird, hängt das Schräglaufverhalten nicht nur von der Lenk- und Fahrgeschwindigkeit ab, sondern der Reifeninnendruck bzw. der Reifenauslastungsgrad muß auch einen bestimmenden Einfluß ausüben. Ein niedriger Reifeninnendruck läßt bei konstanter Radlast eine größere seitliche Reifenverformung im Schräglaufzustand zu und Seitenkräfte werden erst mit größeren Schräglaufwinkeln im Vergleich zu einem höheren Reifeninnendruck ansteigen.

Durch frühere Untersuchungen [32,34,37,42] ist der Einfluß der Radlast auf das Seitenkraft- und Rollwiderstandsverhalten stationär schrägrollender landwirtschaftlicher Reifen bekannt. Um die Anzahl der Versuche nicht weiter ausdehnen zu müssen, wurde der Einfluß unterschiedlicher Radlasten auf das instationäre Schräglaufverhalten deshalb nicht untersucht. Im Gegensatz dazu sind über den Einfluß des Reifenauslastungsgrades bei Reifenschräglauf noch keine und über die Lenkmomente noch sehr wenige Kenntnisse [34,36] vorhanden. Aus diesem Grunde wurde der Schwerpunkt der folgenden Untersuchung auf den Einfluß des Reifenauslastungsgrades bei instationärem Reifenschräglauf gelegt.

Die Versuche mit unterschiedlichen Auslastungsgraden wurden in der Weise durchgeführt, daß bei konstanter Radlast der Reifeninnendruck verändert wurde, wodurch die Reifentragfähigkeit vergrößert oder verkleinert werden konnte. Die Ergebnisse für die beiden Versuchsreifen auf verschiedenen Fahrbahnen sind in der Bildern 98 bis 103 dargestellt.

Das Ansprechverhalten des Seitenkraftbeiwertes des AS-Stollenreifens auf Beton, Wiese und Stoppelacker läßt in den Bildern 98 bis 100 den deutlichen Einfluß des Auslastungsgrades erkennen. Die Bilder zeigen, daß große Seitenkräfte mit

**Bild 98:**

Einfluß des Reifen-  
auslastungsgrades

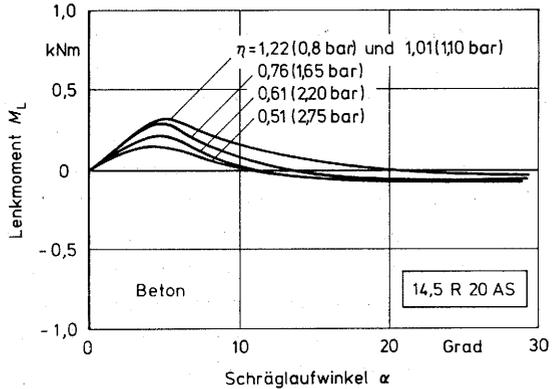
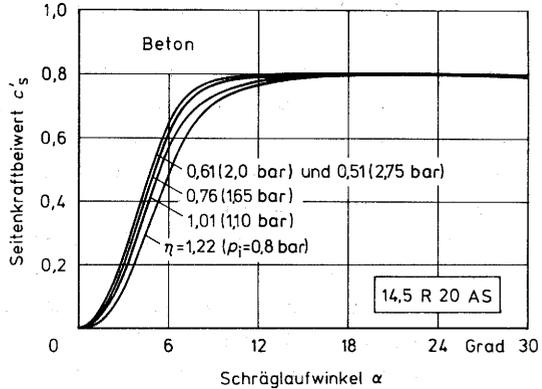
- a) auf das Seiten-  
kraftverhalten
- b) auf das Lenk-  
moment

des AS-Stollen-  
reifens auf  
Beton.

Versuchsbedingungen:

$F_N=10\text{kN}$ ;  $v_L=3,5^\circ/\text{s}$ ;

$v = 1 \text{ m/s}$ .



kleinen Auslastungsgraden bei kleineren Schräglaufwinkeln erreicht werden im Vergleich zu einem großen Auslastungsgrad. Ein überlasteter Reifen, der mit großer Abplattung rollt, baut Seitenkräfte deshalb langsamer auf, da der Reifeneinlauf hier länger ist.

Bezüglich der Lenkmomentmessung zeigen die Versuchsergebnisse, daß nicht nur der Fahrzustand -stationär oder instationär-, Fahrbahnart und -zustand sowie die Lenkgeschwindigkeit das

Lenkmoment bestimmen, sondern in besonderem Maße auch der Reifenauslastungsgrad. Ein hoch ausgelasteter Reifen (bzw. ein niedriger Reifeninnendruck) verlangt ein erheblich größeres Lenkmoment, sowohl auf Beton, Bild 98b, als auch auf feuchtem Wiesenboden, Bild 99b, im Vergleich zu einem weniger stark belasteten Reifen.

**Bild 99:**

Einfluß des Reifenauslastungsgrades

a) auf das Seitenkraftverhalten

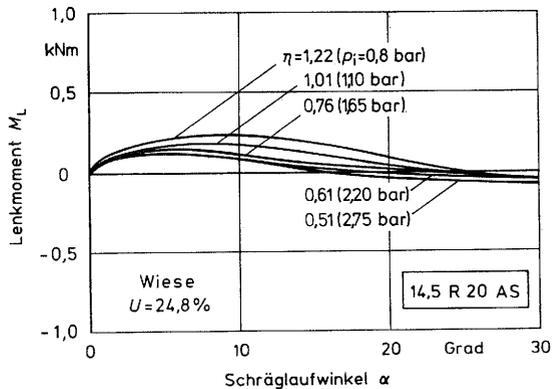
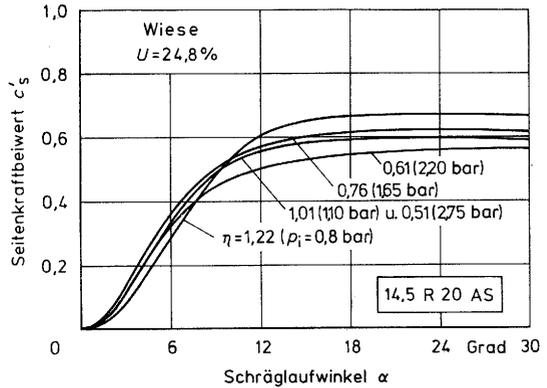
b) auf das Lenkmoment

des AS-Stollenreifens auf Wiese.

Versuchsbedingungen:

$F_N=10\text{ kN}$ ;  $v_L=3,5^\circ/\text{s}$ ;

$v=1\text{ m/s}$ .



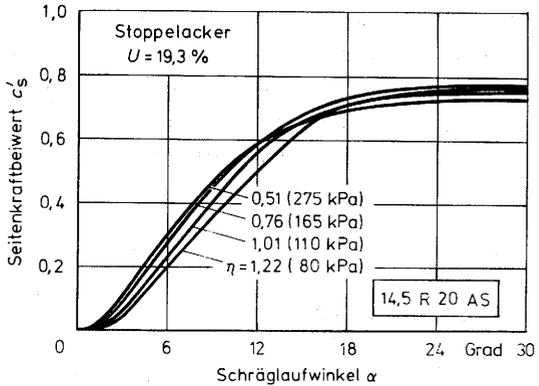
**Bild 100:**

Einfluß des Reifen-  
auslastungsgrades  
auf das Seiten-  
kraftverhalten des  
AS-Stollenreifens  
auf Stoppelacker.

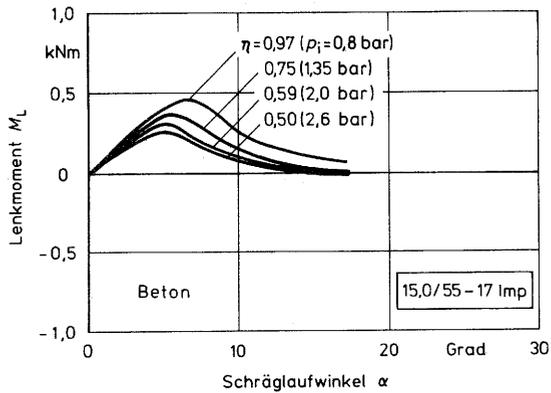
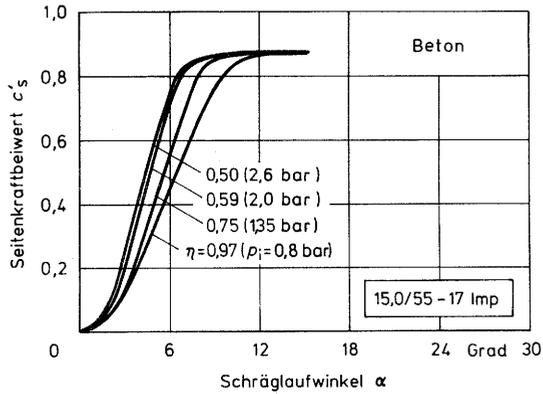
Versuchsbedingungen:

$F_N=10\text{ kN}$ ;  $v_L=5^\circ/\text{s}$ ;

$v=1\text{ m/s}$ .



Der Implementreifen reagierte auf unterschiedliche Auslastungsgrade wie der AS-Stollenreifen, Bilder 101 bis 103. Auf Beton ergab sich sogar eine noch größere Änderung des Ansprechverhaltens der Seitenkraft, Bild 101a. Weitere, hier jedoch nicht dargestellte Messungen mit den Reifen 10.5 - 20 MPT und 14.9 R 24 AS bestätigten den Einfluß des Reifenauslastungsgrades auf das Seitenkraft- und Lenkmomentverhalten im instationären Schräglaufzustand.



**Bild 101:** Einfluß des Reifenauslastungsgrades  
a) auf das Seitenkraftverhalten  
b) auf das Lenkmoment  
des Implementreifens auf Beton.

Versuchsbedingungen:  $F_N=9,8$  kN;  $v_L=5,5^\circ/s$ ;  
 $v = 1$  m/s.

**Bild 102:**

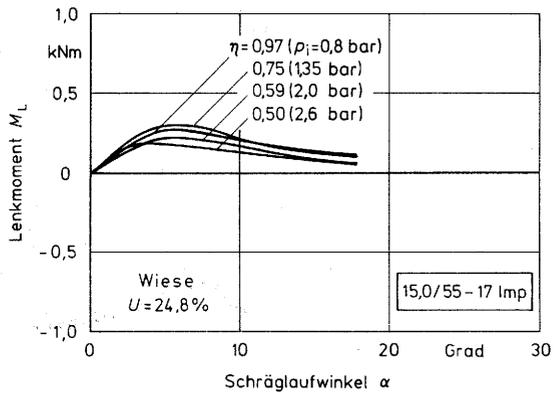
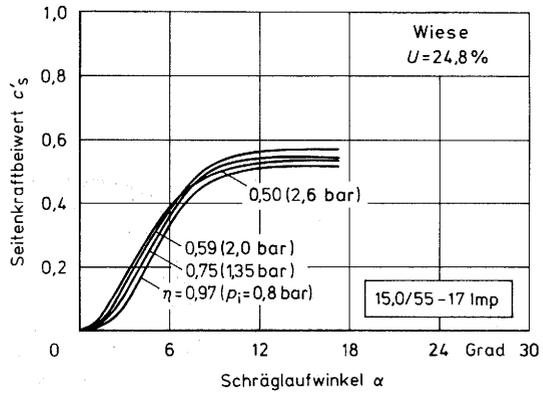
Einfluß des Reifen-  
auslastungsgrades

- a) auf das Seiten-  
kraftverhalten
- b) auf das Lenkmoment  
des Implementrei-  
fens auf Wiese.

