

**Reifenparameterermittlung aus Fahrversuchen mit einem Ackerschlepper
unter besonderer Berücksichtigung des Hohenheimer Reifenmodells**

**Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs
(Dr.-Ing.) genehmigte Abhandlung**

Vorgelegt von

Hendrik Schulze Zumkley

aus Datteln

Hauptberichter:	Prof. Dr.-Ing. S. Böttinger
Mitberichter:	Prof. Dr.-Ing. J. Wiedemann
Tag der mündlichen Prüfung:	10. Mai 2016

Institut für Agrartechnik
Stuttgart 2016

Hendrik Schulze Zumkley

**Reifenparameterermittlung aus Fahrversuchen mit einem
Ackerschlepper unter besonderer Berücksichtigung des
Hohenheimer Reifenmodells**

D 93 (Diss. Universität Stuttgart)

Shaker Verlag
Aachen 2017

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2016

Copyright Shaker Verlag 2017

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

Printed in Germany.

ISBN 978-3-8440-5056-1

ISSN 0931-6264

Shaker Verlag GmbH • Postfach 101818 • 52018 Aachen

Telefon: 02407 / 95 96 - 0 • Telefax: 02407 / 95 96 - 9

Internet: www.shaker.de • E-Mail: info@shaker.de

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Agrartechnik der Universität Hohenheim.

Mein besonderer Dank gilt Prof. Dr.-Ing. S. Böttinger für die Betreuung der Arbeit. Sein Vertrauen ermöglichte es mir, mich in meiner wissenschaftlichen Eigenständigkeit zu entwickeln und eigene Interessenschwerpunkte zu vertiefen. Anregungen und kritische Fragen von ihm als auch von seinem Vorgänger Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. H.D. Kutzbach brachten wichtige Impulse und bereicherten diese Arbeit. Herzlich danken möchte ich auch Herrn Prof. Dr.-Ing. J. Wiedemann für die Übernahme des Mitberichts.

Den Industriepartnern Goodyear Tires S.A., Goodyear-Dunlop Tires Germany GmbH, Agco GmbH und der Kistler-Igel GmbH möchte ich für die Finanzierung des Projektes danken. Mein besonderer Dank gilt Herrn Dr.-Ing. H. Böhler, von dessen weitreichender Erfahrung im Bereich Fahrdynamiksimulation und wohlwollender Unterstützung ich profitieren durfte. Herrn J.-P. Hansenne und Herrn T. Wendler danke ich für die Hilfe im Aufbau der Messtechnik und Durchführung der Fahrversuche von Seiten Goodyear und Agco. Ebenfalls danken möchte ich Herrn Dr.-Ing. M. Herrmann, Herrn A. Abstein und Herrn Dr.-Ing. C. Hänsel von der Firma Kistler. Herrn P. Adams von der Wehrtechnischen Dienststelle 41 sei für seine Offenheit gegenüber Hochschulen und Unternehmen gedankt.

All meinen Kolleginnen und Kollegen danke ich für die angenehme Zusammenarbeit und freundliche Unterstützung, Herrn C. Brinkmann für die Initiierung des Projekts, Herrn Dr.-Ing. B. Ferhadbegović für die Heranführung an das Thema und Frau E. Wörner für die Erstellung der Grafiken.

Danken möchte ich auch meinen Eltern, die mir die Erstellung dieser Arbeit erst ermöglicht haben und meiner Frau Kathrin für Ihre Hilfsbereitschaft und Ihr Verständnis während der gesamten Zeit.

Rietberg, den 27.11.2015

Hendrik Schulze Zumkley

INHALTSVERZEICHNIS

FORMELZEICHENVERZEICHNIS	III
ZUSAMMENFASSUNG	X
ABSTRACT	XIII
1 EINLEITUNG	1
2 STAND DER TECHNIK	4
2.1 AS-Reifenuntersuchungen	4
2.2 Reifenmodelle	6
2.3 Hohenheimer Reifenmodell	9
2.4 Parametrierung von Reifenmodellen	11
2.5 Mehrkörpersimulation	17
2.6 AS-Simulationsmodelle	18
3 VERSUCHSBESCHREIBUNG	23
3.1 Versuchsfahrzeug	23
3.2 Messtechnische Ausstattung	24
3.3 Fahrmanöver und Messmethoden	32
3.3.1 Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie	33
3.3.2 Dynamischer Abrollradius und Rollwiderstandsbeiwert	41
3.3.3 Unrundheit	46
3.3.4 Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinie	49
3.3.5 Vertikale Reifenparameter	56
4 VALIDIERUNG	64
4.1 Flachbandprüfstand	64
4.2 Einzelradmesseinrichtung	69
5 FAHRZEUGMODELLIERUNG	74
5.1 Fendt-Mehrkörpermodell	74
5.2 Bestimmung massebezogener Parameter	76
5.2.1 Gesamtfahrzeug	77
5.2.2 Kabine	81
5.3 Anpassung des Modells	82
6 VERSUCHSERGEBNISSE	84
6.1 Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie	84
6.1.1 Einfluss der Wahl der Radlasttoleranz	86

6.1.2 Einfluss der Schräglaufwinkelgeschwindigkeit	89
6.1.3 Einfluss der Radlastgeschwindigkeit	93
6.1.4 Einfluss durch überlagerte Längskraft.....	96
6.1.5 Vergleich der Kennlinien aus Fahrversuch und von Einzelradmesseinrichtung	98
6.2 Dynamischer Abrollradius und Rollwiderstandsbeiwert	100
6.3 Unrundheit.....	104
6.4 Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinie	106
6.4.1 Zusammensetzung der Teilmessungen und Reproduzierbarkeit ...	106
6.4.2 Einfluss von Radlast und Luftdruck.....	107
6.4.3 Kennlinienvergleich Fahrversuch und Einzelradmesseinrichtung ..	109
6.5 Vertikale Reifenparameter.....	112
6.5.1 Einfluss von c_{1Z} auf den Schwingungsverlauf	116
6.5.2 Einfluss von c_{2Z} auf den Schwingungsverlauf	118
6.5.3 Einfluss von d_Z auf den Schwingungsverlauf	121
6.5.4 Iteration am Modell und Bewertung des Verfahrens	124
7 AUSBLICK	128
8 LITERATURVERZEICHNIS.....	130

FORMELZEICHENVERZEICHNIS

FORMELZEICHEN

a	m/s^2	Beschleunigung
a_x	m/s^2	Beschleunigung longitudinal
a_y	m/s^2	Beschleunigung lateral
a_z	m/s^2	Beschleunigung vertikal
A_F	mm	Amplitude aus Fourier-Transformation
A_R	m^2	Kolbenringfläche
A_{St}	m^2	Stirnfläche
b	–	Radlaststoßfaktor
c	N/m	Federsteifigkeit
c_w	–	Luftwiderstandsbeiwert
c_{1z}	$N/m^{c_{2z}}$	erster vertikaler Steifigkeitsparameter
c_{2z}	–	zweiter vertikaler Steifigkeitsparameter
d	Ns/m	Dämpfung
d_z	Ns/m	vertikaler Dämpfungsparameter
d_{1z}	$Ns/m^{d_{2z}}$	erster vertikaler Dämpfungsparameter
d_{2z}	–	zweiter vertikaler Dämpfungsparameter
\tilde{D}	Ns/m	Dämpfungsmatrix
e	m	Hebelarm der Radlast
f	m	Reifeneinfederung
f_A	m	Reifeneinfederung während des Ausfedervorgangs
f_E	m	Reifeneinfederung während des Einfedervorgangs
f_F	Hz	Frequenz aus Fourier-Transformation
f_m	m	mittlere Reifeneinfederung im Ausschwingversuch
f_{max}	m	maximale Reifeneinfederung im Ausschwingversuch
f_R	Hz	Eigenfrequenz

f_z	m	vertikale Reifeneinfederung
Δf	Hz	Spektrallinienabstand
F	N	Kraft
F_a	N	Trägheitskraft
F_B	N	Bodenreaktionskraft
F_{CZ}	N	vertikale Federkraft
F_{CZm}	N	mittlere vertikale Federkraft
F_{CZmax}	N	maximale vertikale Federkraft
F_{F1}	N	Federkraft bei statischer Belastung
F_{FW}	N	Fahrwiderstandskraft
F_{DZ}	N	Dämpfungskraft
F_{DA}	N	Dämpfungskraft bei Ausfederung
F_{DE}	N	Dämpfungskraft bei Einfederung
F_{dyn}	N	dynamische Radlast
F_{FI}	N	Fliehkraft
F_G	N	Gewichtskraft
F_{LW}	N	Luftwiderstandskraft
F_M	N	gemessene vertikale Kraft
F_R	N	Rollwiderstandskraft
F_{St}	N	Steigungswiderstandskraft
F_{stat}	N	statische Radlast
F_T	N	Triebkraft
F_{Trg}	N	Trägheitskraft
F_U	N	Umfangskraft
F_X	N	Längskraft
$F_{XSuperp}$	N	Reiner Seitenkraft überlagerte Längskraft
F_Y	N	Querkraft
F_Z	N	Vertikalkraft
\dot{F}_Z	kN/s	Radlastgeschwindigkeit
F_{ZmE}	N	vertikale Reifenkraft bei mittlerer Einfederung im Einfedervorgang
F_{ZmA}	N	vertikale Reifenkraft bei mittlerer Einfederung im Ausfedervorgang

$\Delta F_{z,0}$	N	Abweichung der Vertikalkraft einer einzelnen Messzelle durch Signaldrift
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
i	–	Laufvariable
\tilde{K}	N/m	Steifigkeitsmatrix
l	m	Länge
l_C	m	Abstand Schwerpunkt Pendeltisch zu Pendelachse 1
l_X	m	Abstand Fahrzeugschwerpunkt zu Pendelachse 1
$l_{1(X+C)}$	m	Abstand Kombination Schwerpunkt Fahrzeug und Pendeltisch zu Pendelachse 1
$l_{2(X+C)}$	m	Abstand Kombination Schwerpunkt Fahrzeug und Pendeltisch zu Pendelachse 2
$L_{\frac{d}{dt}\alpha}$	°/s	Grenzwert Schräglaufwinkelgeschwindigkeit
$L_{\frac{d}{dt}F_z}$	N/s	Grenzwert Radlastgeschwindigkeit
$L_{F_{Xsuperp}}$	N	Grenzwert überlagerter Längskraft
m	kg	Masse
M	m	Amplitude
M_X	Nm	Sturzmoment
M_Y	Nm	Triebmoment
M_Z	Nm	Rückstellmoment
\tilde{M}	kg	Massenmatrix
n	–	Polytropenexponent
$p_{0,K/R}$	N/m ²	Speicherfülldruck gesamter Druckspeicher Kolben-, Kolbenringseite
p_i	bar	Reifenfülldruck
p_V	N/m ²	Vorspanndruck
q	N	Erregerkräfte
r	m	Radius
Δr	m	relative Unrundheit
r_0	m	unbelasteter Radius

r_1	m	Länge zwischen Aufstandspunkt und Sensor
r_2	m	Breite zwischen Aufstandspunkt und Sensor
r_3	m	Höhe zwischen Aufstandspunkt und Sensor
r_{dyn}	m	dynamischer Abrollradius
r_{dyn}'	m	Abstand Nabe-Boden während der Fahrt
r_{stat}	m	Abstand Nabe-Boden im Stand
s	m	Weg
\dot{s}	m/s	Geschwindigkeit als zeitliche Ableitung des Weges
\ddot{s}	m/s ²	Beschleunigung als zeitliche Ableitung der Geschwindigkeit
t	s	Zeit
T	s	Periodendauer
T_{Tisch}	s	Periodendauer Schwingtisch
$T_{Tisch,Fzg}$	s	Periodendauer Schwingtisch und Fahrzeug
u	m	Fahrbahnunebenheitshöhe
\dot{u}	m/s	zeitliche Ableitung der Fahrbahnunebenheit
U	V	Spannung
v	m/s	Geschwindigkeit über Grund
\vec{v}	m/s	vektorielle Geschwindigkeit
v_{tat}	m/s	tatsächliche Geschwindigkeit
v_{th}	m/s	theoretische Geschwindigkeit aus Radumdrehungen
v_X	m/s	longitudinale Geschwindigkeit über Grund
v_Y	m/s	laterale Geschwindigkeit über Grund
$V_{0,K/R}$	m ³	Druckspeichervolumen Kolben, Kolbenringseite
x	–	Anzahl der Radumdrehungen
z	m	Weg, vertikal
\dot{z}	m/s ²	Vertikalgeschwindigkeit
\ddot{z}	m/s ²	Vertikalbeschleunigung
α	°	Schräglaufwinkel
$\dot{\alpha}$	°/s	Schräglaufwinkelgeschwindigkeit

β	°	Schwimmwinkel
δ	°	Lenkwinkel
θ_{CG}	kg·m ²	Massenträgheitsmoment im Schwerpunkt
θ_{CG_c}	kg·m ²	Massenträgheitsmoment leerer Pendeltisch im Schwerpunkt des Pendeltisches
θ_{CG_x}	kg·m ²	Massenträgheitsmoment Fahrzeug um Fahrzeuglängsachse
$\theta_{CG_{x+c}}$	kg·m ²	Massenträgheitsmoment Fahrzeug und Pendeltisch um Längsachse im gemeinsamen Schwerpunkt
θ_{CG_y}	kg·m ²	Massenträgheitsmoment Fahrzeug um Fahrzeugquerachse
θ_{CG_z}	kg·m ²	Massenträgheitsmoment Fahrzeug um Fahrzeughochachse
θ_P	kg·m ²	Massenträgheitsmoment um eine parallel verschobene Achse
θ_Z	kg·m ²	Massenträgheitsmoment leerer Schwingtisch um Hochachse
K	–	Triebkraftbeiwert
μ	–	Umfangskraftbeiwert
ρ	–	Rollwiderstandsbeiwert
ρ_L	kg/m ³	Luftdichte
σ	–	Schlupf
φ	°, rad	Drehwinkel
$\dot{\varphi}$	rad/s	Drehgeschwindigkeit
$\ddot{\varphi}$	rad/s ²	Drehbeschleunigung
φ_i	°	Phasenverschiebung i-ter Summand
φ_V	°	Phasenverschiebung
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit
ω_X	rad/s	Drehrate um Fahrzeuglängsachse
ω_Y	rad/s	Drehrate um Fahrzeugquerachse