Versuchsbedingungen:

$F_N = 9,8 \text{ kN}$ ;  $v_L = 5,5^\circ/\text{s}$ ;

$v = 1 \text{ m/s}$ .



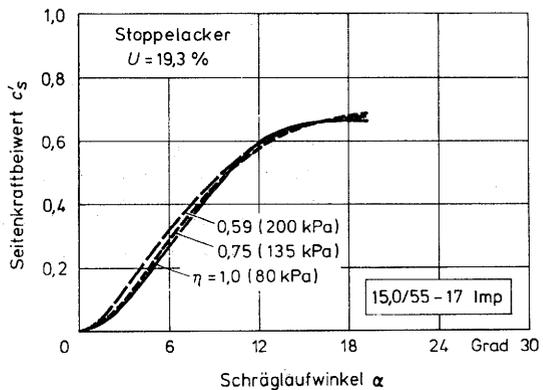
**Bild 103:**

Einfluß des Reifen-  
auslastungsgrades  
auf das Seitenkraft-  
verhalten des  
Implementreifens  
auf Stoppelacker.

Versuchsbedingungen:

$F_N = 9,8 \text{ kN}$ ;  $v_L = 5^\circ/\text{s}$ ;

$v = 1 \text{ m/s}$ .



### 5.3.3 Einfluß unterschiedlicher Reifen

Nachdem die Einflüsse von Fahrzustand (stationär - instationär), Lenkgeschwindigkeit, Fahrgeschwindigkeit, Reifenauslastungsgrad und Fahrbahnart auf das Schräglaufverhalten von rollenden landwirtschaftlichen Reifen aufgezeigt wurde, bleibt noch die Frage zu klären, wie sich das Schräglaufverhalten der unterschiedlichen Reifen im Vergleich untereinander auf den verschiedenen Fahrbahnen unterscheidet. Voraussetzung für einen derartigen Vergleich ist wieder, daß nur Versuche mit (etwa) gleichen Betriebsbedingungen (Fahr- und Lenkgeschwindigkeit, Reifenauslastungsgrad) zur Auswertung herangezogen werden. Die Darstellung wurde so gewählt, daß alle Versuchsergebnisse jeweils auf den AS-Flachstollenreifen 14.5 R 20 bezogen in den Bildern 104 bis 107 zusammengefaßt wurden.

Berücksichtigt man beim Vergleich des Ansprechverhaltens der instationären Seitenkraftbeiwerte auf Beton, Bild 104a, daß der Anstieg der Kurve des Implementstreifens statt mit  $v_L = 7^\circ/s$  mit der niedrigeren Lenkgeschwindigkeit von  $5^\circ/s$  bei kleineren Schräglaufwinkeln liegen müßte, vergleiche Abschnitt 5.2.5, so zeigen alle drei Reifen auf den unterschiedlichen Fahrbahnen ungefähr das gleiche Ansprechverhalten, jedoch unterschiedlich große maximale Seitenkraftbeiwerte. Der 15.0/55-17 Implementreifen erreicht im Vergleich zu den beiden anderen Reifen auf Beton den größten Seitenkraftbeiwert, auf den nachgiebigen Fahrbahnen Wiese und Stoppelacker dagegen niedrigere Werte.

Obwohl diese drei Reifen sich im Aufbau, in der Profilierung der Lauffläche, im Breiten-Höhenverhältnis und in der Größe der Aufstandsfläche sehr stark unterscheiden, wirken sich diese Unterschiede bei Reifenschräglauf im Ansprechverhalten nicht sehr prägend aus. Für das ähnliche Ansprechverhalten dieser drei Reifen sind nach [43,44] vor allem die flachen, unelastischen Reifenstollen bzw. stollenfrei Lauffläche als Erklärung heranzuziehen.

Bild 104:

Instationäres Seitenkraftverhalten verschiedener Reifen auf

- a) Beton
- b) Wiese
- c) Stoppelacker.

Versuchsbedingungen:

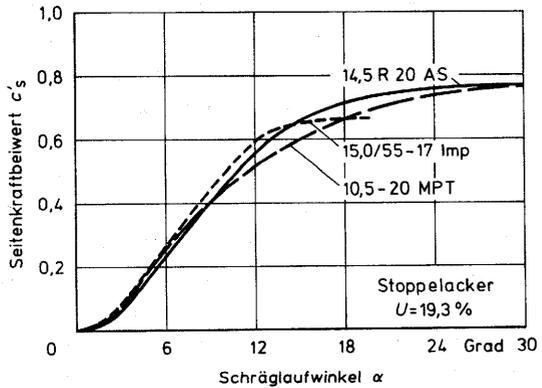
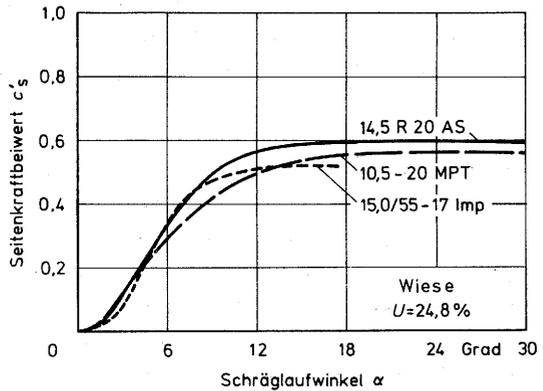
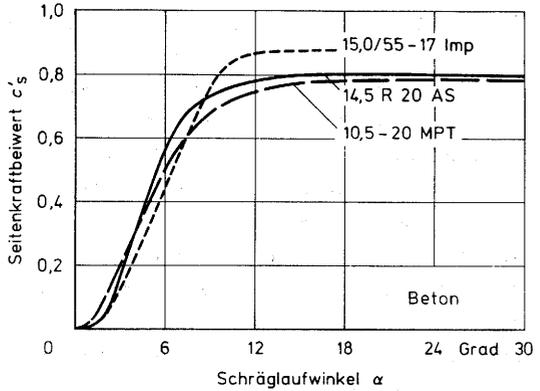
$\eta = 1.0$ ;  $v_L = 5^\circ/s$ ;

$v = 1$  m/s.

Ausnahme:

15.0/55-17 Imp auf

Beton:  $v_L = 7^\circ/s$ .



Der Vergleich der AS-Flachstollenreifen 14.5 R 20 und 17.5 LR 24, die ähnlich aufgebaut sind und die gleichen Stollenabmessungen aufweisen, jedoch unterschiedliche Reifenabmessungen haben, zeigt nahezu keine Unterschiede im Seitenkraftverhalten, unabhängig von der Art der Fahrbahn, Bild 105.

Auch der Vergleich des AS-Flachstollenreifens 14.5 R 20 mit den drei größeren AS-Normalstollenreifen 14.9 R 24, 16.7 R 26 und 16.9 R 28 auf Beton und Wiese ist unter dem Vorbehalt zu betrachten, daß unterschiedliche Reifenauslastungsgrade vorliegen, die sonstigen Versuchsbedingungen sich jedoch entsprechen, Bilder 106 und 107. Als charakteristisches Ergebnis ist auf Beton ein flacherer Anstieg des Seitenkraftbeiwertes aller AS-Normalstollenreifen mit einem deutlich niedrigeren maximalen Seitenkraftbeiwert, bezogen auf den Vergleichsreifen, festzustellen, wobei alle drei Normalstollenreifen etwa das gleiche Seitenkraftverhalten aufweisen. Auf dem sehr feuchten Wiesenboden erfolgt der Anstieg des Seitenkraftbeiwertes der AS-Normalstollenreifen mit einem etwas größeren Einlaufwinkel als beim Vergleichsreifen, jedoch werden Dank der hohen Stollen - im Gegensatz zur Betonfahrbahn - sehr viel größere maximale Seitenkräfte ermöglicht. Auf der Wiese zeigen alle drei unterschiedlich großen AS-Normalstollenreifen keine großen Unterschiede im Seitenkraftverhalten.

Die Unterschiede im instationären Seitenkraftverhalten zwischen den AS-Normalstollenreifen und dem AS-Flachstollen-Vergleichsreifen auf Beton und auf Wiese werden auch im Lenkmomentverhalten sichtbar, Bild 107. Ähnlich dem Seitenkraftverhalten auf Beton ergeben sich auf Beton niedrigere Lenkmomente für die Normalstollenreifen im Vergleich zum Flachstollenreifen. Auf Wiesenboden sind die Verhältnisse entsprechend dem Seitenkraftverhalten umgekehrt. Die AS-Normalstollenreifen erfordern größere Lenkmomente auf dem nachgiebigen Wiesenboden als der Vergleichsreifen.

Bild 105:

Instationäres Seitenkraftverhalten von zwei Flachstollen-AS-Reifen auf

- a) Beton
- b) Wiese
- c) Stoppelacker.

Versuchsbedingungen:

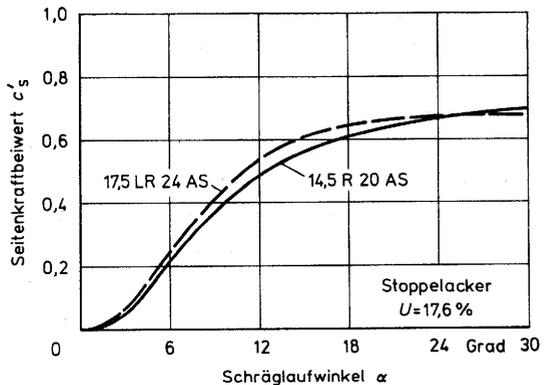
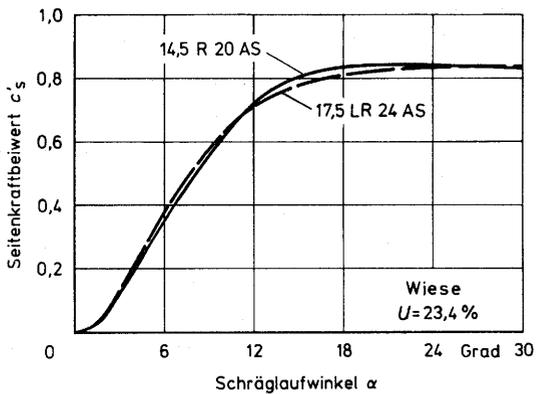
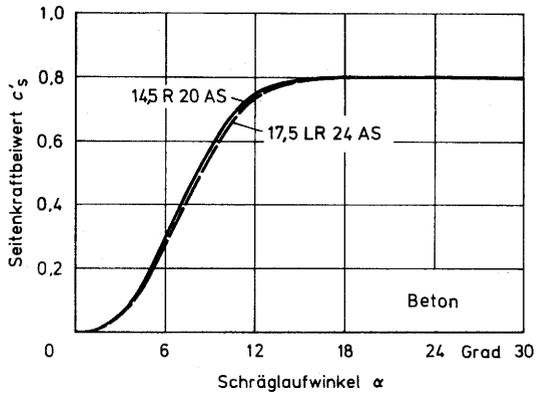
$v = 1 \text{ m/s}$

Beton:  $\eta = 0,8$ ;  $v_L = 8^\circ/\text{s}$ .

Wiese:  $\eta = 1,0$ ;  $v_L = 3^\circ/\text{s}$ .

Stoppelacker:

$\eta = 1,0$ ;  $v_L = 5^\circ/\text{s}$ .



**Bild 106:**

Instationäres Seitenkraftverhalten von AS-Reifen auf

- a) Beton
- b) Wiese.

Versuchsbedingungen:

$p_i = 1,6 \text{ bar}$ ;  $v_I = 9^\circ/\text{s}$ ;

$v = 1 \text{ m/s}$

14.5 R 20:  $\eta = 0,80$

14.9 R 24:  $\eta = 0,65$

16.9 R 26:  $\eta = 0,52$

16.9 R 28:  $\eta = 0,52$

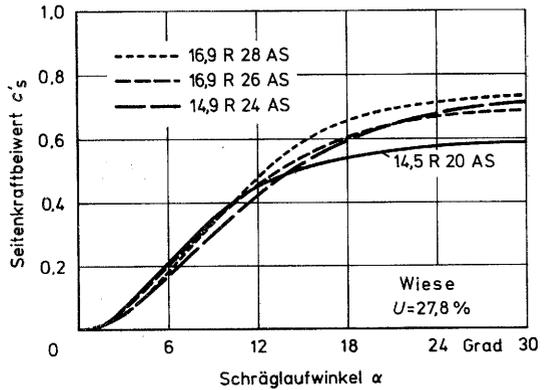
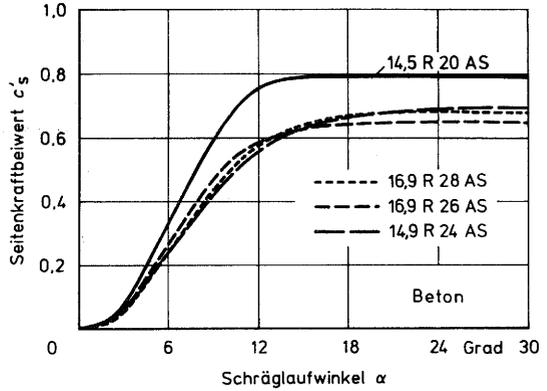
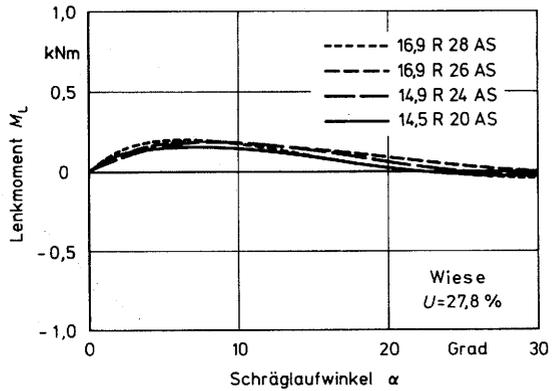
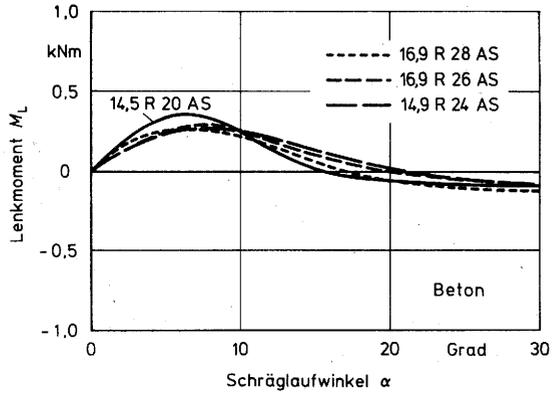


Bild 107:

Instationäres Lenkmo-  
ment von AS-Reifen  
auf

- a) Beton
- b) Wiese.

Versuchsbedingungen:  
wie in Bild 106.



#### 5.4 SCHLUPFMESSUNGEN

In der landtechnischen Literatur [37,38,49] wird für schrägrollende Reifen die Schlupfdefinition nach Gleichung (9), Seite 19, für getriebene Reifen verwendet. Bei schrägrollenden Reifen handelt es sich jedoch um einen Fahrzustand, der durch einen Rollschlupf gekennzeichnet ist. Dies war Anlaß, einige Schlupfmessungen durchzuführen und mit den unterschiedlichen radrichtungsbezogenen Schlupfgleichungen (9) und (10) auszuwerten. Darüber hinaus wurden die Schlupfmessungen mit den Schlupfdefinitionen nach Gleichung (11) und (12), die den tatsächlichen Bewegungsablauf schräglaufer Reifen mit der Rotation in Radrichtung und der Vorwärtsbewegung in Fahrtrichtung berücksichtigen, ausgewertet und die Ergebnisse mit den radrichtungsbezogenen Schlupfergebnissen verglichen.

Zur Schlupfbestimmung wurde der tatsächlich zurückgelegte Weg und der theoretisch zurückgelegte Weg des schräglaufer Reifen mit folgendem Vorgehen ermittelt. Die Messung des in Fahrtrichtung tatsächlich zurückgelegten Weges  $s$  erfolgte mit dem Drehimpulsgeber des nachlaufenden Zusatzrades, die Messung des in Meßradrichtung theoretisch zurückgelegten Weges  $s_0$  erfolgte mit dem in der Meßnabe integrierten Drehimpulsgeber. Um die dynamischen Reifenhalmesser von Meßreifen und nachlaufendem Zusatzreifen über den Abrollumfang experimentell zu bestimmen, wurde mit einer Kalibrierfahrt eine Wegstrecke ohne Reifenschräglaufer mit sehr langsamer Geschwindigkeit zurückgelegt.

Mit der Voraussetzung, daß sowohl Meßreifen als auch nachlaufender Zusatzreifen die exakt gleiche Strecke ohne Schlupf zurückgelegt haben, kann mit den Kalibrierimpulszahlen  $I_R$  und  $I_Z$  sowie den Impulsmessungen  $i_R$  und  $i_Z$  der darauffolgenden Versuchsfahrten mit stationärem Reifenschräglaufer der radrichtungsbezogene Reifenschlupf mit den Gleichungen

$$\sigma_{B'} = \frac{\frac{i_R}{I_R}}{\frac{i_Z \cdot \cos \alpha}{I_Z}} - 1 = \frac{I_Z}{I_R} \cdot \frac{i_R}{i_Z \cdot \cos \alpha} - 1 \quad (13)$$

$$\sigma_{T'} = 1 - \frac{\frac{i_Z \cdot \cos \alpha}{I_Z}}{\frac{i_R}{I_R}} = 1 - \frac{I_R}{I_Z} \cdot \frac{i_Z \cdot \cos \alpha}{i_R} \quad (14)$$

und der dem tatsächlichen Bewegungsablauf entsprechende Reifenschlupf (fahrtrichtungsbezogene Schlupf) mit den Gleichungen

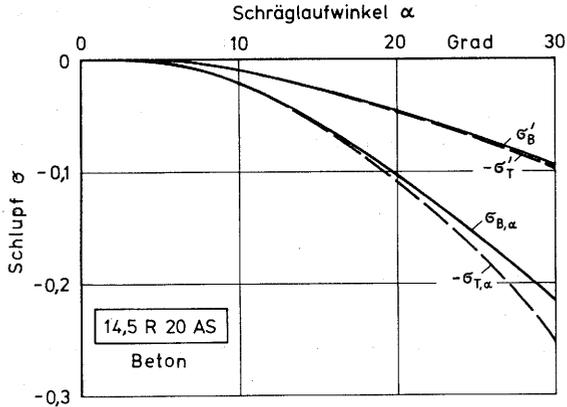
$$\sigma_{B,\alpha} = \frac{I_Z}{I_R} \cdot \frac{i_R}{i_Z} - 1 \quad (15)$$

$$\sigma_{T,\alpha} = 1 - \frac{I_R}{I_Z} \cdot \frac{i_Z}{i_R} \quad (16)$$

berechnet werden.

Um die Schlupfwerte, die mit den Gleichungen für schräglau- fende, getriebene Reifen berechnet wurden, unmittelbar mit den Schlupfwerten des schrägrollenden AS-Reifens 14.5 R 20 vergleichen zu können, wurden im Bild 108 die negativen Beträge der Schlupfwerte  $\sigma_{T'}$  und  $\sigma_{T,\alpha}$  eingezeichnet.

Die Schlupfmessungen, die mit stationärem Schräglauf des AS-Reifens auf Betonfahrbahn durchgeführt wurden, lassen in Bild 108 erkennen, daß der radrichtungsbezogene Rollschlupf  $\sigma_{B'}$  bis 30 Grad Schräglaufwinkel auf ungefähr 9 Prozent ansteigt, der den tatsächlichen Bewegungsverhältnissen entsprechende Rollschlupf  $\sigma_{B,\alpha}$  dagegen auf 21,5 Prozent.



**Bild 108:** Schlupf des stationär schrägrollenden AS-Reifens 14.5 R 20 auf Beton. Versuchsbedingungen:  $F_N=10\text{kN}$ ;  $p_i=1,2\text{bar}$ ;  $\eta=0,94$ ;  $v=1\text{ m/s}$ .