ω_z	rad/s	Drehrate um Fahrzeughochachse
------------	-------	-------------------------------

INDIZES

<i>A</i>	Ausfederung
<i>Br</i>	Brems
<i>CG</i>	Schwerpunkt
<i>Fzg</i>	Fahrzeug
<i>h</i>	hinten
<i>K</i>	Kabine
max	maximal
<i>L</i>	Lenker
rot	rotatorisch
<i>Ru</i>	Rumpf
<i>S</i>	Sitz
<i>Tr</i>	Trieb
transl	translatorisch
<i>tat</i>	tatsächlich
<i>th</i>	theoretisch
<i>v</i>	vorn
<i>Vf</i>	Viertelfahrzeug
<i>X</i>	Fahrzeuginnenachse
<i>Y</i>	Fahrzeugquerachse
<i>Z</i>	Fahrzeughochachse

ABKÜRZUNGEN

3D	dreidimensional
AS	Ackerschlepper
Begr.	Begrenzung
bspw.	beispielsweise
bzgl.	bezüglich
CAD	Computer Aided Design
ca.	circa
dB	Dezibel

DGLen	Differentialgleichungen
d. h.	das heißt
ERM	Einzelradmesseinrichtung
et al.	und andere
etc.	et cetera
FEM	Finite Elemente Methode
Hil	Hardware in the loop
Hz	Hertz
Kap.	Kapitel
km/h	Kilometer pro Stunde
LF	vorne links
LR	hinten links
Lkw	Lastkraftwagen
MEMS	Mikro-elektrische-mechanische Systeme
MF	Magic Formula
Mio.	Millionen
MKS	Mehrkörpersimulation
neg.	negativ
Pkw	Personenkraftwagen
pos.	positiv
PT ₁	Proportionalverhalten mit Verzögerung 1. Ordnung
PT ₂	Proportionalverhalten mit Verzögerung 2. Ordnung
rel.	relative
Sil	Software in the loop
TNO	Toegepast Natuurwetenschappelijk Onderzoek
Tsd.	Tausend
TU	Technische Universität
vgl.	vergleiche
z. B.	zum Beispiel

ZUSAMMENFASSUNG

Die Landwirtschaft weltweit strebt eine zunehmende Industrialisierung und Effizienzsteigerung an. Ein Ansatz dazu ist die Verkürzung der Transport- und Umsetzzeiten von Gütern und Maschinen durch Steigerung der Höchstgeschwindigkeit, insbesondere von Ackerschleppern und selbstfahrenden Landmaschinen. Unter Beibehaltung der notwendigen Sicherheit ist dieses Ziel jedoch nur mit aufwendigerer Technik möglich. Ein weiteres Ziel ist die Fahrzeugentwicklung zu beschleunigen und zu präzisieren, was mit Simulationswerkzeugen wie der Mehrkörpersimulation gelingen soll. Wesentliches Element der Gesamtfahrzeugsimulation ist die Modellierung des Reifenverhaltens. Kommerzielle Reifenmodelle sind zahlreich verfügbar. Die Eignung für Ackerschlepperreifen und besonders ihre Parametrierung ist jedoch stark eingeschränkt. Es gibt nur sehr wenige Prüfstände, die in der Lage sind, Reifen mit einem Durchmesser größer 2 m zu vermessen. In dieser Arbeit wird daher die Alternative geprüft, mit einem messtechnisch ausgestatteten Ackerschlepper aus Fahrversuchen einzelne Reifenparameter zu ermitteln. Das Hohenheimer Reifenmodell dient wegen der Verfügbarkeit des Codes und der weitgehenden Allgemeingültigkeit der verwendeten Parameter als Grundlage.

Für die Fahrversuche kam ein moderner Großtraktor zum Einsatz. Das Fahrzeug verfügte über einen optischen Geschwindigkeitssensor, der gemeinsam mit einem dreidimensionalen Drehratensensor, Längs- und Quergeschwindigkeit, Schräglaufwinkel und Schwimmwinkel aufzeichnen konnte. Die Radkräfte und -momente wurden mit Kraftmessfelgen auf der linken Fahrzeugseite erfasst. Zur Ermittlung von Lenkwinkel und Reifeneinfederung waren zwei weitere Sensoren angebracht. Die untersuchten Parameter sind Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinien, dynamische Abrollradien, Rollwiderstandsbeiwerte, Unrundheiten, Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinien und vertikale Reifensteifigkeit und -dämpfung.

Die stationäre Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie wurde durch Slalomfahrten ermittelt. Bei Kurvenfahrt kommt es zu Radlastschwankungen, die eine direkte Aufzeichnung der Kennlinie verhindern. Außerdem hat die Dynamik des Seitenkraftaufbaus Verfälschungen verursacht, die gefiltert werden mussten. Unter-

schiedliche Ballastierungen in Front- und Heckhydraulik haben verschiedene statische und dynamische Radlasten ermöglicht und damit die Messdatengrundlage erweitert. Mit Hilfe einer Analyse-Software gelang die Filterung und Sortierung der Daten, so dass Teile der stationären Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie identifiziert werden konnten.

Der dynamische Abrollradius wurde aus dem Winkelsignal der Felgen und der Integration des Geschwindigkeitssignals errechnet. Die Einflüsse von Radlast und Luftdruck auf den dynamischen Abrollradius konnten dargestellt werden. Der Rollwiderstandsbeiwert ergab sich durch Betrachtung der Längskräfte des gezogenen Ackerschleppers. Sowohl an Vorder- als auch an Hinterrad ist die Messung der Rollwiderstandskräfte und Bezug auf die jeweilige Radlast direkt möglich.

Die Unrundheit des Reifens wirkt sich erheblich auf die vertikale Schwingungsanregung des Gesamtfahrzeugs aus. Eine Analyse der einzelnen Einflüsse ergab, dass die vertikale, geometrische Unrundheit für die Gesamtunrundheit maßgeblich ist. Die bisherige Vermessung der Gesamtunrundheit auf dem Flachbandprüfstand kann ohne große Genauigkeitseinbußen durch eine verkürzte optische Vermessung am Fahrzeug ersetzt werden.

Wie schon bei der Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie, so ist auch bei der Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinie die veränderliche Radlast das zentrale Problem. Der Umfangskraftbeiwert ist gegenüber dem Seitenkraftbeiwert jedoch nahezu radlastunabhängig. Anhand von Bremsversuchen, bei denen das Versuchsfahrzeug mit aktiviertem Allradantrieb gezogen wird und bis zum Stillstand abbremst, oder anhand von Zugversuchen, bei denen das Versuchsfahrzeug zieht und bis zu Stillstand abgebremst wird, kann die Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinie aus zwei Teilästen zusammengesetzt werden.

Das letzte behandelte Parameterfeld sind die vertikalen Reifenparameter. Steifigkeit und Dämpfung lassen sich im Gegensatz zu den anderen Parametern nicht direkt aus Messungen bestimmen. Moderne Ackerschlepper sind mit Reifen, Vorderachs-, Sitz- und Kabinenfederung federgekoppelte und gedämpfte Mehrkörpersysteme. Die vollständige Starrsetzung aller Federelemente ist mit größerem Auf-

wand verbunden. Das Fahrzeug kann damit nicht direkt als Prüfstand zur Bestimmung vertikaler Reifenparameter eingesetzt werden. Deshalb kam an dieser Stelle das Mehrkörpermodell des Versuchsfahrzeugs zum Einsatz. In einem ersten Schritt wurde das Fahrzeug im Stillstand vorn ausgehoben und anschließend fallen gelassen. Dieser Versuch wurde in der Simulation nachgestellt und mit einer Iteration die Steifigkeits- und Dämpfungsparameter angepasst bis eine gute Übereinstimmung vorlag. Das Schwingungsverhalten des Mehrkörpermodells wich leicht von dem des Versuchsfahrzeugs ab, daher konnten diese Reifenparameter nur näherungsweise bestimmt werden.

Der Abgleich aller Messverfahren erfolgte an den institutseigenen Prüfständen, die den Vorderreifen des Versuchsfahrzeugs in Bezug auf die Geometrie gerade noch aufnehmen konnten. Der Flachbandprüfstand diente der Erfassung vertikaler Reifenparameter und der Unrundheit. Mit der Einzelradmesseinrichtung wurden Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie, Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinie und Rollwiderstandsbeiwert aufgenommen. Die Übereinstimmung der Ergebnisse aus den Messungen mit Versuchsfahrzeug und den Prüfstandsmessungen war in weiten Teilen gut. Allerdings gab es bei allen Parametern Abweichungen, die sich durch Unterschiede im Untergrund, prinzipbedingten Vereinfachungen oder Unschärfen in der Simulation erklären lassen. Die Bestimmung der wichtigsten Reifenparameter mit einem Versuchsfahrzeug ist, bei eingeschränktem Parameterbereich und reduzierter Präzision im Vergleich zu Prüfstandsergebnissen, möglich.

ABSTRACT

Agriculture around the world aspires progressive industrialisation and improvements of efficiency. One approach to reduce transport and tramming times of goods and machines is the increase of top speed, especially of agricultural tractors and self propelled machines. While keeping the necessary driving safety, this aim can only be reached using more complex technology. An additional aim is to make vehicle development faster and more precise, which shall be achieved with simulation tools like multi body simulation. One basic element of full vehicle simulation is modelling the tyre behaviour. Numerous tyre models are commercially available. Though, adequacy for agricultural tyres and especially parameterisation of these tyre models are restricted. There are only very few test stands suitable to measure tyres with a diameter more than 2 m. An alternative method to derive tyre parameters from driving tests with a tractor, equipped with measurement technique, is analysed in this paper. The Hohenheim tyre model serves as a basis because of the availability of the code and the universal validity of the used parameters.

For the driving tests a modern high power tractor was used. The vehicle was equipped with an optical speed sensor and a 3D inertial sensor to acquire longitudinal and lateral speed, slip angle and attitude angle. Measuring wheels on the left vehicle side captured the tyre forces and moments. Two additional sensors measured steering angle and tyre deflection. The sought-after parameters were side force-slip angle-characteristic, rolling radii, rolling resistance coefficients, tyre run-outs, tangential force coefficient-slip-characteristic and vertical tyre stiffness and damping.

The steady-state side force-slip angle characteristic was determined in slalom drives. Cornering always leads to wheel load variations that avoid a direct acquisition of the characteristic line for one wheel load. Furthermore the dynamics of side force increase and decrease cause corruptions that have to be filtered. Different ballasts in the front and rear three point linkage extend the range of raw measurements. Using an analysis software for filtering and sorting the data, it was possible to identify the steady-state side force-side slip-characteristic.

The dynamic rolling radius was calculated from the angle signal of the measuring rims and the integral of the velocity signal. The influences of wheel load and inflation pressure could be described. The rolling resistance force coefficient was given by view on the longitudinal wheel forces of the pulled tractor. Both at front wheel and rear wheel direct measurement of rolling resistance force and reference on respective wheel load was feasible.

Tyre run-outs considerably affect the full vehicle vertical vibration behaviour. An analysis of each effect has shown that the vertical geometric tyre run-out is decisive for the total tyre run-out. The classical measurement of tyre run-out on the flat belt test stand can be replaced by a shortened optical measurement on the vehicle without significant losses in accuracy.

Variations in wheel load are the central problem when acquiring the tangential force coefficient-slip-characteristic like they are for the side force-slip angle-characteristic. However the tangential force coefficient is, unlike the side force, almost independent from wheel load. In traction tests the test vehicle with activated four wheel drive is either drawn and decelerates until standstill or drags and is decelerated until standstill. The tangential force coefficient-slip-characteristic can afterwards be composed of two branches.

Vertical tyre parameters are the last parameter field dealt with. Unlike other tyre parameters stiffness and damping cannot directly be derived from measurements. Modern agricultural tractors are equipped with tyres, front axle suspension, sprung seat and cab and so are spring coupled and damped multi body systems. It is of greater effort to set all spring elements rigid, so the test vehicle cannot directly be used as a test stand. Hence the multi body model of the tractor was used in this paper. In a first approach the non-rolling vehicle was lifted on the front and subsequently was dropped. This test was copied in simulation and stiffness and damping parameters were iterated until the simulation was in accordance with tests. The vibration behaviour of the multi body model slightly deviated from that of the test vehicle. Thus these tyre parameters could only be determined roughly.

The validation of all measurement procedures was done on the institute's tyre test stands, which only just could take the front tyres of the test vehicle. The flat belt test stand was used to determine the vertical tyre parameters and tyre run-out. With the single wheel tester side force-slip angle characteristic, tangential force-slip characteristic and rolling resistance coefficient were measured. Compliance of the test and simulation results was widely given. However there were deviations in all parameter fields, which can be explained by differences in road surface, theoretical simplifications and uncertainties in simulation. A rough determination of the most important tyre parameters on a test vehicle is possible, accepting limited parameter range and reduced precision, compared to results from test stands.

1 EINLEITUNG

Die Landwirtschaft weltweit versucht seit Jahrhunderten durch intensive Bodenbearbeitung, termingerechte Bestellung, exakte Ausbringung von Pflanzenschutz- und Düngemitteln sowie leistungsfähigere Ernteverfahren Ertragszunahmen zu erzielen [1]. Seit einigen Jahrzehnten entsteht neben der Effektivitätssteigerung auch eine Effizienzsteigerung mit einer zunehmenden Professionalisierung. Am Beispiel Deutschlands lassen sich diese Entwicklungen anhand von Grafiken verdeutlichen. Im Zeitraum von 1991 bis 2007 ist die Anzahl der Betriebe mit weniger als 100 ha um 47 % zurückgegangen. 2005 ist erstmals die Mehrheit der landwirtschaftlich genutzten Fläche Deutschlands von Betrieben mit mehr als 100 ha bewirtschaftet worden. Der Ackerschleppermarkt verzeichnet ein ähnliches Bild. Von 1995 bis 2008 ist der Anteil der neuzugelassenen Ackerschlepper mit mehr als 90 kW Leistung von unter 24 auf über 40 % angestiegen, **Bild 1** [2].