Werden die Gleichungen für den Triebsschlupf nicht für getriebene, sondern für schrägrollende Reifen zur Berechnung des Reifenschlupfes angewendet, erhält man für einen blockierenden Reifen nicht den Schlupfwert 1,0 (entsprechend 100%), sondern den Schlupfwert unendlich! Einem blockierenden Reifen entspricht beispielsweise auch die Fahrt mit einem Schräglaufwinkel von 90 Grad. Aufgrund dieser Überlegung muß sowohl der Reifenschlupf  $-\sigma_T'$  als auch  $-\sigma_{T,\alpha}$  im Vergleich zu den korrekten Schlupfwerten  $\sigma_B'$  bzw.  $\sigma_{B,\alpha}$  mit zunehmendem Schräglaufwinkel immer größere negative Schlupfwerte aufweisen. Die Abweichung des  $\sigma_{T,\alpha}$  - Verlaufs im Vergleich zum  $\sigma_{B,\alpha}$  - Verlauf im Bild 108 beginnt bei dem AS-Flachstollenreifen auf Beton bei etwa 15 Grad Schräglaufwinkel und wird mit größer werden dem stationären Reifenschräglauf immer ausgeprägter. Der Vergleich der radrichtungsbezogenen Schlupfwerte  $\sigma_B'$  und  $\sigma_T'$  zeigt im dargestellten Schräglaufwinkelbereich dagegen nur eine sehr geringe Differenz, die bei 30 Grad Reifenschräglauf gerade 0,3 Prozent beträgt. Die Anwendung der radrichtungsbezogenen Schlupfgleichung für getriebene Reifen auf schrägrol-

lende Reifen ist zwar nicht korrekt, liefert jedoch, zumindest auf unnachgiebiger Fahrbahn, im Bereich bis 30 Grad Schräglaufwinkel nur minimal abweichende Schlupfbetragswerte.

Um das Schlupfverhalten schrägrollender Reifen auf unnachgiebiger Fahrbahn mit dem auf nachgiebiger Fahrbahn zu vergleichen, wurde mit dem AS-Reifen 17,5 LR 24 auf Beton und sehr feuchtem Wiesenboden der fahrtrichtungsbezogene Rollschlupf gemessen und die Ergebnisse im Bild 109 dargestellt. Auf Beton zeigt der AS-Flachstollenreifen ungefähr den gleichen Schlupfverlauf wie der AS-Reifen 14,5 R 20 im Bild 108. Auf dem sehr feuchten Wiesenboden wurde dagegen ein wesentlich größerer Rollschlupf, beginnend schon bei kleinem Schräglaufwinkel, festgestellt. Verstärkt durch den kleinen Auslastungsgrad führt der im Vergleich zur griffigen Betonfahrbahn schlechtere Kraftschluß zwischen Reifenlauf- fläche und Wiesenbodenoberfläche zu diesem abweichenden Rollschlupfverhalten.

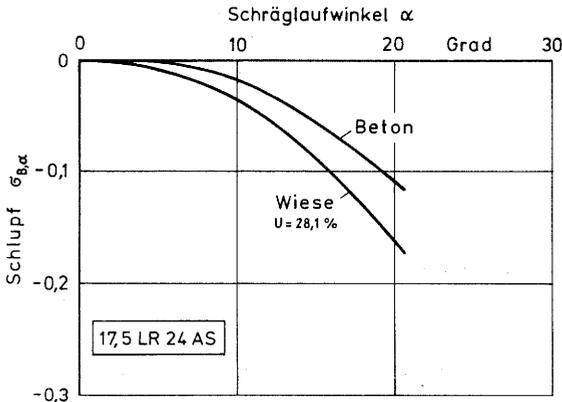


Bild 109: Der den Bewegungsverhältnissen des schrägrollenden AS-Reifens 17,5 LR 24 entsprechende Rollschlupf auf Beton und sehr feuchter Wiese. Versuchsbedingungen:  $F_N = 10,5 \text{ kN}$ ;  $p_i = 1,6 \text{ bar}$ ;  $r = 0,6$ ;  $v = 1 \text{ m/s}$ .

## 5.5 FOLGERUNGEN

Das Lenken im Stand kann kinematisch als Sonderfall des instationären Reifenverhaltens angesehen werden, bei dem sich im Gegensatz zum Lenkmoment die Radkräfte nicht nennenswert verändern. Bezüglich des aufzubringenden Lenkmomentes  $M_{L0}$  haben die Lenkversuche im Stand mit unterschiedlichen landwirtschaftlichen Reifen gezeigt, daß neben Fahrbahnart und -beschaffenheit vor allem die Radlast und der Reifenauslastungsgrad, aber auch die Verformungsarbeit, die bei der Drehbewegung der Reifen aufgebracht werden muß, die Größe des Lenkmomentes in eindeutiger Weise bestimmen. Tendenziell haben eine große Radlast, ein großer Reifenauslastungsgrad sowie eine große Verformungsarbeit, wie sie beispielsweise bei einem Reifen mit großem Reifenvolumen geleistet werden muß, auch ein großes Lenkmoment zur Folge. Die gleiche Tendenz ist bei der Geschwindigkeit der Reifenlenkbewegung festzustellen.

Berücksichtigt man bei schrägrollenden Reifen die Tatsache, daß im Hinblick auf das Fahrverhalten von Fahrzeugen zwei Schräglaufzustände unterschieden werden müssen, stationärer und instationärer Reifenschräglauf, ist mit der experimentellen Untersuchung schrägrollender landwirtschaftlicher Reifen nachgewiesen worden, daß sowohl das Seitenkraft- als auch das Lenkmomentverhalten sich in Abhängigkeit vom Schräglaufzustand deutlich unterscheidet. Im Vergleich zum stationären Reifenschräglauf muß besonders der Einfluß unterschiedlicher Lenk- und Fahrgeschwindigkeiten berücksichtigt werden, die das Ansprechverhalten der Seitenkraft und die Größe des maximalen Lenkmomentes sowie auch, allerdings in geringerem Maße, die Größe der maximalen Seitenkraft bestimmen.

Ein weiterer Unterschied zwischen beiden Schräglaufzuständen auf starren und nachgiebigen Fahrbahnen stellt die Versuchsmethodik dar. Stationäre Schräglaufversuche mit landwirt-

schaftlichen Reifen erfordern eine große Anzahl von Einzelversuchen mit dem Nachteil, große landwirtschaftliche Flächen als Versuchsstrecke zu benötigen. Mit instationären Reifenschräglaufversuchen wird der Versuchsaufwand dagegen drastisch verringert, da man als Ergebnis eines Versuchsablaufes gleich die gesuchte Abhängigkeit des Kraftübertragungsverhaltens vom Schräglaufwinkel erhält. Als Folgerung stellt sich die Frage, ob mit instationären Reifenschräglaufversuchen auch auf das stationäre Schräglaufverhalten geschlossen werden kann.

Legt man das instationäre Seitenkraftverhalten in Abhängigkeit unterschiedlicher Lenkgeschwindigkeiten  $v_L$  bei konstanter Fahrgeschwindigkeit zugrunde, Kapitel 5.2.5, erkennt man, daß der AS-Reifen 14.5 R 20 mit 3°/s Lenkgeschwindigkeit (Bilder 83,84) und der Implement-Reifen 15.0/55 - 17 mit 4°/s (Bilder 88,89) den gleichen Seitenkraftanstieg aufweisen wie bei stationärem Reifenschräglauf. Verschiebt man den nach unten linear verlängerten Anstieg der Seitenkraftkurve um das Winkelmaß  $\alpha_E$  des Reifeneinlaufs bis zum Schräglaufwinkel 0 Grad (nach links), decken sich der verschobene instationäre Seitenkraftverlauf mit dem Verlauf bei stationärem Schräglauf. Mit kleineren als den angegebenen Lenkgeschwindigkeiten wird mit diesem Vorgehen der gleiche Effekt zu erzielen sein. Im Bereich der maximalen Seitenkräfte kommt allerdings keine Kurvengleichheit zustande, da mit instationärem Reifenschräglauf etwas größere maximale Seitenkräfte erreicht werden. Voraussetzung für dieses Verfahren der Übertragung von instationärem Seitenkraftverlauf auf den stationären ist, daß instationäre Schräglaufversuche besser mit größeren als mit kleineren Fahrgeschwindigkeiten durchgeführt werden, da bei höherer Fahrgeschwindigkeit der Reifeneinlauf verringert wird und der Seitenkraftanstieg etwas steiler verläuft (Bilder 94 bis 97). Als Folgerung kann festgestellt werden, daß instationäre Seitenkraft(beiwert)kurven, die auf starrer Fahrbahn (Beton) mit kleinen Lenkgeschwindigkeiten unter 4 °/s, auf nachgiebigen Fahrbahnen auch mit größeren Lenkgeschwindigkeiten

(Bild 93) ermittelt wurden, nach Verschiebung um den Reifeneinlauf  $\alpha_E$  das Ansprechverhalten der Seitenkraft auch bei stationärem Reifenschräglauf, unabhängig vom Koordinatensystem beschreiben.

Was das Rollwiderstandsverhalten anbelangt, wurde gezeigt, daß die radrichtungsbezogene Rollwiderstandsangabe unabhängig vom Schräglaufzustand ist, Kapitel 5.2.1. Bei fahrtrichtungsbezogener Messung oder Darstellung der Rollwiderstandskraft von instationär schräglaufenden Reifen kann dagegen wegen des Reifeneinlaufs nicht eindeutig auf den Verlauf der Rollwiderstandskraft bei stationärem Schräglauf geschlossen werden.

Sehr ungünstig ist die Übertragungsmöglichkeit vom instationären auf den stationären Kurvenverlauf beim Lenkmoment zu beurteilen, da mit zunehmender Lenkgeschwindigkeit das Lenkmoment bei instationärem Reifenschräglauf auf Beton sowohl in der Größe als auch im Verlauf verändert wird (Bilder 85 und 90). Um einen Rückschluß auf den Lenkmomentverlauf bei stationärem Reifenschräglauf auf starrer Fahrbahn zu ermöglichen, müßten umfangreiche weitere Messungen durchgeführt werden. Durch die zusätzliche Überlagerung mit bodenbedingten Einflüssen ist diese Feststellung erst recht für nachgiebige Fahrbahnen zutreffend.

Bezüglich des Reifenschlupfes von schrägrollenden Reifen ist festzuhalten, daß zwei Möglichkeiten der Schlupfbestimmung zu unterscheiden sind: radrichtungsbezogener Rollschlupf  $\sigma_B'$  und fahrtrichtungsbezogener Rollschlupf  $\sigma_{B,\alpha}$ , der dem tatsächlichen Bewegungsablauf schrägrollender Reifen entspricht. Beide Schlupfdefinitionen sind gleichermaßen berechtigt. Ihre Anwendung richtet sich danach, ob das Augenmerk auf den schrägrollenden Reifen allein oder auf den fahrzeugbezogenen Fahrzustand gerichtet ist. Für Schlupfuntersuchungen bietet sich die fahrtrichtungsbezogene Schlupfbestimmung ( $\sigma_{B,\alpha}$ ) als geeignetere Methode an, da mit zunehmendem Schräglaufwinkel hier im Vergleich zum radrichtungsbezogenen Rollschlupf deutlich größere Schlupfwerte zu registrieren sind.

## 6. ZUSAMMENFASSUNG

Beim Einsatz landwirtschaftlicher Fahrzeuge können zwei Fahrzustände mit schrägrollenden Reifen unterschieden werden. Die Spurhaltung beim Fahren am Hang oder beim Pflügen erfolgt durch konstant (stationär) schräglaufende Reifen, wohingegen Lenkvorgänge zur Änderung der Fahrtrichtung als instationäre Fahrzustände anzusehen sind, weil sich der Reifenschräglauf hierbei ständig ändert.