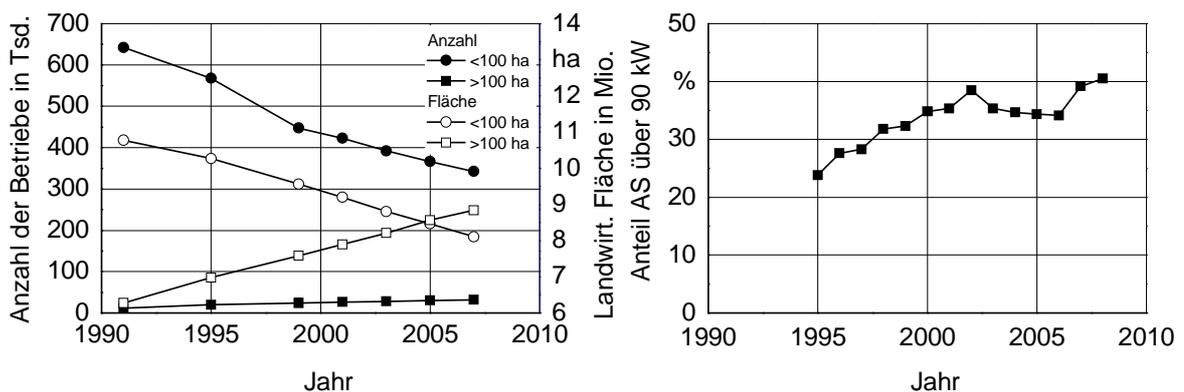


Bild 1: Entwicklung der landwirtschaftlichen Fläche und Schlepperleistungen deutscher Betriebe, nach [2]

Ähnlich wie in der Industrie wird auch in der Landwirtschaft weiter rationalisiert. Immer weniger Menschen sind für die Bewirtschaftung der Flächen zuständig. Teilweise bewirtschaftet eine Person mehr als 100 ha. Dementsprechend müssen die Maschinen leistungsfähiger und komfortabler werden. Zur Optimierung der Schlagkraft muss die verfahrenstechnische Leistung eines jeden Arbeitsgangs überprüft werden. Der Transport ist dabei ein wichtiger Aspekt. Wegen der Wachstumszwänge landwirtschaftlicher Betriebe sind auch Flächen gekauft oder gepachtet worden, die sich nicht in unmittelbarer Nähe der Hofstelle befinden. Die

Schlagentfernungen erreichen bis zu 7 km [3], inzwischen vermutlich sogar darüber hinaus.

Die Hersteller von Ackerschleppern (AS) reagierten auf diese Veränderungen ausnahmslos mit gestiegenen Höchstgeschwindigkeiten. Möglich machten dies vor allem moderne Getriebe, eine Vorderachsfederung und die hohe spezifische Motorleistung [4]. Standardackerschlepper mit ungefederter Hinterachse erreichen zum aktuellen Zeitpunkt eine Höchstgeschwindigkeit von 60 km/h [5]. Bei Erntemaschinen ist ein ähnlicher Trend zu beobachten [6]. Die Fahrdynamik dieser Fahrzeuge ist wegen des hohen Schwerpunkts, der eingeschränkten Federung, ungünstiger Lenkeigenschaften und der geometrischen Maße limitiert. Durch Fahrerassistenzsysteme versucht man, diesen Nachteil bestmöglich auszugleichen [7]. Die Entwicklung solcher Systeme, wie auch Fahrdynamikuntersuchungen allgemein, werden mit Simulationswerkzeugen durchgeführt, wie zum Beispiel Hil- und Sil-Entwicklungsumgebungen oder dreidimensionale Mehrkörpersystem-Simulationsprogramme. Eine realistische Wiedergabe des Fahrverhaltens von Landfahrzeugen hängt wesentlich von der Qualität des Reifenmodells ab. Reifenmodelle sind für unterschiedliche Fahrzeugtypen und -anwendungen vorhanden. Eine ausführliche Übersicht folgt in Kap. 2.2. Die Parametrierung vieler Reifenmodelle gestaltet sich für den Anwender jedoch oft schwierig. Besonders AS-Reifen sind wegen ihrer Größe und hohen Belastung schwer zu vermessen. Es gibt nur sehr wenige Prüfstände, die in der Lage sind, Reifen mit einem Durchmesser größer 2 m aufzunehmen [8,9]. Auch der Bau neuer Messeinrichtungen ist unrealistisch. Außentrommelprüfstände benötigten einen Durchmesser größer 10 m, um die Verfälschung durch Krümmung der Oberfläche tolerabel zu halten [10]. Innentrommelprüfstände sind konstruktiv sehr aufwendig [11] und Flachbandprüfstände weisen Probleme bei der Seitenkraftabstützung auf [12,13]. Reifenmessanhänger bieten die Möglichkeit, auf realen Untergründen Reifenparameter in allen drei Raumrichtungen aufzunehmen. Allerdings werden, abgesehen von den Kosten, die Dimensionen einer solchen Einrichtung so groß, dass Fahrten nur noch auf abgesperrtem Gelände möglich und Transporte über öffentliche Straßen mit nicht vertretbarem Aufwand verbunden sind.

Ziel dieser Arbeit ist daher die Entwicklung einer Methode, Reifenparameter aus Fahrversuchen abzuleiten. Hierbei soll das Fahrzeug, für das der Reifen entwickelt wurde, als Versuchsstand genutzt werden. Wegen der Verfügbarkeit des Codes dient das Hohenheimer Reifenmodell als Grundlage. Die Validierung erfolgt unter Verwendung des Vorderreifens an den institutseigenen Prüfständen, da dieser im Gegensatz zum Hinterreifen die zulässigen Höchstgrenzen nicht überschreitet.

2 STAND DER TECHNIK

Basis für die Reifenparameteridentifikation sind zahlreiche Untersuchungen an AS-Reifen und die Herausarbeitung grundlegender Erkenntnisse des stationären und instationären Reifenverhaltens. Eine Übersicht über die Arbeiten auf unnachgiebigem Untergrund wird in Kap. 2.1 gegeben. Die Untersuchungen zu Pkw-Reifen sind noch deutlich umfangreicher, werden in diesem Kapitel aber nur an einigen Stellen explizit erwähnt. In Kap. 2.2 wird eine Auswahl an Reifenmodellen vorgestellt und systematisiert. Das Hohenheimer Reifenmodell, das Grundlage für die eigenen Untersuchungen ist, wird detailliert in Kap. 2.3 erläutert. Anschließend erfolgt eine Übersicht über bisherige Verfahren zur Parametrierung von Reifenmodellen, vorwiegend für Pkw-Reifenmodelle.

2.1 AS-Reifenuntersuchungen

Böhm unterscheidet in seinen Reifenuntersuchungen strukturell zwischen interner und externer Reifendynamik [14]. Die interne Reifendynamik umfasst Gummischerkräfte, z. B. zwischen Gürtel und Karkasse. Dies ist bedeutend für Reifenkonstrukteure zur Ermittlung der Verschiebung und Hitzeentwicklung im Reifen. Die externe Reifendynamik beschreibt Dämpfung und Rollverhalten und ist damit wichtiger für Fahrzeugkonstrukteure. Untersuchungen zum Reifen-Boden-Kontaktbereich und damit zur internen Reifendynamik werden in [15] gezeigt. Mit Hilfe von Messungen an einem Glasrolltisch-Prüfstand konnten die Verteilung von Vertikalkraft und Schubspannung in Längs- und Querrichtung sowie die Reifenverformung (Latschlänge und Latschbreite) aufgezeigt werden.

Wesentlich weiter verbreitet und für diese Arbeit bedeutsamer sind Untersuchungen zur externen Reifendynamik. Besonders die vertikalen Federungs- und Dämpfungseigenschaften sind wegen der ungefederten Hinterachsen bei Ackerschleppern ein maßgebliches Fahrwerkselement, deren Beschreibung für die Analyse von Fahrkomfort und Fahrsicherheit elementar ist. Erste Untersuchungen an der Universität Hohenheim begannen mit dem Bau eines Flachbandprüfstandes durch Schrogl [16,17]. Langenbeck führte die Untersuchungen fort und entwickelte erste Formeln für ein vertikales Reifenmodell [18,19]. Plesser erweiterte diese um eine

Beschreibung des Dämpfungsverhaltens [20,21]. Einen ähnlichen Prüfstand gab es auch an der TU Berlin, gebaut von Kising [10]. Zuvor hatten dort bereits Owzar und Sharon das Reifenverhalten über statische Belastungsversuche und Fahrversuche mit einem Ackerschlepper bzw. einem Reifen-Versuchsanhänger analysiert [22,23]. Die Ermittlung der Reifensteifigkeit erfolgt an beiden Standorten aus Einfederkennlinien, die Dämpfung hingegen wurde in Hohenheim aus dem Abklingverhalten (Schrogl) bzw. der Breite der Hystereseschleife (Langenbeck) ermittelt. In Berlin diente dazu das Verfahren der Vergrößerungsfunktion (Kising).

Zahlreiche weitere Untersuchungen zum dynamischen vertikalen Reifenverhalten entstanden an anderen Standorten. Schwerpunkte waren hier unter anderem die Untersuchung auf gekrümmten Aufstandsflächen oder die Auswirkungen auf das Zugkraftverhalten oder den Fahrkomfort [24-32]. Ein neuerer Prüfstand zur Vermessung der dreidimensionalen Steifigkeit und Dämpfung, auch sehr großer Reifen, steht an der damaligen Helsinki University of Technology (jetzt Aalto University) zur Verfügung. Allerdings können nur stehende Reifen untersucht werden und auch nur die vertikale Richtung dynamisch [33].

Von gleicher Bedeutung ist die Untersuchung horizontaler Kräfte von Ackerschlepperreifen. In Hohenheim hat dazu Heine als Erster einen Reifenmessanhänger konstruiert [34]. Mit dieser Einrichtung waren Versuche zum Lenkmomentverhalten möglich sowie zum stationären und instationären Schräglaufverhalten rollender Ackerschlepperräder.

Eine Weiterentwicklung des oben erwähnten Messanhängers ist die auch in dieser Arbeit verwendete Einzelradmesseinrichtung, die von Armbruster konstruiert wurde [35]. Mit dieser konnten größere und nun auch angetriebene Räder untersucht werden. Armbruster nahm Reifenkennfelder auf und verglich diese mit der „Slip and Drift“-Theorie von Grečenko [36,37]. Barrelmeyer erweiterte die Versuchseinrichtung um eine dynamische Schräglaufverstellung und Sturzvoreinstellung und untersuchte detailliert die fahrdynamischen Eigenschaften von AS-Reifen. Die wichtigsten Ergebnisse sind zum einen, dass die Seitenkraft mit steigender Radlast in eine Sättigung geht. Dies entsteht nach [38] bei Radlastanstieg durch eine stärkere Deformation der Reifenstruktur und damit verbundener zunehmender

Inhomogenität der Druckverteilung im Latsch. Zum anderen hat die Fahrgeschwindigkeit nur einen geringen Einfluss auf den Rollwiderstandsbeiwert und keinen Einfluss auf die Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie. Unterschiedliche Schräglaufwinkel- und Schlupfgeschwindigkeiten führen zu einem Zeitverzug im Kraftaufbau von Seiten- und Triebkraft.

Da die Messeinrichtung zudem über eine hydraulische Radlastregelung verfügt, konnte Schlotter dynamische Radlastschwankungen nachbilden und deren Auswirkung auf die Übertragung horizontaler Kräfte [39-41]. Radlastschwankungen bedingen einen Zeitverzug im Kraftauf- und -abbau, sie wirken sich auf die übertragbare Seitenkraft jedoch weniger empfindlich aus als Schräglaufwinkeländerungen. Schreiber und Brinkmann et al. gelang es, mit der gleichen Messeinrichtung die Verschiebung der Angriffspunkte der horizontalen Kräfte in der Rad-Boden-Kontaktfläche nachzuweisen. Hebelarm der Radlast, pneumatischer Reifennachlauf und laterale Verschiebung des Aufstandspunktes verändern sich in Abhängigkeit von Radlast, Schräglaufwinkel, Triebmoment und Sturz [42,43].

Auch an anderen Standorten wurden zahlreiche Untersuchungen des Seiten- und Längskraftverhaltens von AS-Rädern durchgeführt. Ziel der Tätigkeiten waren Erkenntnisse über die laterale Reifendynamik oder die Verformung des Reifens. Meist war jedoch das Traktionsverhalten auf nachgiebigem Grund Gegenstand der Forschung, weshalb in dieser Arbeit auf die Inhalte nicht näher eingegangen wird [8,44-48]. Eine gute Übersicht über Einzelradmesseinrichtungen findet sich in [8].

2.2 Reifenmodelle

Bösch stellt in [49] fest, dass es kein universelles Reifenmodell gibt. Der Wunsch wäre eine Verbindung des breiten Einsatzspektrums von Komfort- und der Rechengeschwindigkeit von Fahrdynamikmodellen, einfache Parametrierung und eine Übertragbarkeit auf verschiedene Reifendimensionen. Aus Sicht der Agrartechnikindustrie wäre noch die Kombination von On- und Offroad-Einsatz zu nennen. Stattdessen gibt es für jede Anwendung eine eigene Modellart, **Bild 2**.