Alle bisher durchgeführten Untersuchungen über das Schräglaufverhalten der Reifen landwirtschaftlicher Fahrzeuge auf unterschiedlichen Fahrbahnen beschränken sich auf die Untersuchung stationär schrägrollender Reifen, was mit einer einfachen Versuchsmethodik erfolgen kann. Um auch das instationäre Schräglaufverhalten der Reifen landwirtschaftlicher Fahrzeuge auf starren und nachgiebigen Fahrbahnen untersuchen zu können, wurde als Versuchseinrichtung ein Einachsanhänger mit stufenlos gegeneinander einlenkbaren Versuchreifen und einer Fünf-Komponenten-Kraft- und Momentmeßnabe entwickelt. Diese Versuchseinrichtung ermöglicht sowohl das stationäre als auch instationäre Schräglaufverhalten rollender landwirtschaftlicher Reifen von 17 bis 28 Zoll Größe bis 40 Grad Reifenschräglaufwinkel experimentell festzustellen. Zusätzlich kann mit Hilfe eines Zusatzrades der Rollschlupf schräglaufer Reifen ermittelt werden.

Mit dieser Versuchseinrichtung sind auf Betonfahrbahn, Wiese und Stoppelacker außer dem Lenkmomentverhalten beim Lenken im Stillstand insbesondere das Verhalten von Seitenkraft, Rollwiderstand und Lenkmoment von sieben unterschiedlichen Reifen sowohl mit stationärem als auch instationärem Reifenschräglauf untersucht worden. Die Auswertung erfolgte im radrichtungsbezogenen und im fahrtrichtungsbezogenen Koordinatensystem und berücksichtigt die Parameter Reifenauslastungsgrad, Fahrgeschwindigkeit und Lenkgeschwindigkeit. Da in Wirklichkeit die Kraftwirkung auf schrägrollende Reifen

der einer resultierenden Horizontalkraft entspricht, wurde bei der Auswertung auch der Richtungswinkel der resultierenden Horizontalkraft berechnet und in den Vergleich von stationärem und instationärem Reifenschräglauf mit einbezogen.

Das Lenken im Stand kann als Sonderfall des instationären Reifenverhaltens angesehen werden. Die Lenkversuche im Stand zeigten, daß von den Meßgrößen nur das Lenkmoment vom Lenkvorangang beeinflusst wird und lieferten die folgenden Erkenntnisse.

Im Vergleich zu nur einem gelenkten Reifen, bewirkt die Zwangslenkung des Versuchsanhängers mit gegeneinander einlenkenden Reifen ein zwar größeres maximales Lenkmoment, der Anstieg des Lenkmomentes mit zunehmendem Drehwinkel wird jedoch nicht beeinflusst.

Der Vergleich der Lenkmomente der unterschiedlichen Versuchsreifen legt die Schlußfolgerung nahe, daß auf starrem Boden (Beton) vor allem der Verformungswiderstand der Reifen, auf nachgiebigen Böden zusätzlich der Einfluß des Stollenprofils die Größe des Lenkmomentes bestimmt.

Besonders deutlich auf starrem Boden zeigt sich der Einfluß unterschiedlicher Reifen auch im Verlauf der Lenkmoment-Drehwinkelkurven. Das maximale Lenkmoment wird bei unterschiedlichen Drehwinkeln erreicht.

Die Untersuchung des Einflusses von Radlast, Reifeninnen- druck und Auslastungsgrad ergab, daß zunehmende Radlast und zunehmender Auslastungsgrad jeweils ein größeres Lenkmoment zur Folge haben.

Auch die Geschwindigkeit der Lenkbewegung hat einen großen Einfluß auf die Lenkmomentgröße. Auf Betonboden, weniger eindeutig auf nachgiebigen Böden, erfordert eine schnelle Lenkbewegung ein größeres Lenkmoment im Vergleich zu einer langsamen Lenkbewegung.

Beim Vergleich von stationärem und instationärem Schräglauf rollender Reifen stellte sich als Ergebnis bei instationärem Fahrzustand ein verzögerter Seitenkraftaufbau im Vergleich zum stationär ermittelten Schräglaufverhalten heraus. Als Ursache ist die Reifenverformung mit beginnender Richtungsänderung anzuführen, denn erst im verformten Zustand sind schrägrollende Reifen in der Lage, ansteigende Seitenkräfte in Abhängigkeit größer werdender Schräglaufwinkel zu übertragen. Dieses Verhalten wird nicht nur vom Reifeninnendruck bzw. Reifenauslastungsgrad und der Fahrgeschwindigkeit, sondern insbesondere von der Lenkgeschwindigkeit beeinflusst und ist sowohl auf starrer wie nachgiebiger Fahrbahn ausgeprägt.

Der Vergleich von stationärem und instationärem Fahrzustand zeigt bei radrichtungsbezogener Darstellung im Rollwiderstandsverlauf keine Unterschiede. Im Gegensatz dazu ergibt sich bei fahrtrichtungsbezogener Auswertung der Rollwiderstandsmessungen bei instationärem Reifenschräglauf ebenfalls ein verzögerter Anstieg des Rollwiderstandes mit beginnendem Reifenschräglauf.

Im Vergleich zum stationären Reifenschräglauf machten die Versuche auch deutlich, daß bei instationärem Reifenschräglauf auf Betonfahrbahn etwas größere maximale Seitenkräfte auftreten, vor allem aber zur Radverstellung größere Lenkmomente sowohl auf starrer als auch nachgiebiger Fahrbahn aufgewendet werden müssen. Die Größe des Lenkmomentes wird darüber hinaus bei instationärem Reifenschräglauf von Art und Profil des Reifens, der Fahrgeschwindigkeit, der Lenkgeschwindigkeit und vom Auslastungsgrad beeinflusst.

Das Schlupfverhalten schrägrollender Reifen wurde nur bei wenigen Versuchen mit stationärem Reifenschräglauf untersucht, da der Vergleich verschiedener Schlupfdefinitionen im Vordergrund stand. Bis heute werden Schlupfbetrachtungen ausschließlich mit der radrichtungsbezogenen Schlupfdefinition durchgeführt. Die fahrtrichtungsbezogene Schlupfdefinition,

die dem tatsächlichen Bewegungsablauf eines schrägrollenden Reifens entspricht, bietet sich dagegen für Schlupfuntersuchungen als die geeignetere Methode an, da sie den meisttechnischen Gepflogenheiten der Schlupfbestimmung mit geschlepptem, zusätzlichem Rad entspricht und darüber hinaus hier mit zunehmendem Schräglaufwinkel im Vergleich zum radrichtungsbezogenen Rollschlupf deutlich größere Schlupfwerte zu registrieren sind.

Da der Versuchsaufwand mit instationären Reifenschräglaufversuchen im Vergleich zum Vorgehen bei stationären Schräglaufversuchen erheblich geringer ist, wurde abschließend die Frage untersucht, ob vom instationären Reifenschräglaufverhalten auch auf das stationäre Schräglaufverhalten geschlossen werden kann. Berücksichtigt man den Einfluß von Lenkgeschwindigkeit, Fahrgeschwindigkeit und Koordinatensystem, so kann bei Seitenkraft und Rollwiderstand vom instationären auf das stationäre Schräglaufverhalten geschlossen werden.

7. LITERATURVERZEICHNIS

- [1] KUTZBACH, H.D.: Der Beitrag der Landtechnik zur Sicherung der Zukunft.  
in: Deutscher Ingenieurtag, Mai 1985, Stuttgart, S. 205-231, VDI-Verlag Düsseldorf
- [2] HEINE, A.: Bodenschonende Fahrwerke landwirtschaftlicher Transportanhänger.  
Grundlagen der Landtechnik 36 (1986) 2, S.42-49
- [3] CROLLA, D.A. und F.D. HALES: The lateral stability of tractor and trailer combinations.  
Journal of Terramechanics 16 (1979) 1, S.1-22
- [4] GRECENKO, A.: Operation on steep slopes. State-of-the art report. Journal of Terramechanics 21 (1984) 2, S.181-194
- [5] ULRICH, A.: Untersuchungen zur Fahrdynamik von Traktoren mit und ohne Anbaugeräte. Dissertation, Berlin(1983)  
Forschungsbericht Agrartechnik des Arbeitskreises Forschung und Lehre der Max-Eyth-Gesellsch. Nr.82(1983)
- [6] HERRING, H.E. und H.G.KREBS: Die simultane Kraftübertragung zwischen Fahrzeug und Fahrbahn.  
Forschung, Straßenbau und Straßenverkehrstechnik H.295 (1980)
- [7] GAUSS, F. und H. WOLFF: Über die Seitenführungskraft von Personenwagenreifen.  
Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik H. 133 (1959)
- [8] GAUSS, F.: Über Brems- und Führungskräfte zwischen Reifen und Straße.  
ATZ 63 (1961) 2, S.41-44
- [9] FREUDENSTEIN, G.: Luftreifen bei Schräg- und kurvenlauf.  
Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik H. 152 (1961)
- [10] GOUGH, V.E.: Reibung von Gummi.  
Straßenbau und Straßenverkehrstechnik H. 19 (1961), S.25-54
- [11] BORGMANN, W.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen an Luftreifen bei Schräglauf.  
Dissertation, TH Braunschweig (1963)
- [12] KOESSLER, P.: Vergleichende Untersuchungen der Seitenführungseigenschaften von Personenwagenreifen.  
Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik H. 172 (1964)

- [ 13 ] KREMPEL, G.: Experimenteller Beitrag zur Untersuchung von Fahrzeugreifen.  
Dissertation, TH Karlsruhe (1965)
- [ 14 ] GENGENBACH, W.: Das Verhalten von Kraftfahrzeugreifen auf trockener und insbesondere nasser Fahrbahn.  
Dissertation, TH Karlsruhe (1967)
- [ 15 ] GENGENBACH, W. und R. WEBER: Das Rückstellmoment von Kraftfahrzeugreifen beim Zusammenwirken von Umfangs- und Seitenkräften.  
Automobil - Industrie (1970), H. 3, S. 85-96
- [ 16 ] SCHUBERT, K.: Seitenkräfte an rollenden Luftreifen bei periodischer Felgenreibung.  
Dissertation, TH Hannover (1972)
- [ 17 ] ZERANSKI, P.: Zur Kraftübertragung am Luftreifen.  
Dissertation, TU Dresden (1971)
- [ 18 ] ZERANSKI, P.: Das Reifenmoment.  
Kraftfahrzeugtechnik (1973), H. 7, S. 211-215
- [ 19 ] WEBER, R. und G. PERSCH: Seitenkraft-Frequenzgänge von Luftreifen - Ein Beitrag zum Verhalten bei instationärem Schräglauf.  
ATZ 77 (1975) 2, S. 40-46
- [ 20 ] MAIER-DÖRNBERG, K.E. und B. STRACKERJAN: Prüfstandsversuche und Berechnungen zur Querdynamik von Luftreifen.  
Automobil-Industrie (1977), H. 4, S. 15-24
- [ 21 ] FRITZ, G.: Seitenkräfte und Rückstellmomente von Personenwagenreifen bei periodischer Änderung der Spurweite, des Sturz- und des Schräglaufwinkels.  
Dissertation, TH Karlsruhe (1978).
- [ 22 ] STUMPF, H. und H. PILZ: Fahrverhaltensversuche von LKW im Labor und auf der Straße.  
Automobil-Industrie (1980), H. 3, S. 35-43
- [ 23 ] WEBER, R. und B. STEINKE: Rennreifen in radialer Bauweise und einige typische Eigenschaften.  
Automobil-Industrie (1980), H. 3, S. 121-125
- [ 24 ] MIKSCH, H., B. HEISSING und W. KAUFHOLD: Untersuchung des Einflusses von Reifen unterschiedlicher Charakteristik auf das Fahrverhalten eines Nutzfahrzeuges.  
VDI-Berichte Nr. 367 (1980), S. 123-128
- [ 25 ] WEBER, R.: Beitrag zum Übertragungsverhalten zwischen Schlupf und Reifenführungskräften.  
Automobil-Industrie (1981), H. 4, S. 449-457
- [ 26 ] WEBER, R.: Reifenführungskräfte bei schnellen Änderungen von Schräglauf und Schlupf.  
Habilitationsschrift, Universität Karlsruhe (1981)

- [27] MIKSCH, H.: Ein Beitrag zur Beschreibung des Kraftübertragungsverhaltens von Nutzfahrzeugreifen. Dissertation, RWTH Aachen (1983)
- [28] HACKENBERG, U., H. MIKSCH und W. SCHIFTER: Die Kraftübertragungseigenschaften von Nutzfahrzeugreifen und deren Anwendung auf die mathematische Simulation. ATZ 85 (1983) 12, S. 735-743
- [29] SCHMID, I. und W. TOMASKE: Reifenprüfanlage zur Simulation instationärer Betriebszustände. ATZ 86 (1984) 1, S. 19-24
- [30] PFLUG, H.C. und R. WEBER: Seitenführungskräfte von Nutzfahrzeugreifen im echten Straßenbetrieb. Automobil-Industrie (1984), H. 4, S. 475-483
- [31] WEBER, R. und M. MÜNSTER: Zum Verhalten von Nutzfahrzeugreifen bei instationärem Schräglauf auf echten Fahrbahnen. Automobil-Industrie (1985), H. 6, S. 735-739
- [32] KREMER, H. und W. SÖHNE: Die Seitenführungskräfte starrer, nicht angetriebener Räder. Grundlagen der Landtechnik H. 9 (1957), S. 101-108
- [33] PHILLIPS, J.R.: Experimental determination of the forces on some towed drifting wheels. Journal of Agricultural Engineering Research 4 (1959) 4, S. 294-306
- [34] IPEK, I.S.: Über die Kräfte und Momente an einem Luftreifen und ihren Einfluß auf das Verhalten luftbereifter Fahrzeuge am Hang. Dissertation, TH Braunschweig (1963)
- [35] TAYLOR, P.A. und R. BIRTWISTLE: Wheatland disc plough investigations. Part 1: Forces generated by towed wheels. Journal of Agricultural Engineering Research 8 (1963) 2, S. 162-172
- [36] TAYLOR, P.A. und R. BIRTWISTLE: Experimental studies of force systems on steered agricultural tyres. Proc. Inst. Mech. Engineers 181 (1966-67) 2A, S. 133-146
- [37] SCHWANGHART, H.: Seitenkräfte an gelenkten Luftreifen in lockerem Boden. Grundlagen der Landtechnik 17 (1967) 3, S. 105-114
- [38] GREČENKO, A.: Some applications of the slip and drift theory of the wheel. Proceedings 5th Int. Conference ISTVS, Detroit (1975), Vol. 2, S. 449-471

- [ 39] KRAFT, D.C. und N.S. PHILLIPS: Turning forces developed by a pneumatic tire operating in soils, with application to vehicle design criteria.  
Proceedings 5th Int. Conference ISTVS, Detroit (1975), Vol. 2, S. 473-492
- [ 40] MC ALLISTER, M., D. GEE-CLOUGH und D.W. EVERNDEN: An investigation into forces on undriven, angled wheels.  
Divisional note 1045 (1981), NIAE Silsoe
- [ 41] GEE-CLOUGH, D. und M.S. SOMMER: Steering forces on undriven, angled wheels.  
Journal of Terramechanics 18 (1981) 1, S. 25-49
- [ 42] SCHWANGHART, H.: Messungen von Kräften an gelenkten, nicht angetriebenen Reifen.  
Proceedings 7th Int. Conference ISTVS, Calgary (1981), Vol. 1, S. 335-356
- [ 43] SCHWANGHART, H. und K. ROTT: Untersuchungen über den Profileinfluß gelenkter, nicht angetriebener Implement-Reifen auf Widerstands- und Seitenkräfte.  
Grundlagen der Landtechnik 34 (1984) 4, S. 170-176
- [ 44] SCHWANGHART, H.: Influence of tyre tread on steering forces with non driven tyres on hard surface.  
Proceedings 9th Int. Conference ISTVS, Barcelona (1987), Vol. 2, S. 627-635
- [ 45] AGARWALLA, J.K. und D. GEE-CLOUGH: Steering forces on cage-wheels and tyres in puddled clay soil.  
Proceedings 9th Int. Conference ISTVS, Barcelona (1987), Vol. 2, S. 636-643
- [ 46] KRICK, G.: Schräglaufverhalten angetriebener Reifen im nachgiebigen Boden. Teil 1 und 2.  
ATZ 73 (1971) 7, S. 243-246 und ATZ 73 (1971) 8, S. 301-306
- [ 47] MATEJKA, J.: The motion of a wheel with tire under the effect of thrust and lateral forces.  
Dissertation (in Tschechisch) Prag (1977)
- [ 48] JANOSI, Z.J., I.O. KAMM und G. WRAY: Tire turning forces under on- and off-road conditions.  
Proceedings 7th Int. Conference ISTVS, Calgary (1981), Nachtrag
- [ 49] KARAFIATH, L.L.: Tire - soil interaction model for turning (steered) tires.  
Journal of Terramechanics 23 (1986) 3, S. 153-169
- [ 50] PLACKETT, C.W.: A review of force prediction methods for off-road wheels.  
Journal of Agricultural Engineering Research 31 (1985) 1, S. 1-29

- [51] CROLLA, D.A. A.S.A. EL-RAZAZ; C.J. ALSTEAD und C.HOCKLEY: A model to predict the combined lateral and longitudinal forces on an off-road tyre. Proceedings 9th Int. Conference ISTVS, Barcelona (1987), Vol. 1, S. 362-372
- [52] 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 24 (1987) 3, S. 199-225
- [53] Druckschrift der Fa. Carl Schenck AG, Darmstadt: Reifenmeßnaben für fünf Komponenten zum Einbau in Prüfstände und Fahrzeuge.
- [54] Druckschrift der Fa. Kistler Instrumente AG, Winterthur: Multicomponent wheel dynamometer.
- [55] EDWARDS, S.G.: Dynamic measurement of vehicle front wheel loads using a special purpose transducer. General Motors Engineering Journal 11 (1964), S. 14-18
- [56] SEITZ, N.: Experimentelle und theoretische Untersuchungen der in der Aufstandsfläche frei rollender Reifen wirkenden Kräfte und Bewegungen. Dissertation, TU München (1969)
- [57] STEINKAMPF, H.: Ermittlung von Reifenkennlinien und Gerätezugleistungen für Ackerschlepper. Dissertation, TU Braunschweig (1974) Landbauforschung Völkenrode, Sonderheft 27 (1975)
- [58] GERRESHEIM, M.: Eine neue 5-Komponenten-Meßnabe zur Ermittlung der an Kfz-Reifen wirkenden Kräfte und Momente. Automobil-Industrie 17 (1972) 2, S. 49-55
- [59] WEBER, R., G. FRITZ und W. FRITZ: Eine Meßnabe für fünf Freiheitsgrade und einen großen Anwendungsbereich. Automobil-Industrie 17 (1972) 4, S. 72-74
- [60] ABELE, E.: Gußputzen mit sensorgeführten, programmierbaren Handhabungsgeräten. Dissertation, Universität Stuttgart (1983) IPA-Forschung und Praxis Nr. 72, Springer-Verlag
- [61] WEIGER, G. und D. DÖRRIE: Mehrkomponenten-Meßnaben zur Erfassung von Radkräften - Vergleich verschiedener Konstruktionsprinzipien. Vortrag auf der Fachtagung der VDI-Gesellschaft Fahrzeugtechnik "Meß- und Versuchstechnik im Automobilbau, Darmstadt (1987)
- [62] COOK, N.H. und E. R ABINOWICZ: Physical Measurement and Analysis. Addison - Wesley, London (1963)

- [63] PLÖTNER, K.: Zur Ermittlung räumlich wirkender Kräfte in der Landtechnik.  
Wiss. Zeitschrift der Universität Rostock 20 (1971),  
Mathematisch - Naturwissenschaftliche Reihe H. 3/4,  
S. 281-292
- [64] HOAG, D.L. und R.R. YOERGER: Designing load rings for measurement.  
Transactions of the ASAE (1974), S. 251-253, 261
- [65] O'DOGHERTY, M.J.: A dynamometer to measure the forces on a sugar beet topping knife.  
Journal of Agricultural Engineering Research 20 (1975)  
S. 339-345
- [66] GODWIN, R.J.: An extended octagonal ring transducer for use in tillage studies.  
Journal of Agricultural Engineering Research 20 (1975)  
S. 347-352
- [67] GODWIN, R.J.: Force measurement on tillage implements.  
Proceedings 9th Conference of the Int. Soil Tillage Research Organisation ISTRO, Osijek (Jugoslawien) 1982,  
S. 627-632
- [68] HAMMANN, G.: Untersuchung von Oktogonal-Meßelementen mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode.  
Studienarbeit, Universität Stuttgart (1986)
- [69] ESSLINGER, S.: Entwicklung und Kalibrierung einer kompakten 5-Komponenten-Meßeinrichtung.  
Diplomarbeit, Universität Stuttgart (1986)
- [70] ARMBRUSTER, K.: Digitale Meßdatenverarbeitung am Beispiel einer Versuchseinrichtung für schräglaufende Reifen.  
Diplomarbeit, Universität Stuttgart (1987)

8. ANHANG

8.1 Kalibrierung mit Einzelbelastung

x \ y	120	80	40	0	-40	-80	-120
-150	-	-	-	132,0	-	-	-
-120	130,5	130,5	131,0	-	131,0	131,0	131,0
-100	-	-	-	132,0	-	-	-
- 80	130,5	-	-	-	131,0	130,0	131,0
- 50	-	-	-	132,0	-	-	-
- 40	130,5	-	-	-	130,5	130,0	129,5
0	131,0	131,0	131,0	131,0	131,0	130,0	129,5
40	-	-	-	-	130,5	129,5	129,5
50	-	-	-	131,0	-	-	-
80	130,5	-	-	-	131,0	130,0	129,5
100	-	-	-	132,0	-	-	-
120	130,5	130,5	-	-	131,0	131,0	130,0
125	-	-	-	131,5	-	-	-

Tabelle A1: Ermittelte Skalenteile bei Belastung mit der Normalkraft  $F_N = 20$  kN an verschiedenen Belastungspunkten (x,y: Kubuskoordinaten in mm).