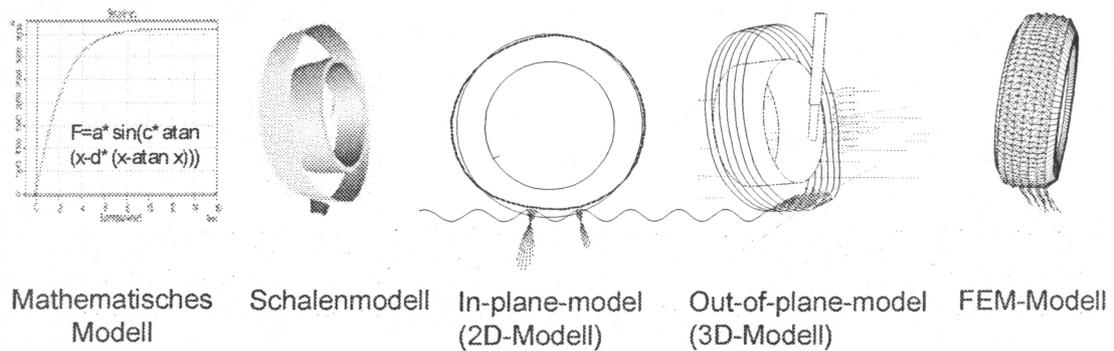


Bild 2: Reifenmodellarten nach Bösch [49]

Das mathematische Modell beschreibt empirisch die Reifenkräfte und Momente. Diese einfachen und schnellen Modelle eignen sich zur Fahrdynamikanalyse auf ebenem Untergrund, bevorzugt für Pkw mit gefederter Radaufhängung, da die Verformung des Reifens hier eine untergeordnete Rolle spielt. Beispiele für mathematische Modelle sind in [23,28,50-52] zu finden. Weiterentwicklungen dieser Reifenmodelle verfügen häufig über Verzögerungs-Differentialgleichungen erster Ordnung, um die Dynamik darstellen zu können [51]. Die dafür benötigte Zeitkonstante wird aus der Relaxationslänge bestimmt. Da diese jedoch von Radlast, Seiten- und Längsschlupf abhängt, kann sie nicht als konstant angenommen und das Reifenverhalten damit nur näherungsweise wiedergegeben werden.

Bei Schalenmodellen ist der Gürtel als starrer Ring modelliert und mit Feder- und Dämpferelementen mit der Nabe gekoppelt. Die Dynamik des Reifens, verursacht durch Unebenheiten des Bodens, kann so grob abgebildet werden. Die Kontaktmodellierung als Voraussetzung für die Kraftübertragung erfolgt dabei entweder unabhängig vom Untergrund [18,20] oder abhängig [53-59]. Das Punkt-Kontaktmodell kann als Sonderfall des Schalenmodells mit infinitesimal kleinem Radius gesehen werden [27,60,61].

Eine wesentlich realistischere Anpassung an das Bodenprofil, zumindest in xz-Ebene, gelingt mit den 2D-Modellen. Der Gürtel ist hier zusätzlich biegeweich ausgeführt und kann Vertikal- und Längskräfte sehr gut nachbilden. In einigen Fällen ist der Gürtel durch Speichen zur Abtastung des Bodens ersetzt. Seitenkräfte und Rückstellmomente errechnet ein mathematisches Modell. Damit eignet

sich diese Modellart besonders zur Analyse des Fahrkomforts. Beispiele sind die Erweiterung des Hohenheimer Reifenmodells und CDTire 30, das an der Technischen Universität Berlin als RMOD-K entwickelt wurde [62-66]. Schalen- und 2D-Modell werden als halbphysikalische Modelle bezeichnet.

Das 3D-Modell basiert auf einem rein physikalischen Ansatz. Hier besteht der Gürtel aus diskreten Elementen, die elastisch miteinander verbunden sind. Durch die Erweiterung um eine Dimension ist das Modell in der Lage, auch Seitenkräfte und Rückstellmomente aus einem physikalischen Ansatz zu berechnen. Bekannte Modelle dieser Art sind FTire, CDTire 40, RMOD-K6 und RMOD-K7 [64,67,68]. Bei Speichenmodellen gibt es bspw. mit dem Multi-Spoke-Model oder BRIT auch hier Analogien [69,70].

Die FEM-Modelle sind die komplexeste Modellart. Der Reifen wird hier im Vergleich zu 3D-Modellen wesentlich feiner diskretisiert. Dadurch ergeben sich beträchtliche Rechenzeiten. Allerdings erlauben diese Modelle beispielsweise auch die Darstellung von Profilelementen und damit Simulationen wie Wasserverdrängung oder Verschleißverhalten. FEM-Modelle dienen primär der Reifen- und nicht der Fahrzeugentwicklung (interne Reifendynamik) [12,71]. Ein Beispiel für AS-Reifen stellt Zachow vor [72]. Weitere FEM-Modelle sind in [73] zusammengefasst.

Neben der Modellkomplexität und Breite des Anwendungsbereichs ist auch die Genauigkeit ein Qualitätskriterium. Sowohl Bösch als auch Gipser bestätigen, dass Kennlinienmodelle genauer sind als physikalische Modelle [49,68]. Allerdings ist ihre Anwendbarkeit nur für die Unterbodenart und -beschaffenheit gültig, auf der sie parametrisiert wurden.

Eine andere Übersicht mit feinerer Gliederung ist bei von Holst zu finden. In einem intensiven Vergleich von Kennlinien- und physikalischem Reifenmodell bleibt dem Kennlinienmodell die deutlich höhere Rechengeschwindigkeit als einziger Vorteil [74].

Riepl et al. stellen eine Pkw-industrielle Anwendung von FTire und RMOD-K vor. Für die Automobilentwicklung ist besonders die Analyse des Fahrverhaltens auf realistischen Fahrbahnen in Bezug auf Handling und Komfort bedeutsam [75,76]. Diese Beiträge fokussieren besonders die Analyse des Stuckerns (Hubschwingungen des Antriebsstrangs).

Der im „Tire measurement performance test“ durchgeführte ausführliche Vergleich unterschiedlicher Reifenmodelle und Mehrkörpersimulationsprogramme relativiert die Erwartungen in die Simulation [77,78]. Zum einen führt die Verwendung des gleichen Reifenmodells bei unterschiedlichen Simulationsprogrammen (Adams, Simpack, Dads) bereits zu leicht verschiedenen Ergebnissen. Zum anderen verarbeiten die eingesetzten Reifenmodelle (FTire, Swift, TMEasy, Hankook Tire, CDTire, Pac2002 und UniTire) die gleichen Eingangsgrößen voneinander abweichend. Die Diskrepanz wird besonders bei den Rückstellmomenten deutlich. Damit ist eine exakte Abbildung der Realität der Rad-Fahrbahn-Interaktion noch nicht möglich.

2.3 Hohenheimer Reifenmodell

Das Hohenheimer Reifenmodell wurde im vorangegangenen Kapitel der Gruppe der Schalenmodelle zugeordnet. Es kann ebenso als hybrides Modell bezeichnet werden: Empirisch gewonnene Kennlinien spiegeln das Reifenverhalten in stationären Situationen wider, die Relativbewegung der Nabe zum Latsch wird physikalisch durch Voigt-Kelvin-Elemente in allen Dimensionen dargestellt. Da sowohl der Code als auch die Parametrierung vollständig vorliegen, dient dieses Reifenmodell beispielhaft den eigenen Untersuchungen.

Kap. 2.4 beschreibt die Parametrierung einer Auswahl von Reifenmodellen. Das Vorgehen ist dabei so individuell wie jedes einzelne Reifenmodell. Dennoch ist die Grundlage vieler Parametrierungen die Kenntnis stationärer Reifenkennlinien und eine Aussage über das Verformungsverhalten des Reifens, zumindest in vertikaler Richtung. Das Hohenheimer Reifenmodell benötigt unter anderem auch diese Kenngrößen und eignet sich damit als Muster. Ferhadbegović fasste die an der Universität Hohenheim gewonnenen Erkenntnisse (vgl. Kap. 2.1) zu einem

instationären Reifenmodell zur Fahrdynamiksimulation zusammen. Die vollständige Berechnung aller Kräfte und Momente ist in der Literatur zu finden [61,79-88]. Das Modell beschreibt generell das Kraftübertragungsverhalten in der Schnittstelle Reifen-Boden für den Fall eines unnachgiebigen ebenen oder maximal mit langwelligigen Unebenheiten versehenen Untergrundes. Die Verformung des Reifens wird über vier Voigt-Kelvin-Elemente realisiert, von denen nur drei in **Bild 3** abgebildet sind. Das vierte Element charakterisiert die Torsionselastizität und -dämpfung zwischen Nabe und Latsch bei Einlenkvorgängen. Die notwendigen Parameter werden von Ferhadbegović nach ihrer Art systematisiert, **Bild 4**.

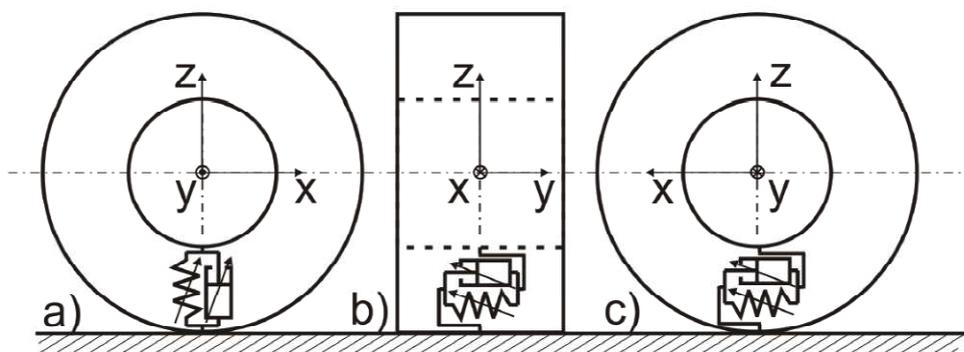


Bild 3: Reifenmodell basierend auf Voigt-Kelvin-Elementen für: a) Vertikal-, b) Lateral-, c) Longitudinaldynamik [84]

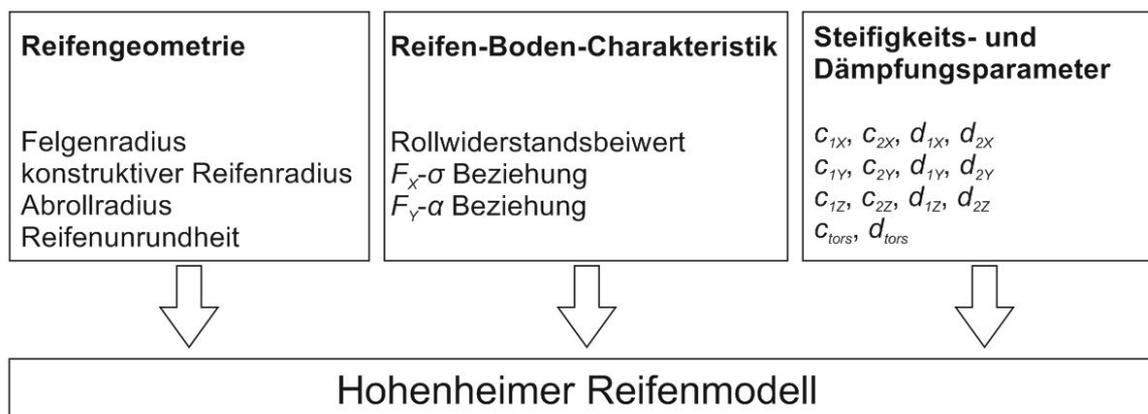


Bild 4: Systematisierung der Parameter für das Hohenheimer Reifenmodell nach ihrer Art, nach [84]

Die Steifigkeits- und Dämpfungsparameter sind von Reifeninnendruck, statischer Radlast und Fahrgeschwindigkeit abhängig. Diese Einflüsse werden jedoch nur in

vertikaler Richtung berücksichtigt, da das Vertikalverhalten von hoher Relevanz bzgl. Fahrdynamik und Fahrkomfort ist.

2.4 Parametrierung von Reifenmodellen

Die Parametrierung von Reifenmodellen ist nach Gipser [89] immer ein kompliziertes Verfahren. Schwerpunkt seiner Beschreibung sind physikalische Reifenmodelle. In der Praxis werden fünf verschiedene Prozeduren angewandt:

- (1) Direkte Bestimmung der Parameter durch Messung.
- (2) Verwendung eines FEM-Modells des Reifens als Grundlage. In einem Kondensationsprozess werden die Parameter für das physikalische Reifenmodell mit gröberer Diskretisierung direkt berechnet.
- (3) Indirekte Bestimmung der Reifenmodellparameter durch Messung des globalen Reifenverhaltens (Verformung auf Schlagleisten), um über die Methode der kleinsten Quadrate die Parameter abzuschätzen.
- (4) Berechnung des globalen Reifenverhaltens mit einem detaillierten FEM-Modell, aus denen der Parameteridentifikationsprozess nach (3) folgt.
- (5) Verwendung von validierten Reifendaten eines ähnlichen Reifens und Extrapolation auf die veränderte Reifendimension.

Gipser bietet für FTire, das als eine Vergrößerung eines FEM-Modells gesehen werden kann und damit deutliche Laufzeitvorteile aufweist, drei verschiedene Parametrierungsmethoden an. In FTire/calc wird unter Zuhilfenahme eines FEM-Modells das in (2) beschriebene Verfahren durchgeführt. Mit Hilfe eines vollautomatischen Computerprozesses werden zunächst vertikale Verformungen auf ebenem Untergrund bzw. auf unterschiedlich angebrachten Schlagleisten angenähert. Anschließend werden die longitudinalen, lateralen und rotatorischen Verformungen des belasteten und stehenden Reifens untersucht. Die Vervollständigung des Identifikationsprozesses erfolgt über die Angleichung der ersten Resonanzfrequenz und modaler Dämpfungskennwerte. Das zweite Werkzeug trägt den Namen Ftire/fit. Hier dienen Schlagleistentests am echten Reifen als Messgrundlage. Die Parameteridentifikation ergibt sich sodann nach (3). FTire/fit läuft nicht automa-

tisch ab, sondern benötigt Expertenkenntnisse, um für die verschiedenen Parameter die angemessenen Tests auszuwählen. Ferner ist eine Bewertung des Optimierungsprozesses notwendig. Die dritte Methode erfolgt mit dem Softwaremodul FTire/estimate, **Bild 5**. Der Ablauf orientiert sich an (5), die Auswahl beschränkt sich prinzipiell auf Pkw-, Lkw- und Flugzeugreifen.