$\begin{matrix} z \\ \backslash \\ x \end{matrix}$	120	80	40	0	-40	-80	-120
-350	154,5	154,5	153,5	154,5	153,5	153,5	153,0

Tabelle A2: Ermittelte Skalenteile bei Belastung mit der Seitenkraft  $F_S = 20$  kN an verschiedenen Belastungspunkten. ( $x, z$ : Kubuskoordinaten).

$\begin{matrix} z \\ \backslash \\ y \end{matrix}$	120	80	40	0	-40	-80	-120
-350	134,5	135,0	135,0	135,5	135,5	135,5	135,5

Tabelle A3: Ermittelte Skalenteile bei Belastung mit der Rollwiderstandskraft  $F_R = 20$  kN an verschiedenen Belastungspunkten. ( $y, z$ : Kubuskoordinaten).

$\begin{matrix} z \\ \backslash \\ x \end{matrix}$	120	0	-120
-350	158,0	157,5	157,0

Tabelle A4: Ermittelte Skalenteile bei Belastung mit einem Sturzmoment  $M_S = 2,45$  kNm bei Kraftaufbringung ( $F_S = 7$  kN) an verschiedenen Belastungspunkten. ( $x, z$ : Kubuskoordinaten).

$\begin{matrix} z \\ \backslash \\ x \end{matrix}$	120	0	-120
-350	75,0	0	-74,25

Tabelle A5: Ermittelte Skalenteile bei Belastung mit dem Lenkmoment  $M_L = 1,2$  kNm bei Kraftaufbringung ( $F_S = 10$  kN) an verschiedenen Belastungspunkten. ( $x, z$ : Kubuskoordinaten).

8.2 Übersprechverhalten bei Einzelbelastung

Tabelle A6:

Übersprechen der einzelnen Komponenten bei Belastung mit der Normalkraft  $F_N = 20 \text{ kN}$  an verschiedenen Belastungspunkten.

Belastungs- ort	Übersprechen in %		
	$F_R$	$F_S$	$M_L$
x/y			
0/0	0	0	0
-120/0	0	2,7	0
120/0	2,6	1,8	0
0/125	0	4,1	0
0/-150	0	2,2	0
-120/-120	0	3,7	2,6
-120/120	0	5,5	0
120/120	1,5	4,8	1,5
120/-120	3,3	3,3	0

Tabelle A7:

Übersprechen der einzelnen Komponenten bei Belastung mit der Seitenkraft  $F_S = 20 \text{ kN}$

Belastungs- ort	Übersprechen in %		
	$F_R$	$F_N$	$M_L$
x/z			
0/0	0	2	0
120/0	0	1,7	-
-120/0	0	2	-

Tabelle A8:

Übersprechen der einzelnen Komponenten bei Belastung mit der Rollwiderstandskraft  $F_R = 20 \text{ kN}$ .

Belastungs- punkt	Übersprechen in %		
	$F_S$	$F_N$	$M_S$
y/z			
0/0	5,0	1,8	0
-120/0	4,4	1,5	2,2
120/0	5,1	0	0

8.3 Übersprechen bei Belastung mit 2 orthogonalen Kräften  
bzw. Momenten

Belastungs- punkte	Belastung [kN]	Skalenteile		Abweichung in %	Skalenteile		Abweichung in %
		$F_N$	$F_N + F_S$		$F_S$	$F_S + F_N$	
$F_N$ (0/0) $F_S$ (0/0)	10	65,0	64,5	-0,8	56,5	57,5	1,8
	15	97,5	97,0	-0,5	85,5	87,0	1,8
	20	130,0	129,0	-0,8	114,5	117,5	2,6
$F_N$ (0/-100) $F_S$ (0/0)	10	65,0	64,5	-0,8	56,5	56,0	-0,9
	15	97,0	96,5	-0,5	85,0	84,0	-1,2
	20	130,0	129,5	-0,4	115,0	113,5	-1,3
$F_N$ (0/100) $F_S$ (0/0)	10	65,0	64,5	-0,8	56,0	57,0	1,8
	15	97,0	96,5	-0,5	84,5	85,5	1,2
	20	130,0	129,0	-0,8	114,0	114,0	0
$F_N$ (0/0) $F_S$ (80/0)	10	64,0	64,0	0	56,0	57,0	1,8
	15	96,5	96,0	-0,5	85,0	86,0	1,2
	20	129,0	127,8	-0,9	114,0	117,0	2,6
$F_N$ (120/-120) $F_S$ (120/0)	10	64,0	65,0	1,6	56,5	54,5	-3,5
	15	98,0	97,5	-0,5	85,0	83,5	-1,8
	20	130,5	129,5	-0,8	114,5	114,0	-0,4
$F_N$ (120/120) $F_S$ (120/0)	10	65,0	65,0	0	56,5	57,5	1,8
	15	97,5	97,5	0	85,5	86,5	1,2
	20	130,0	130,0	0	115,0	116,0	0,9
$F_N$ (-120/-120) $F_S$ (-120/0)	10	65,0	65,0	0	57,0	56,0	-1,8
	15	98,0	97,0	-1,0	86,0	85,0	-1,8
	20	130,0	129,8	-0,2	115,0	115,0	0
$F_N$ (-120/0) $F_S$ (-120/0)	10	64,5	65,0	0,8	57,0	58,0	1,8
	15	97,0	97,0	0	86,0	85,5	-0,6
	20	130,0	129,0	-0,8	115,0	115,0	0
$F_N$ (-120/120) $F_S$ (-120/0)	10	64,5	64,0	-0,8	57,0	56,8	-0,4
	15	97,0	96,0	-1,0	85,5	85,5	0
	20	129,5	128,0	-1,2	114,0	114,0	0

Tabelle A9: Ermittelte Werte der Untersuchung über die Beeinflussung des Meßergebnisses bei gleichzeitiger Belastung mit der Normalkraft und der Seitenkraft  $F_N + F_S$  bzw.  $F_S + F_N$ .

Belastungs- punkte	Belastung in kN	Skalenteile		Abweichung in %	Skalenteile		Abweichung in %
		$F_N$	$F_N + F_R$		$F_R$	$F_R + F_N$	
$F_N$ (0/0) $F_R$ (0/0)	10	66,0	65,0	-1,5	54,0	53,5	-0,9
	15	98,5	97,5	-1,0	80,0	80,0	0
	20	131,5	129,3	-1,7	106,5	107,0	0,5
$F_N$ (0/-100) $F_R$ (-120/0)	10	65,0	64,0	-1,5	52,0	52,0	0
	15	97,0	96,5	-0,5	78,0	78,3	0,4
	20	129,3	129,0	-0,2	103,5	105,0	1,4
$F_N$ (0/125) $F_R$ (120/0)	10	64,5	64,5	0	52,0	52,0	0
	15	97,0	96,5	-0,5	78,0	78,0	0
	20	129,0	129,0	0	104,0	103,8	-0,2
$F_N$ (-120/120) $F_R$ (120/0)	10	63,5	63,0	-0,8	51,0	51,0	0
	15	95,0	93,5	-1,6	76,5	76,5	0
	20	126,5	124,0	-2,0	102,0	102,0	0
$F_N$ (120/120) $F_R$ (120/0)	10	65,0	65,0	0	52,5	52,3	-0,4
	15	97,5	97,0	-0,5	79,0	79,0	0
	20	130,3	129,8	-0,4	105,0	105,0	0
$F_N$ (120/-120) $F_R$ (-120/0)	10	64,5	65,0	0,8	52,5	53,0	1,0
	15	98,0	97,5	-0,5	79,0	79,5	0,6
	20	131,0	131,0	0	105,5	105,5	0
$F_N$ (-120/-120) $F_R$ (0/-120)	10	65,5	65,5	0	53,0	52,8	-0,4
	15	98,0	96,0	0	79,5	79,5	0
	20	131,0	131,0	0	106,0	107,0	1,0

Tabelle A10: Ermittelte Werte der Untersuchung über die Beeinflussung der Meßergebnisse bei gleichzeitiger Belastung mit der Normalkraft und der Rollwiderstandskraft  $F_N + F_R$  bzw.  $F_R + F_N$ .

Belastungs- punkte	Belastung in Nm $M_S/M_L$	Skalenteile		Abweichung in %	Skalenteile		Abweichung in %
		$M_S$	$M_S + M_L$		$M_L$	$M_L + M_S$	
$M_S$ (x/y) (0/-120)	1810/1594	108,0	111,0	2,8	77,0	77,5	0,6
	2715/2391	166,5	171,5	3,0	117,0	119,0	1,7
$M_L$ (y/z) (-120/0)	— —	—	—	—	—	—	—
$M_S$ (x/y) (0/0)	633/417	41,0	41,0	0	19,5	20,0	2,6
	949/625	62,0	63,5	2,4	29,5	30,5	3,4
$M_L$ (y/z) (0/0)	1265/834	84,5	86,5	2,4	39,5	40,0	1,3
$M_S$ (x/y) (0/125)	593/760	45,5	46,0	1,1	39,0	39,3	0,8
	890/1140	70,0	71,0	1,9	58,5	59,0	0,9
$M_L$ (y/z) (120/0)	1187/1521	95,5	97,5	2,1	78,5	79,5	1,3

Tabelle All: Ermittelte Werte der Untersuchung über die Beeinflussung des Meßergebnisses bei gleichzeitiger Belastung mit dem Sturzmoment und dem Lenkmoment  $M_S + M_L$  bzw.  $M_L + M_S$ .

8.4 Übersprechen bei Belastung mit 3 orthogonalen Kräften

Belastungs- punkte	Belastung in kN	Skalenteile		Abweichung in %	Skalenteile		Abweichung in %	Skalenteile		Abweichung in %
		F <sub>N</sub>	F <sub>N+R+S</sub>		F <sub>S</sub>	F <sub>S+N+R</sub>		F <sub>R</sub>	F <sub>R+N+S</sub>	
F <sub>N</sub> (-120/-120)	10	62,5	61,5	-1,6	54,5	51,5	-5,5	50,0	50,0	0
F <sub>R</sub> (120/0)	15	93,5	92,0	-1,6	82,0	78,5	-4,3	75,0	75,0	0
F <sub>S</sub> (-210/0)	20	125,0	122,3	-2,2	110,0	117,5	6,8	100,5	100,0	-0,5
F <sub>N</sub> (-120/0)	10	63,0	62,0	-1,6	55,0	56,0	1,8	50,5	50,0	-1,0
F <sub>R</sub> (0/0)	15	94,0	93,0	-1,1	82,0	86,5	5,5	76,0	75,0	-1,3
F <sub>S</sub> (-120/0)	20	125,3	123,5	-1,4	110,0	119,0	8,2	102,0	99,5	-2,5
F <sub>N</sub> (-120/120)	10	63,0	62,0	-1,6	54,0	55,8	3,3	50,3	50,0	-0,6
F <sub>R</sub> (120/0)	15	94,3	92,0	-2,4	81,0	86,0	6,2	76,0	74,5	-2,0
F <sub>S</sub> (-120/0)	20	125,8	122,0	-3,0	-	-	-	101,0	99,8	-1,2
F <sub>N</sub> (0/125)	10	63,0	62,0	-1,6	54,0	54,0	0	51,0	50,0	-2,0
F <sub>N</sub> (120/0)	15	94,0	92,3	-1,8	81,0	82,0	1,2	76,0	75,0	-1,3
F <sub>S</sub> (0/0)	20	125,0	122,5	-2,0	109,0	110,0	0,9	102,0	100,3	-1,7
F <sub>N</sub> (-40/40)	10	62,5	62,0	-0,8	54,5	56,0	2,8	52,0	51,3	-1,3
F <sub>R</sub> (40/0)	15	94,0	92,0	-2,1	82,0	87,0	6,1	77,0	76,5	-0,7
F <sub>S</sub> (40/0)	20	125,0	122,3	-2,2	109,0	120,5	10,6	102,0	102,0	0
F <sub>N</sub> (0/0)	10	62,5	62,0	-0,8	54,0	56,0	3,7	50,5	50,5	0
F <sub>R</sub> (0/0)	15	94,0	92,5	-1,6	82,0	86,0	4,9	76,0	75,8	-0,3
F <sub>S</sub> (0/0)	20	125,5	122,5	-1,4	110,0	118,0	7,3	101,0	100,8	-0,7
F <sub>N</sub> (0/-100)	10	62,5	62,3	-0,3	54,0	53,8	-0,4	50,0	52,3	4,6
F <sub>R</sub> (0/-120/0)	15	94,0	91,8	-2,3	81,0	82,8	2,2	75,5	79,0	4,6
F <sub>S</sub> (0/0)	20	125,0	121,5	-2,8	109,5	112,5	2,7	100,5	105,5	5,0
F <sub>N</sub> (120/0)	10	63,0	61,5	-2,4	54,5	57,0	4,6	51,0	51,3	0,6
F <sub>R</sub> (0/0)	15	94,3	91,5	-3,0	82,0	85,5	4,3	76,5	77,0	0,7
F <sub>S</sub> (120/0)	20	126,0	122,0	-3,2	110,0	117,0	6,4	102,0	102,0	0,8
F <sub>N</sub> (120/120)	10	62,5	61,5	-1,6	52,5	55,0	4,8	50,3	50,3	0
F <sub>R</sub> (120/0)	15	93,8	92,3	-1,6	80,0	81,5	1,9	76,0	75,3	0,9
F <sub>S</sub> (120/0)	20	125,0	122,0	-2,4	107,0	112,0	4,7	101,0	99,5	-1,5
F <sub>N</sub> (120/-120)	10	62,0	60,8	-1,9	53,0	53,8	1,5	50,5	53,0	5,0
F <sub>R</sub> (-120/0)	15	93,5	90,3	-3,4	80,0	83,8	4,1	75,8	81,0	6,9
F <sub>S</sub> (120/0)	20	125,0	119,5	-4,4	108,0	114,0	5,6	101,0	108,0	6,9

Tabelle A12:

Ermittelte Werte der Untersuchung über die Beeinflussung des Meßergebnisses bei gleichzeitiger Belastung mit F<sub>N</sub>, F<sub>R</sub> und F<sub>S</sub>.

### 8.5 Vergleich der Meßaufnehmer-Kalibrierung mit der FEM-Berechnung

Ergänzend zu Kapitel 2.2.2 wird im folgenden das Ergebnis der Meßaufnehmer-Kalibrierung mit dem Ergebnis der FEM-Berechnung der Meßaufnehmer verglichen.

Für die Konzeption und Dimensionierung von Oktogonal-Meßelementen bezieht man die Belastungskräfte auf den engsten Querschnitt und es wird folgende Beziehung für die Dehnung der DMS angewendet [62,66]:

$$\epsilon = \frac{f_i \cdot F_i \cdot r}{E \cdot b \cdot t^2} \quad (17)$$

Diese Gleichung wird auch benutzt, wenn die DMS nicht auf den engsten Querschnitten angeordnet sind. Aus der Verstärkereinstellung bei der Kalibrierung, der Anzahl der DMS je Vollbrücke und den Kennlinien in Bild 19, Seite 48, können für die einzelnen Kraftkomponenten folgende Dehnungsbeiwerte für die Fünf-Komponenten-Meßeinrichtung abgeleitet werden:

$$\begin{aligned} f_N &= 1,045 \\ f_S &= 1,085 \\ f_R &= 0,954. \end{aligned}$$

Die Empfindlichkeit der einzelnen Komponenten geben folgende Werte wieder:

$$\begin{aligned} F_N &: 0,65 \text{ mV kN}^{-1} \text{ V}^{-1} \\ F_S &: 0,675 \text{ mV kN}^{-1} \text{ V}^{-1} \\ F_R &: 0,587 \text{ mV kN}^{-1} \text{ V}^{-1} \\ M_S &: 6,25 \text{ mV kNm}^{-1} \text{ V}^{-1} \\ M_L &: 6,25 \text{ mV kNm}^{-1} \text{ V}^{-1} \end{aligned}$$

Als Werkstoff für die Oktogonalelemente wurde 42CrMo4 verwendet, vergütet auf  $R_m = 1200 \text{ N/mm}^2$  und  $R_e = 900 \text{ N/mm}^2$ . Mit der Werkstofffestigkeit gegen bleibende Verformung und Gleichung (17) ergeben sich als maximal mögliche Kraftkomponenten:

$$\begin{aligned} F_N &= 165 \text{ kN} \\ F_S &= 159 \text{ kN} \\ F_R &= 182 \text{ kN}. \end{aligned}$$

Die Berechnung der Meßeinrichtung mit der FEM lieferte unter Berücksichtigung der tatsächlichen DMS-Positionen

$$\begin{aligned}F_N &= 180 \text{ kN} \\F_S &= 158 \text{ kN} \\F_R &= 180 \text{ kN}.\end{aligned}$$

Der Vergleich der experimentell ermittelten mit den theoretisch bestimmten Werten zeigt eine sehr gute Übereinstimmung bei Seitenkraft und Rollwiderstandskomponente, eine weniger gute bei der Normalkraft. Die Nachprüfung der Oktogonal-Meßelemente für die Normalkraftmessung lieferte die Ursache dieser Abweichung. Eines der beiden Meßelemente für die Seitenkraft war auf einen 0,15 mm größeren Durchmesser gehont worden, da eine Bohrung unrund gefertigt worden war.

Die Darstellung der Spannungsverläufe an den Viertelementen in den Bildern 12a bis c macht jedoch deutlich, daß die maximale Beanspruchung der Meßelemente nicht in den DMS-Positionen auftritt. Die rechnerische Bestimmung der maximal möglichen Belastungen für ein Oktogonalelement bei Belastung mit Einzellasten unter Berücksichtigung der maximalen Werkstoffbeanspruchung zeigt für die Kraft- und Momentmeßvorrichtung folgendes Ergebnis:

$$\begin{aligned}F_N &= 96 \text{ kN} \\F_S &= 135 \text{ kN} \\F_R &= 96 \text{ kN} \\M_S &= 11,6 \text{ kNm} \\M_L &= 11,6 \text{ kNm}.\end{aligned}$$

Für die Bestimmung der Anwendungsgrenzen der Meßnabe muß berücksichtigt werden, daß die Belastung bei Schräglaufversuchen mit nicht angetriebenen Reifen durch das Zusammenwirken der äußeren Kräfte erfolgt. Nach Berechnung der Vergleichsspannung

$$\sigma_{\text{ges}} = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z \quad (18)$$

im höchstbeanspruchten Meßelementort und Berücksichtigung folgender Hebelarme der Kraftwirkungen auf die Meßnabe

- Abstand der Normalkraftwirklinie von der Meß-  
elementmitte: 110 mm
- Abstand der Seitenkraftwirklinie von der  
Nabenmitte: 500 mm

ergaben sich als statische Einsatzgrenzen der Meßnabe die  
folgenden Belastungsgrenzen. Die Prozentangaben in Klammern  
geben den Überlastungsbereich an:

$$\begin{aligned}F_N &= 20 \text{ kN} \quad (+ 35\%) \\F_S &= 18 \text{ kN} \quad (+ 20\%) \\F_R &= 18 \text{ kN} \quad (+ 45\%) \\M_S &= 6 \text{ kNm} \quad (+ 35\%) \\M_L &= 6 \text{ kNm} \quad (+ 35\%).\end{aligned}$$



## L E B E N S L A U F

### Persönliche Daten

Name, Vorname : Heine, Adolf  
Geburtsdatum, Ort: 22.07.1949, Friedrichshafen  
Familienstand : verheiratet, 3 Kinder

### Ausbildung

Schule : 1956-1961 Grund- und Hauptschule Friedrichshafen  
1961-1965 Graf-Zeppelin-Gymnasium Friedrichshafen  
1965-1969 Gymnasium Zuffenhausen, Stuttgart  
1969 Abitur

Studium: 1969-1975 Maschinenbau, Universität Stuttgart  
Hauptfächer:  
Landtechnik (Prof.Dr.-Ing. G. Segler)  
Karosserietechnik (Prof.Dr.-Ing.U.Essers)  
Sept.1975 Diplomprüfung

### Berufliche Tätigkeit

1.3.1976 - 30.8.1976 Wiss. Angestellter am Institut für Agrar-  
technik der Universität Hohenheim, Lehr-  
stuhl Verfahrenstechnik der Pflanzenpro-  
duktion

1.9.1976 - 14.6.1978 Referendar an der Wilhelm-Maybach-Gewer-  
beschule, Stuttgart

28.7.1978- 31.1.1981 Studienassessor an der Gewerblichen Be-  
rufsschule Waiblingen

1.2.1981 - 31.1.1988 Wiss. Angestellter am Institut für Agrar-  
technik der Universität Hohenheim, Lehr-  
stuhl Grundlagen der Landtechnik

seit 1.2.1988 Studienrat an der Robert-Bosch-Gewerbe-  
und Fachschule, Stuttgart



ISSN-Nr. 0931-6264