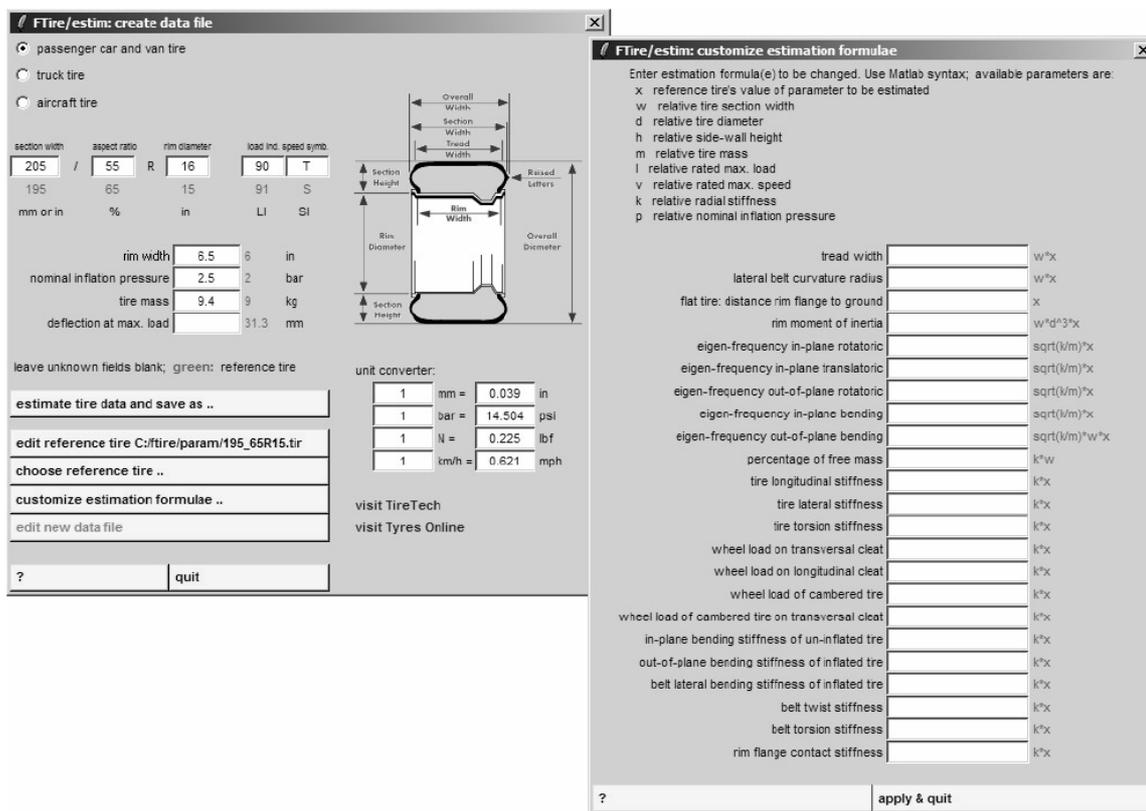


Bild 5: Benutzerschnittstelle FTire/estimate [89]

Bei Guo und Liu [90] ist die Parametrierung eines Reifenmodells zur Darstellung instationärer Lenkmanöver erläutert. Das Modell besitzt vier Strukturparameter: Steifigkeiten von Profilstollen und Karkasse, Länge und Breite des Latsches. Die Identifikation der Strukturparameter erfolgt auf einem Flachbandprüfstand unter Durchführung von Sprungfunktionen des Gierwinkels und des Schräglaufwinkels.

In [91] wird ein Versuchsackerschlepper über unterschiedliche Hindernisse bewegt, um die vertikalen dynamischen Reifeneigenschaften zu bestimmen. Aus dem Spektrum der vertikalen Beschleunigung wird die Eigenfrequenz des Reifens durch einen Beschleunigungssensor im Zentrum des Reifens gemessen. Zusam-

men mit der Masse des Rades lässt sich dann die vertikale Steifigkeit ermitteln. Die Dämpfung kann aus dem Abklingverhalten nach Überfahrt eines Hindernisses bestimmt werden. Außerdem wurden die longitudinalen und lateralen Feder- und Dämpfungseigenschaften statisch am nicht rollenden Reifen ermittelt. Vergleiche zwischen Messung und Simulation zeigten, dass diese Methode gute Ergebnisse liefert.

Mit STIREMOD existiert ein Reifenmodell für Asphalt und Off-road-Anwendungen [92]. Es handelt sich um ein stationäres Kennlinienmodell, das auch Sturzeffekte berücksichtigt. Die Parameteridentifikation erfolgt auf Prüfständen mit anschließender Koeffizientenbestimmung in Matlab. Ein Fit über quadratische Funktionen dient zur Festlegung der Steifigkeiten und Reibkoeffizienten. Die Kräfte und Momente im Sättigungsbereich werden anschließend iterativ abgeschätzt.

Das in [93] beschriebene mathematische Modell dient zur Vorhersage von Reifenkräften, Schräglaufwinkel und Schräglaufwinkelsteifigkeit zur Verwendung in Fahrassistenzsystemen. Das Modell besteht aus vier Einspurmodell- und Vierradmodell-Beobachtern. Als Reifenmodell wird ein vereinfachter linearer Ansatz gewählt, das instationäre Verhalten wird über Relaxationslängen dargestellt. Die Parametrierung, was der Reifenparameteridentifikation entspricht, erfolgt über einen iterativen Abgleich zwischen Modell und Fahrversuch (Slalom und Kurvenfahrt). Die Modellgüte, die durch Berücksichtigung des Aufbauwankens und ein in die Sättigung übergehendes Reifenmodell gesteigert werden konnte, beeinflusst wesentlich die Qualität der geschätzten Parameter.

In [94] und [95] wird die Parametrierung des in [53] vorgestellten MF-Swift-Reifenmodells erläutert. Das Reifenmodell ist als „Starrer-Ring-Modell“ konzipiert, dessen Ring mit der Nabe über Feder- und Dämpferelemente longitudinal, vertikal sowie um die Radquerachse verdrehbar verbunden ist. Im Latsch gibt es weitere Elemente zur Abbildung von Biegung und Verformung. Die Identifikationsstrategie besteht zum einen aus Experimenten zur Bestimmung von Reifen-Inertialparametern. Mit einem Torsionspendel werden Torsionssteifigkeit und Dämpfung der Reifenstruktur ermittelt. Die Bestimmung von Längssteifigkeit und Latschlänge erfolgt mit einem Radmessenanhänger. Zum anderen werden auf einem

Trommelprüfstand Schlagleistenüberfahrten mit fixierter Felge durchgeführt und aus den wirksamen Kräften und Eigenfrequenzen die restlichen Parameter bestimmt.

Die Beschaffung der Parameter für das stationäre Magic-Formula-Reifenmodell wird in [96] geschildert. Zunächst erfolgt die Vermessung des Reifens mit dem Messanhänger der TU Delft. Durch Variation von Radlast, Schräglauf, Bremskraft, Sturz, Längsschlupf und Kombinationen daraus sind zahlreiche Messungen notwendig. Daran schließt sich eine Regression nach dem Prinzip der kleinsten Fehlerquadrate an. Die gesamte Prozedur ist aufwendig und erfordert viel Erfahrung. Van Oosten [96] stellt fest, dass Messungen auf der Straße realistischer sind als unter Laborbedingungen. Dafür ist die Kontrollierbarkeit der Umwelteinflüsse schwieriger.

Alternativ ist die Parametrierung des MF-Reifenmodells auch nach Mastinu et al. [97] möglich. Grundlage des Prozesses ist ein FEM-Algorithmus, der die Karkassendeformation und Laufflächenflexibilitäten zweidimensional nachbildet. Die eigentliche Identifikation erfolgt dann über zwei mögliche Methoden. Bei der Ersten sind nur vier Messungen unter reiner Seitenkraft bzw. reiner Längskraft notwendig. Die zweite, komplexere Methode benötigt ein vollständiges Reifenkennfeld. Dazu wird das mathematische Modell der zu bestimmenden Größen (F_x , F_y , M_z) in Abhängigkeit von Druckverteilung im Latsch, Schräglaufwinkel, Schlupf und Sturzwinkel definiert. Das Minimum der Summen der Fehlerfunktionen zwischen Modell und Versuch führt dann zur Identifikation der gesuchten Parameter.

In der gleichen Einrichtung gelang es später ohne Prüfstand, und zwar aus Fahrversuchen, die Koeffizienten für die stationären Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinien für das MF-Reifenmodell zu ermitteln [98]. Ein Sportwagen, ausgestattet mit optischen Geschwindigkeitssensoren und Kraftmessfelgen vollzog das Fahrmanöver „Lenkwinkelsprung“. Grundlage für die Parameteridentifikation ist ein Fahrzeugmodell, das als Eingang lediglich Geschwindigkeit und Lenkwinkel benötigt. Als Korrekturhilfen gehen ferner Schwimmwinkel und Gierrate mit ein. Die Radlasten und Schräglaufwinkel werden im Modell geschätzt. Ergebnis sind Reifenseitenkräfte, die mit einem erweiterten Kalman-Filter identifiziert werden. Mes-

sungen auf der Straße bieten den Vorteil, dass für das MF-Reifenmodell keine Skalierungsfaktoren benötigt werden, um Prüfstandsdaten auf Straßenwerte anzupassen. Die Einführung dieser Skalierungsfaktoren ist in [99] beschrieben. Ursache für die Diskrepanz sind unterschiedliche Oberflächen auf Prüfstand und Straße, wobei die Straßen selbst sehr verschieden sein können. Zur Korrektur der Oberfläche wird das MF-Reifenmodell um zwei Koeffizienten erweitert, die über eine Reifenmesseinrichtung bzw. iterativ aus Fahrversuchen ermittelt werden können. Weitere Belege für den Einfluss der Oberflächen auf Prüfständen auf das Messergebnis sind in [99-102] zu finden.

Moderne Versionen des Pacejka-Reifenmodells, wie MF tyre, sind deutlich komplexer [103]. Sie weisen insgesamt 26 Skalierungsfaktoren auf, um neben der bereits erwähnten Straßenrauigkeit zusätzlich Wetterbedingungen und Federeigenschaften berücksichtigen zu können. Der Messaufwand wird dadurch so groß, dass an anderer Stelle Ansätze entwickelt wurden, diesen ohne relevanten Qualitätsverlust wieder zu reduzieren [104].

Ein anderer Ansatz zur Bestimmung der Koeffizienten für das Magic-Formula-Reifenmodell wird in [105] aufgezeigt, der eine Weiterentwicklung von [106] darstellt. Die Parameteridentifikation erfolgt mit einem co-evolutionären Algorithmus. Dieser soll dem Standardalgorithmus zur Bestimmung der Koeffizienten des MF-Reifenmodells (Vertrieb durch TNO) überlegen sein. Klassische Optimierungsalgorithmen suchen Extrema durch iteratives Abtasten des Parameterraumes. Dies kann allerdings dazu führen, dass die Algorithmen nur lokale Extrema finden und die Suche dann beenden. Außerdem hängen das Konvergenzverhalten vom Startwert und die Lösungsgeschwindigkeit vom Optimierungsproblem ab. Evolutionäre Algorithmen umgehen diese Problematik. Sie sind in der Lage, das globale Optimum zu finden. Wie der Name schon vermuten lässt, orientieren sich die Algorithmen am biologischen Evolutionsprinzip. Über Mutation und Selektion werden immer wieder zufällig neue Parametersätze erzeugt, von denen diejenigen, die die beste Lösung bieten, „überleben“ [107]. Der co-evolutionäre Algorithmus beinhaltet zwei Phasen. In der ersten Phase werden die Reifenparameter aus tatsächlichen Testdaten abgeschätzt. In der zweiten Phase generiert der evolutionäre Algorithmus dann möglichst verschiedene zu den bisherigen Reifenparamete-

tern. Allerdings benötigt auch dieser Algorithmus jeweils mindestens sechs Messpunkte bei jeder Radlast für die Kurven reine Längskraft-Schlupf, reine Seitenkraft-Schräglaufwinkel und Rückstellmoment-Schräglaufwinkel.

Die Parametrierung der CDTire-Serie erfolgt über eine eigene Software. Der Reifen wird zunächst auf einem Außentrommelprüfstand mit statischen, stationären und instationären (Schlagleistentests) Versuchsläufen vermessen. Dabei werden Radlast, Geschwindigkeit und Luftdruck variiert. In der Simulation werden diese Versuche anschließend nachgefahren und die Parameter über eine komplexe, computergestützte Prozedur iteriert [108].

Eine weitere Methode zur Identifikation der Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie von Pkw durch Fahrversuche wurde an der TU Graz durchgeführt. Kerschbaumer berichtet über zwei unterschiedliche Methoden [109]. Die Erste erfolgt mit einem Messtechnikkonzept, ähnlich dem in dieser Arbeit vorgestellten. Ein Rennfahrzeug (Formula Student), ausgestattet mit Kraftmessfelgen, vollzieht stationäre Kreisfahrten. Die aufwendige Achsgeometrie macht es notwendig, die Kräfte und Geschwindigkeiten bei Lenkbewegungen in den Radaufstandspunkt zu transformieren. Zur Ermittlung der Kennlinie wurden Radlast, Längskraft und Schräglaufwinkel aufgezeichnet. Auch die Dynamik fand in Form der Begrenzung der Gradienten Berücksichtigung. Durch die Betrachtung eines Schlupfvektors in longitudinaler und lateraler Richtung und Gewichtung beider Richtungen anhand eines Polynoms konnten auch Messpunkte mit überlagerter Längskraft zur Erstellung der Kennlinie herangezogen werden. Die Ergebnisse wurden mit Prüfstandsmessungen verglichen. Abweichungen zwischen beiden Kurven wurden durch das unterschiedliche Grip-Niveau von Straße und Prüfstand begründet. Die zweite Methode orientiert sich an der Arbeit von Kollreider [110]. Nach dieser Methode ist die Verwendung von Kraftmessfelgen nicht notwendig, dafür werden detaillierte Fahrzeugmodelle benötigt. Eine genauere Beschreibung der Methode findet sich in Kap. 3.3.1. Das verwendete Reifenmodell war TMEasy [50].

Die Betrachtung aller Teilaspekte lässt zusammenfassend eine Dreiteilung aller Reifenmodelle in Bezug auf die Parametrierung für sinnvoll erscheinen.

Mathematische Modelle:

- Messung von Reifenkennlinien auf dem zu simulierenden Untergrund
- Anpassung der Messungen in vorgegebene Funktionen, meist über Optimierungsalgorithmen, die in der Software des Reifenmodellansbieters implementiert sind

Physikalische oder teilphysikalische Reifenmodelle:

- Prüfstandsversuche, direkte Vermessung des Reifens
- oder indirekte Parameterableitung aus Versuchen
- oder Berechnung: Versuche werden simuliert, mit Messungen verglichen und Parameter daraus identifiziert

FEM-Modelle:

- Hinterlegung von Geometrie aus CAD-Daten und Aufbau des Gürtels
- Parametrierung über mechanische und thermische Materialeigenschaften, wie Steifigkeit, Dämpfung, Reibbeiwert, Wärmebeständigkeit

Beim Hohenheimer Reifenmodell handelt es sich um ein teilphysikalisches Reifenmodell, d. h. Teile sind nach den Gesetzmäßigkeiten mathematischer Modelle zu parametrieren und andere Teile nach denen physikalischer Modelle. Eine genauere Beschreibung des Vorgangs ist Inhalt von Kapitel 3.

2.5 Mehrkörpersimulation

Nach Popp/Schiehlen besteht ein Mehrkörpersystem aus einer endlichen Anzahl von starren Körpern, die an diskreten Stellen durch masselose Elemente wie Federn und Dämpfer sowie durch Lager untereinander oder mit der Umgebung verbunden sind [111]. Jeder Einzelkörper besitzt sechs Freiheitsgrade, die jedoch durch die Lager eingeschränkt werden können. Das Bewegungsverhalten lässt sich durch lineare Bewegungsgleichungen in allgemeiner Form ausdrücken, **Gl. (1)**.

$$\tilde{M} \cdot \ddot{s}(t) + \tilde{D} \cdot \dot{s}(t) + \tilde{K} \cdot s(t) = q(t) \quad (1)$$

Dieses System gewöhnlicher Differentialgleichungen zweiter Ordnung beinhaltet die Massen-, Dämpfungs- und Steifigkeitswirkungen in Matrix-Schreibweise \tilde{M} , \tilde{D} , \tilde{K} sowie die Erregerkräfte q . Die grundsätzliche Abstraktion eines Ackerschleppers in die mechanischen Schwingungsersatzmodelle für Sitz, Vorderachsfederung, Antriebsstrang, Frontlader, Anhänger und Anbaugerät ist bereits vor über 40 Jahren vorgenommen worden [112-116]. Fortschritt bei Hard- und Software ermöglichte in den darauffolgenden Jahren die numerische Berechnung dieser Modelle. Jungerberg beispielsweise erstellte ein mathematisches Modell eines ausschließlich reifengefederten Ackerschleppers mit Pendelachse [117]. Das Differentialgleichungssystem wurde in Fortran 77 programmiert und anschließend von einem Adams-Solver integriert. Weitere Beispiele sind in [18,118,119,120] zu finden. Der Durchbruch konnte jedoch erst über grafische Benutzeroberflächen und die automatische Modellgenerierung erreicht werden. Die bekanntesten MKS-Simulationsprogramme heutzutage sind Adams, Dads und Simpack. Diese werden oft kombiniert mit CACSD-Programmen (Computer-aided control system design) in der so genannten Co-Simulation. Der bekannteste Vertreter ist Matlab/Simulink. Dort können grafisch oder codebasiert komplexe Teilfunktionen beschrieben werden, die dann mit dem MKS-Programm kommunizieren.

2.6 AS-Simulationsmodelle

Pickel hat die grundlegenden mathematischen Verfahren zur Modellbildung von Mehrkörpersystemen untersucht [121]. Mit Hilfe der Software Csm (Continuous System Modelling Program) und Simpack wurden unterschiedliche Schlepperkonzepte untersucht. Der Systemschlepper, mit mittig positionierter Kabine und vier gleich großen Reifen, ist in Bezug auf Fahrkomfort dem Standardackerschlepper, mit hinten positionierter Kabine und größeren Reifen an der Hinterachse, überlegen. Durch eine Kabinenfederung kann die Kabine zum einen beruhigt werden, zum anderen wirkt sie als Schwingungstilger und ist damit bedeutsam für Fahrkomfort und Fahrsicherheit. Als erheblichen Vorteil der Simulation sieht Pickel die Tatsache, dass einzelne Schwingungsphänomene isoliert und damit gezielt analysiert werden können.

Sehr intensiv hat sich Kaplick mit der Verifikation und Bewertung fahrdynamischer Ackerschlepper-Simulationsmodelle beschäftigt [122]. Die wichtigsten Aussagen zur Mehrkörpersimulation sind:

- dreidimensionale Darstellung gegenüber mathematischen Modellen vorteilhaft
- automatisches Aufstellen der DGLen
- perfekte Wiederholbarkeit gegenüber dem Fahrversuch
- Masse und Trägheit sind prinzipiell gut aus CAD bestimmbar
- MKS bisher nicht in den Entwicklungsprozess eingebunden. Materialien (besonders bei Zukaufteilen wie bspw. Motoren) nicht oder nur unvollständig hinterlegt, daher Bestimmung der relevanten Parameter schwierig

Die Simulationsergebnisse von Kaplick lieferten gute Übereinstimmung in den Eigenfrequenzen aller Komponenten. Unstimmigkeiten gab es bei Amplitude von Beschleunigungseffektivwert und Leistungsdichtespektrum. Die Ursache für die Abweichungen zwischen Simulation und Messung sieht Kaplick im Abrollverhalten der Reifen über Hindernisse.

Das Mehrkörpermodell eines MB-trac 1600, implementiert in Dads, diente Hoppe zur Entwicklung eines vollgefederten Ackerschleppers [123,124]. Die hintere Starrachse wurde um eine hydropneumatische Federung erweitert. Zuvor diente die Simulation dem Vergleich verschiedener Lösungsvarianten. Außerdem lieferte sie Lastannahmen als Eingang in die FEM-Beanspruchungsanalyse. Von Sarami [125] wurde dieses Mehrkörpermodell später in Simulink implementiert und zur Entwicklung und Auslegung einer semi-aktiven Hinterachsfederung genutzt. Fahrkomfort und Fahrsicherheit konnten dadurch nochmals gesteigert werden. Dieses System wurde anschließend von Hammes unter Verwendung von Co-Simulation von Simpack und Simulink getestet [126].

An der Technischen Universität Darmstadt untersuchte Betzler die Längs- und Querdynamik von ungefederten Fahrzeugen sowie die dynamischen Radlasten und verglich diese mit gefederten Fahrzeugen [127]. Die daraus resultierenden Versuchsergebnisse konnten mit einem mathematischen Fahrzeugmodell erfolg-

reich abgeglichen werden. Die ebenfalls durchgeführten Versuche zum Eigenlenkverhalten mit neuen und abgefrästen Reifen fuhr Wermann später mit einem erweiterten Modell in der Simulation nach [11]. Der Reifenzustand wirkt sich erheblich auf das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs von untersteuernd bis übersteuernd aus. Das Simulationsmodell konnte diese signifikanten Änderungen des Fahrversuchs nicht wiedergeben. Ursache waren nicht ausreichende Reifendaten und die fehlende vertikale Anregung durch Fahrbahnunebenheiten.

Ahmed und Goupillon erstellten in Dads ein AS-Simulationsmodell zur Vorhersage des Fahrkomforts [91]. Das Modell war dazu mit Kabinen- und Sitzfederung ausgestattet. Die Reifenparameter wurden aus Fahrversuchen über den ISO-5008 track/“smooth track“ ermittelt.

Böhler [128] beschreibt detailliert den Aufbau des Mehrkörpermodells eines Kompakt-Ackerschleppers mit neu entworfenen oder angepassten Modellierungsbau teilen wie hydropneumatisch gefederter Vorderachse, AS-Reifenmodell oder Motor mit Alldrehzahlregler. Einige dieser Bauteile finden auch in dem in Kap. 5.1 vorgestellten Mehrkörpermodell Verwendung. Zur Reifenparameteridentifikation wurden teilweise die Prüfstände der Universität Hohenheim, Kap. 4, genutzt. Um auch Fahrten mit Anbau- und Anhängengerät simulieren zu können, mussten die entsprechenden Geräteschnittstellen ebenfalls modelliert werden. Vergleiche zwischen Simulation und Versuch machten die hohe Modellgüte deutlich. Das gleiche Modell war Grundlage für eine spätere Untersuchung zu Wachstumsgesetzen bei Ackerschleppern [129].

Lehtonen nutzte das Mehrkörpermodell eines Standardackerschleppers zur Analyse der Vibrationen, speziell der niederfrequenten mit großen Amplituden [130,131]. Kernpunkt der Untersuchungen war die Fragestellung, ob Vorderachs-, Kabinen- und Sitzfederung die Hinterachsfederung kompensieren können. Die Federung der Vorderachse steigert den Komfort und verbessert die Fahrdynamik. Eine Einzelradfederung vorn bietet nur Vorteile bei Kurvenfahrt, da die Pendelachse Rollbewegungen nicht entgegenwirkt. Der Vorteil der Reduktion der ungefederten Massen an der Vorderachse bei Einzelradfederung ist vom Fahrer kaum feststellbar.

Pickel [121] und Weigelt [120] stellten nur eine geringe Zunahme des Komforts bei Verwendung einer gefederten Vorderachse fest, da der Fahrer über der ungefederten Hinterachse sitzt und die Federung der Vorderachse lediglich eine Reduktion der Nick-, nicht aber der Hubschwingungen bewirkt.

Thomas nutzt ein AS-Mehrkörpermodell in Dads zur Wirksamkeit von Vorderachs-, Kabinen- und Sitzfederung auf den Fahrkomfort. Kern der Untersuchungen ist hierbei eine passive Kabinenfederung, deren Federkennlinie über Vorspannung und Dämpfungsverhalten über Drosseln verändert werden können. In der Simulation stellt sich heraus, dass die Vorderachsfederung das entscheidende Element zur Steigerung des Fahrkomforts ist [132]. Diese Erkenntnis steht im Widerspruch zu den Aussagen der zuvor genannten Autoren.

Harnisch et al. [133] und Harnisch [134] beschreiben in ihrer Arbeit zwar kein AS-Modell, dafür stellen sie die Besonderheiten von Off-Road-Modellen am Beispiel eines mehrachsigen Lkw heraus [133,134]. Mit Hilfe eines neu entwickelten Fahrzeugmodells und eines um Bodenelastizität, Multipass-Effekt und Querkraftaufnahme erweiterten Rad-Boden-Modells untersuchten Harnisch et al. [135] Antriebskonzeptvariationen bzgl. Achszahl, Achssperrung, Lenkung sowie elektronischen Regelsystemen. Die schlechte Reproduzierbarkeit von Versuchen auf nachgiebigem Boden verhinderte jedoch die Validierung der Gesamtsimulation.

Abseits der reinen Fahrdynamik- und Fahrkomfort-Simulation gibt Ki [136] Beispiele für Anwendungen der Mehrkörpersimulation. Unter Verwendung verschiedener Softwarepakete wurden Anhängerfahrten, Offroad-Anwendungen mit Rad und Raupe, praktische Szenarien und Lastkollektive für Festigkeitsanalysen simuliert.

Previati et al. [137] stellen zwei AS-Mehrkörpermodelle vor, ein einfaches codebasiertes (Fortran) Modell und ein komplexeres (Adams/Car). In beiden Modellen sind Motor, Getriebe und Federung mathematisch beschrieben. Die Validierung auf der Straße, auf losem Untergrund und bei sinusförmigen Hindernisüberfahrten lieferten gute Ergebnisse.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass dreidimensionale Mehrkörpermodelle dem Stand der Technik entsprechen. Die Modellierung spezieller Bauteile lässt sich sehr gut in Simulink mit Hilfe der Co-Simulation an die Mehrkörpersimulationssoftware koppeln. Die auftretenden Abweichungen sind häufig in einer unzureichenden Reifenmodellierung begründet.

3 VERSUCHSBESCHREIBUNG

Grundlage aller Versuche zur Bestimmung der Reifenkennwerte ist das Versuchsfahrzeug. Ein messtechnisch ausgestatteter moderner Großtraktor vollzieht verschiedene Fahrmanöver, aus denen sich in der anschließenden Analyse die Reifenkennwerte ermitteln lassen. Das gesamte Verfahren soll möglichst praxisnah sein. Dies bedeutet, dass die Messtechnik weitgehend dem handelsüblichen Standard entsprechen soll und die Methoden einfach und auch auf Werksgeländen reproduzierbar sein sollen.

3.1 Versuchsfahrzeug

Mit dem Fendt 936 steht im Rahmen der Versuche einer der modernsten, größten und schnellsten Standardackerschlepper zur Verfügung. Die wichtigsten technischen Daten sind in **Tabelle 1** zusammengefasst. Das Fahrzeug verfügt über eine hydropneumatisch gefederte Einzelradaufhängung vorn und Starrachse hinten. Die Kabine ist über drei Elemente luftgedert, eines befindet sich vorn zentral, die beiden anderen hinten jeweils über einem Achstrichter. Ein Koppellenker und ein Panhardstab geben die Bewegungsmöglichkeiten der Kabine vor.

Tabelle 1: Technische Daten des Versuchsfahrzeugs

Modellbezeichnung	Fendt 936
Nennleistung nach ECE R24	243 kW
Höchstgeschwindigkeit	60 km/h
Gesamtlänge	5655 mm
Gesamtbreite	2750 mm
Gesamthöhe	3322 mm
Radstand	3050 mm
Spurweite vorn	2100 mm
Spurweite hinten	2050 mm
Leermasse	10360 kg
Zul. Gesamtmasse	18000 kg
Bereifung vorn	650/65 R34
Bereifung hinten	710/75 R42

Alle weiteren Betrachtungen orientieren sich an der in **Bild 6** dargestellten Konvention (korrelierend mit DIN ISO 8855 oder DIN 70000) für Koordinatensystem und Freiheitsgrade des Gesamtfahrzeugs. Die Sub-Koordinatensysteme an jedem Rad haben die gleiche Orientierung.

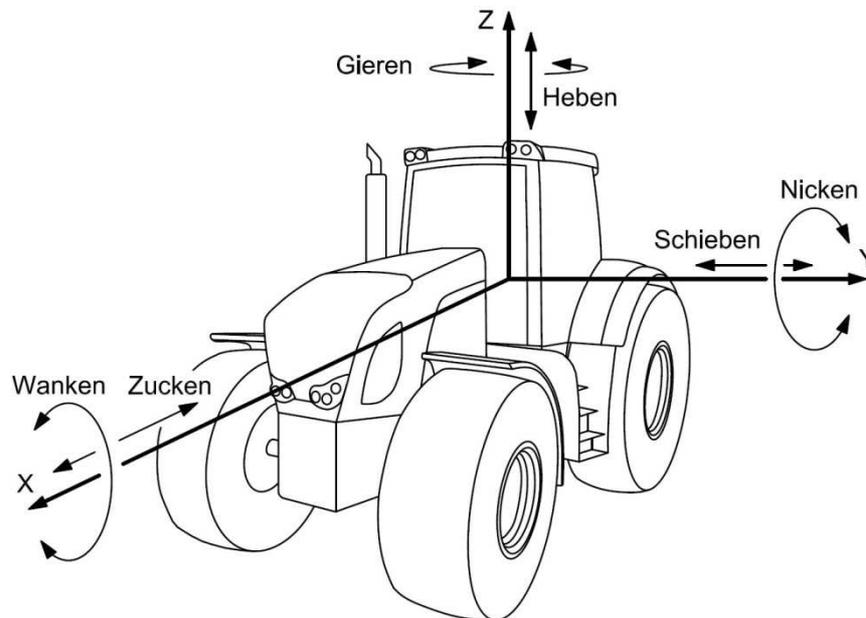


Bild 6: Koordinatensystem und Freiheitsgrade am Versuchsfahrzeug

3.2 Messtechnische Ausstattung

Alle für die Versuche relevanten Messgrößen sind in **Tabelle 2** aufgelistet. Daran schließt sich eine nähere Erläuterung zu den einzelnen Sensoren und deren Genauigkeit an. Eine einfache Genauigkeitsangabe wäre für das komplexe Messrad unzureichend. In Kap. 3.3.2 sind die wichtigsten, zu Messfehlern führenden Effekte beschrieben.

Correvit Geschwindigkeitssensor

Der optische Geschwindigkeitssensor dient der Erfassung von Längs- und Quergeschwindigkeiten der Räder im Aufstandspunkt. Am vorgestellten Versuchsfahrzeug kann er sowohl am linken Vorderrad als auch mittig unter der Hinterachse montiert werden. Die Montage unter der Hinterachse ermöglicht die Messung des Schwimmwinkels β . Da die Hinterräder starr mit dem Rumpf verbunden sind, ist dieses Signal gleichzeitig der Schräglaufwinkel α der Hinterräder.

Tabelle 2: Verwendete Messgrößen und zugehörige Sensoren

Messgröße	Sensor	Einheit	Messbereich	Genauigkeit
Longitudinale Geschwindigkeit v_x	Corrsys Datron Correvit S-400	m/s	0,5 bis 400 km/h	+/-0,1 %
Laterale Geschwindigkeit v_y	Corrsys Datron Correvit S-400	m/s	0,5 bis 400 km/h	+/-0,1 %
Schräglaufwinkel α	Corrsys Datron Correvit S-400	°	-90 bis 90°	+/-0,1°
Schwimmwinkel β	Corrsys Datron Correvit S-400	°	-90 bis 90°	+/-0,1°
Radkräfte F_x, F_y, F_z	Kistler S6XT	N	-220 bis 220 kN -100 bis 100 kN -220 bis 220 kN	–
Radmomente M_x, M_y, M_z	Kistler S6XT	Nm	>-40 bis 40 kNm >-60 bis 60 kNm >-40 bis 40 kNm	–
Radwinkel und Winkelgeschwindigkeit φ, ω	Kistler S6XT	°, °/s	0 bis 360°, –	–
Translatorische Beschleunigungen a_x, a_y, a_z	Systron Donner Motion Pak II	m/s ²	+3 g	+/-5 %
Drehraten $\omega_x, \omega_y, \omega_z$	Systron Donner Motion Pak II	°/s	+/-75 °/s	+/-6 %
Lenkwinkel δ	Leitplastikpotentiometer	°	–	–
Reifeneinfederung d	Corrsys-Datron HF-500C	m	0,125 bis 0,625 m	+/-0,2 %

Der translatorischen Bewegung ist bei Kurvenfahrt eine Gierbewegung überlagert und da sich der Geschwindigkeitssensor nicht im Aufstandspunkt des Rades befindet, ist eine Korrektur des gemessenen Signals notwendig. Durch Rollen und

Nicken entstehen weitere Verfälschungen. Mit Hilfe der Drehraten, die eine Inertialplattform aufnimmt, können diese Überlagerungen jedoch herausgerechnet werden. Der Geschwindigkeitssensor erfasst die Summe aus translatorischen und rotatorischen Geschwindigkeiten, **Gl. (2)**.

$$\vec{v}_{Sensor} = \vec{v}_{transl} + \vec{v}_{rot} \quad (2)$$

Die rotatorischen Geschwindigkeiten ergeben sich aus dem Vektorprodukt von Drehraten und Ortsvektor zwischen Mess- und Bezugspunkt, **Gl. (3)**.

$$\vec{v}_{rot} = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} r_1 \\ r_2 \\ r_3 \end{bmatrix} \quad (3)$$

Für die longitudinale und laterale Geschwindigkeit des Hinterrades bleiben dann **Gl. (4)** und **Gl. (5)**.

$$v_{X,h} = v_{Sensor,X} - r_3 \cdot \omega_y + r_2 \cdot \omega_z \quad (4)$$

$$v_{Y,h} = v_{Sensor,Y} - r_1 \cdot \omega_z + r_3 \cdot \omega_x \quad (5)$$

Schräglaufwinkel und Schwimmwinkel lassen sich aus dem Tangens von Quer- zu Längsgeschwindigkeit ermitteln.

Der Schräglaufwinkel des Vorderrades wird auf die gleiche Weise bestimmt. Der Sensor ist dazu am Radträger befestigt. In dieser Konfiguration kann sich das Rad allerdings um die Hochachse unabhängig zum Fahrzeugrumpf bewegen. Die Gleichungen zur Korrektur von Längs- und Quergeschwindigkeit müssen daher um die Lenkgeschwindigkeit erweitert werden, **Gl. (6)** und **Gl. (7)**.

$$V_{X,h} = V_{Sensor,X} - r_3 \cdot \omega_Y + r_2 \cdot \left(\omega_Z + \frac{d\delta}{dt} \right) \quad (6)$$

$$V_{Y,h} = V_{Sensor,Y} - r_1 \cdot \left(\omega_Z + \frac{d\delta}{dt} \right) + r_3 \cdot \omega_X \quad (7)$$

In einigen Messungen standen zwei Geschwindigkeitssensoren zur Verfügung, so dass beide Schräglaufwinkel gleichzeitig erfasst werden konnten. Alternativ können mit einem Geschwindigkeitssensor beide Schräglaufwinkel durch Messung des einen und Berechnung des anderen erfasst werden. Nähere Angaben zum Sensor zeigt Tabelle 2.

Inertialplattform

Die Inertialplattform ist eine robuste Einheit, die nach Herstellerangaben möglichst im Fahrzeugschwerpunkt verbaut werden soll. Auf diese Weise kann der Einfluss von Elastizitäten des untersuchten Körpers eliminiert werden. Im Falle des Versuchsfahrzeugs müsste der Sensor im Rumpf verbaut werden. Der Rumpf eines Ackerschleppers kann jedoch als starr angesehen werden, somit ist die Winkelgeschwindigkeit an jedem Punkt gleich. Der Sensor befindet sich vom Schwerpunkt aus betrachtet direkt unter dem Rumpf. Die Plattform besteht aus drei axialen und drei Drehratensensoren auf MEMS-Basis.

Kraftmessfelgen

Die linke Seite des Ackerschleppers ist mit Kraftmessfelgen versehen, die in dieser Dimension erstmalig eingesetzt wurden. Kraftmessfelgen sind mit hohen Kosten verbunden und daher kein Standardwerkzeug in der Fahrdynamikanalyse. Ein breites Anwendungsspektrum sowie eine intelligente Konstruktion können eine Anschaffung dennoch rechtfertigen. Vornehmlich dienen sie der Aufnahme von Betriebslasten, was im Rahmen dieses Projektes auch intensiv erfolgte, aber nicht näher behandelt wird. An dieser Stelle auf die Literatur verwiesen [138]. Vielmehr beschreibt diese Arbeit alternative Anwendungen, wie die Reifenparameteridentifikation, die Bestimmung von Abrollradien oder Aussagen über Verspannungen im Antriebsstrang.

Im Gegensatz zu Kraftmessfelgen von Forschungseinrichtungen ist dieses industrielle System modular aufgebaut, **Bild 7** [139-142]. Grundlage ist ein Standardfelgenreif (1), in den ein Flansch (2) eingeschweißt wird. Durch freies Positionieren des Flansches bleibt die originale Einpresstiefe beibehalten. Sechs Kraftmessdosen (5) sind auf dem Umfang verteilt und zwischen zwei Trägerplatten (3 und 4) montiert. Diese werden wiederum in den Felgenreif geschraubt. Sämtliche Kräfte fließen damit vom Reifen über die Kraftmessdosen in die Nabe. In den Kraftmessdosen befinden sich Dehnungsmessstreifen. Drei Vollbrücken erfassen die Verformungen in den drei Hauptrichtungen. Die Ausgangssignale werden innerhalb der Kraftmessdose digitalisiert und an die Nabenelektronik (7) übergeben. Die Weiterleitung an die zentrale Messdatenerfassung erfolgt über die Telemetrie (8).

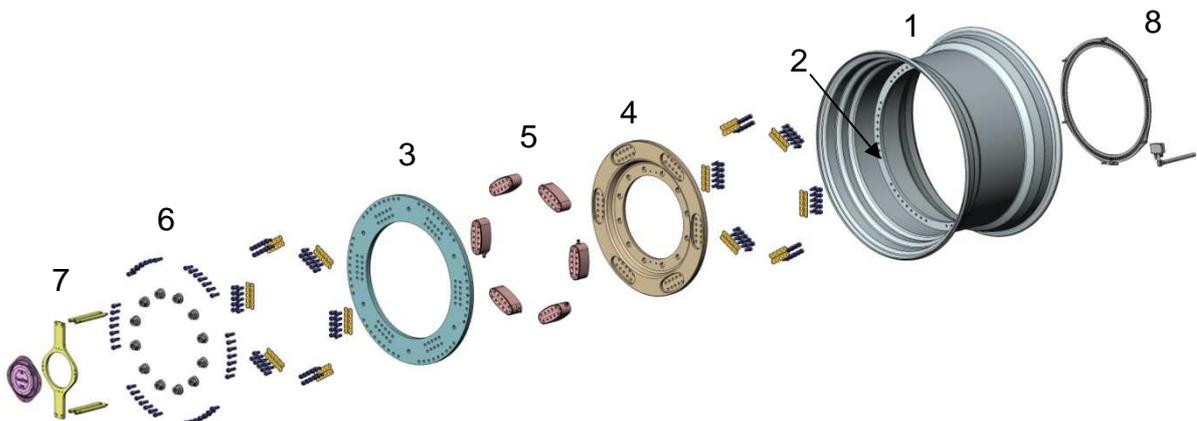


Bild 7: 23x34" Kistler Messfelge S6XT

Neben der Modularität weist dieses Messsystem noch weitere Vorteile gegenüber existierenden Systemen auf:

- Kompaktheit
- Möglichkeit Zwillingsreifen und Radgewichte zu montieren
- Erfassung aller Kräfte und Momente
- Technische Betreuung durch ein Unternehmen
- Annähernde Beibehaltung von Geometrie und Massen im Vergleich zur Originalfelge [141]
- Ausgereifte Technik

Lenkwinkelsensor

Beim Lenkwinkelsensor handelt es sich um ein Leitplastikpotentiometer, das den Weg des Lenkzylinders aufzeichnet. Das Fahrzeug verfügt nicht über ein Lenktrapez, sondern über ein Lenkviereck. Anders als bei der Auslegung nach Ackermann liefert eine Kalibriergerade ausreichende Genauigkeit auch bei großen Lenkwinkeln, **Bild 8**.

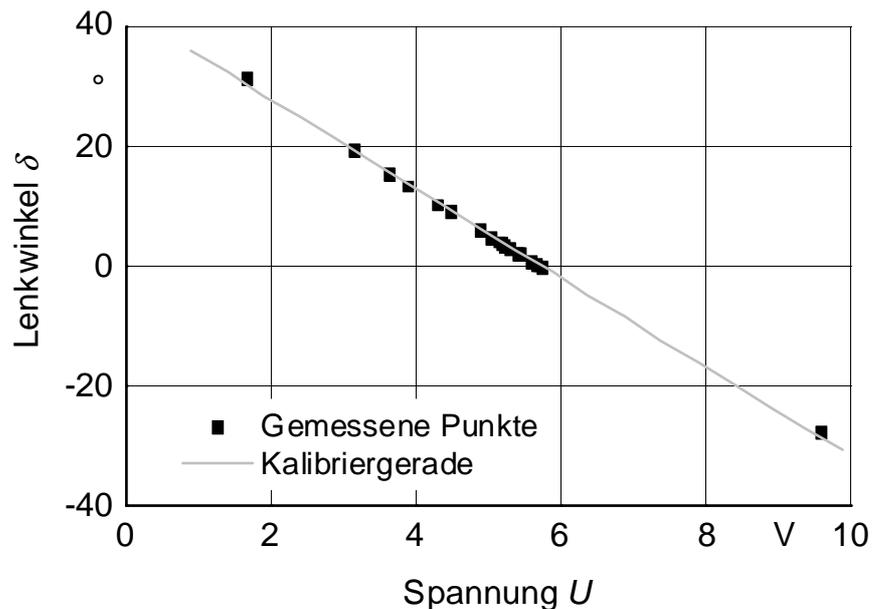


Bild 8: Kalibriergerade des Lenkwinkelsensors

Reifeneinfederung

Der Radträger vorne links verfügt über einen Laser-Distanzsensor, der den Abstand zum Boden misst. Gemeinsam mit dem Signal der Kraftmessfelge kann ein Zusammenhang zwischen Einfederung und vertikaler Reifenkraft ermittelt werden.

Eine Übersicht über die Position der einzelnen Sensoren ist in **Bild 9** zu finden.

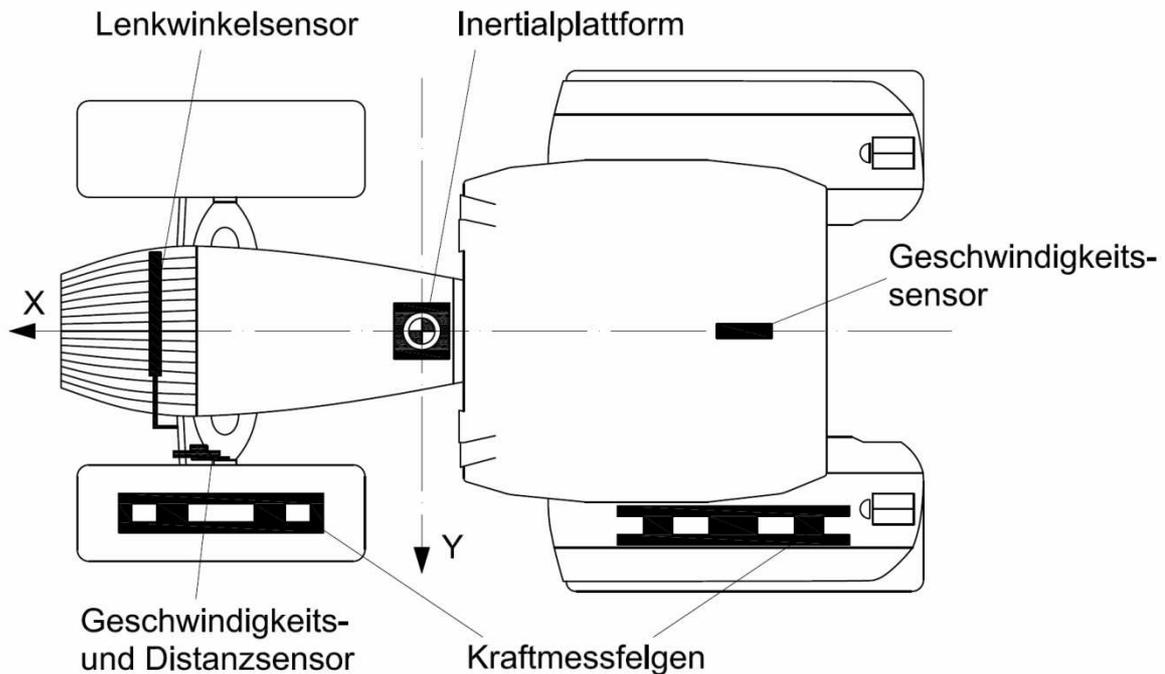


Bild 9: Verteilung der Sensoren am Fahrzeug

Messdatenaufzeichnung und -analyse

Bild 10 zeigt das Blockschaltbild der gesamten Messkette. Sämtliche Messsignale werden im Datenlogger Personal Daq 3000 von IOtech digitalisiert und anschließend mit der Software DasyLab von Measx in *.asc-Dateien gespeichert. Die Abtastfrequenz kann nicht höher als 200 Hz gewählt werden, da der Datenlogger bei Verwendung der oben erwähnten Messsoftware eine Überabtastung (Oversampling) verlangt.

Die Messdatenaufbereitung und -analyse erfolgt in Matlab. Aus der inertialen Messeinheit gehen drei axiale Beschleunigungen und drei Drehraten hervor, die allerdings driften. Diese Drift kann einerseits durch Abgleich kurz vor Durchführung der Messung erfolgen, andererseits ebenso im Nachhinein. In diesem Fall wird der Mittelwert der ersten sechs Sekunden berechnet und die Abweichung danach um diesen Wert korrigiert. Voraussetzung dafür ist, dass das Fahrzeug in den ersten sechs Sekunden während der Messung möglichst steht.

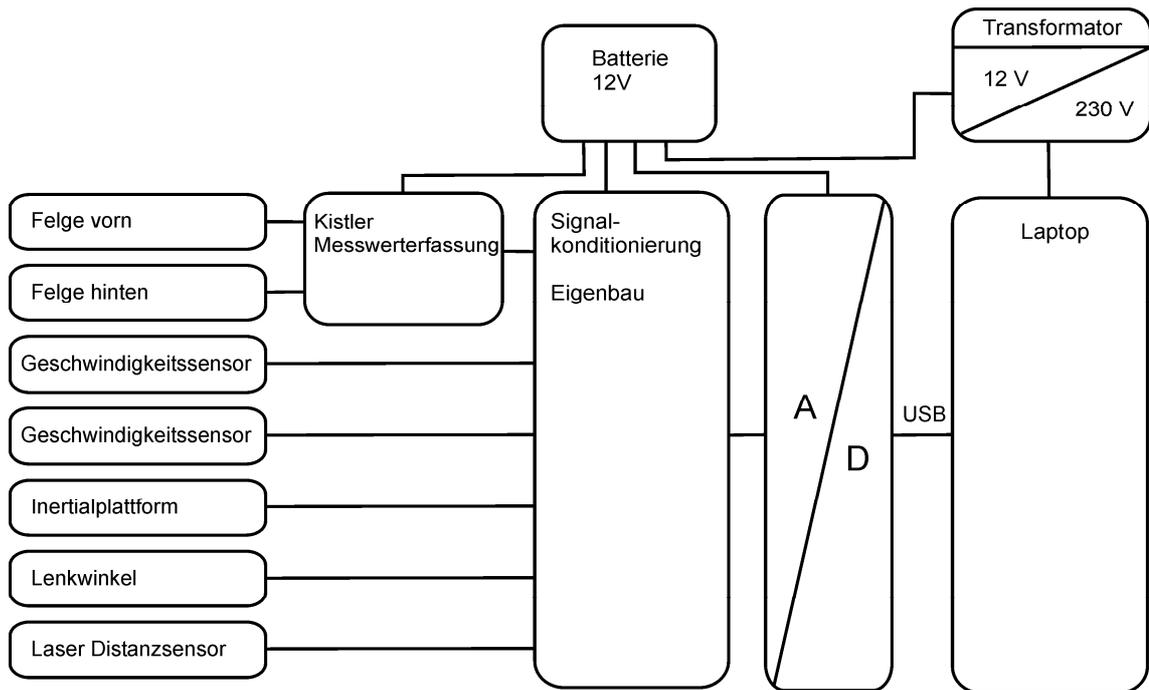


Bild 10: Blockschaltbild der Messkette

Anschließend durchlaufen alle Kanäle eine Tiefpassfilterung. Grundlage ist der digitale Tschebyscheff-Filter vom Typ II, der gegenüber dem Filter vom Typ I die Welligkeit im Sperrbereich und nicht im Durchlassbereich besitzt. Die Restwelligkeit im Sperrbereich wird um 50 dB abgeschwächt, die Ordnung des Filters ist zwei und die Eckfrequenz liegt bei 8 Hz. In einem weiteren Schritt erfolgt die Kompensation der entstandenen Phasenverschiebung.

Ebenfalls wichtig ist die Korrektur der vertikalen Reifenkraft. Die mit den Kraftmessfelgen gemessene Kraft ist nicht die Radlast. Hierzu müssen zum erfassten Signal die Hälfte des Gewichts der Messdosens und die Gewichte von Felgenring, äußerer Trägerplatte, Schrauben und Reifen addiert werden, vgl. Bild 7. Diese Anpassung berücksichtigt keine dynamischen Effekte. Bei kleinen Beschleunigungen ist der dadurch entstehende Fehler tolerierbar, bei größeren Beschleunigungen erfolgt eine gesonderte Betrachtung. Die Unterschiede zwischen Reifen- und Nabenkraft sind in Kap. 4.2 näher beschrieben.

3.3 Fahrmanöver und Messmethoden

In Kapitel 2.3 wurden die für das Hohenheimer Reifenmodell benötigten Parameter bereits vorgestellt. Anders als für die Modellierung ist für die Parameterermittlung eine Systematisierung nach der Beschaffungsart sinnvoll, **Bild 11**. Hieraus ergeben sich analog vier Felder. Einige Werte können aus der Geometrie des Reifens leicht gemessen oder aus Literaturangaben übernommen werden. Andere werden an den Prüfständen in Versuchen ermittelt. Sofern dies nicht gelingt, besteht die Möglichkeit, Parameter aus einem Abgleich zwischen Messung und Simulation zu iterieren oder zu schätzen.

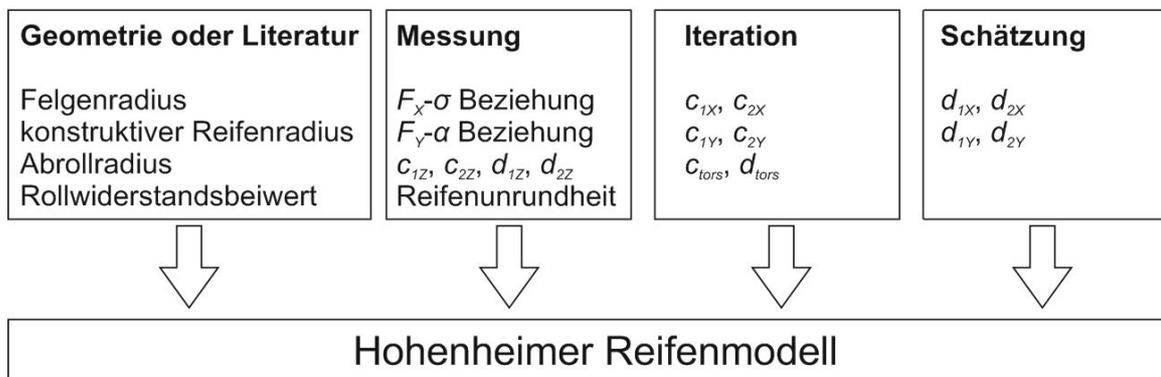


Bild 11: Systematisierung der Parameter für das Hohenheimer Reifenmodell nach der Art ihrer Beschaffung

Ziel dieser Arbeit ist die alternative Bestimmung der bisher aus Prüfstandsmessungen ermittelten Reifenkenngrößen (zweites Feld von links in Bild 11) durch Versuchsfahrten. Wegen der Einfachheit der Identifikation von Rollradius und Rollwiderstandsbeiwert werden diese ebenfalls experimentell erfasst. Speziell bei großvolumigen, langsam rollenden Reifen hat die Unrundheit einen erheblichen Einfluss auf das vertikale Reifenverhalten. Die Ermittlung der geometrischen Unrundheit erfolgt ebenfalls am Fahrzeug und damit ohne Prüfstand, jedoch mit zusätzlicher Messtechnik. Die beiden Parameterfelder Iteration und Schätzung werden nicht behandelt. Diese Werte sind bereits am Prüfstand schwer zu bestimmen. Das Versuchsfahrzeug verfügt über deutlich mehr Freiheitsgrade und erhöht die Unschärfen eines iterativen Abgleichs zusätzlich. Simulationsläufe mit dem Mehrkörpermodell des Versuchsfahrzeugs haben gezeigt, dass longitudinale,

laterale und Torsionssteifigkeits- und Dämpfungsvariation sich nur sehr gering auf das Simulationsergebnis auswirken. Die Verwendung von geschätzten Werten führt damit zu einer deutlichen Verkürzung des Parametrierungsprozesses bei annähernd gleichbleibender Qualität.

Anders als bei Ferhadbegović dargestellt [61], wird die Vertikalkraft nicht nach der von Plesser aufgestellten **Gl. (8)** beschrieben.

$$F_Z(t) = c_{1Z} \cdot f_Z(t)^{c_{2Z}} + d_{1Z} \cdot \frac{1}{v(t)^{d_{2Z}}} \cdot \frac{d}{dt} \cdot f_Z(t) \quad (8)$$

Der Exponentialterm für die Dämpfung kann durch eine von Rechnern leicht auszulesende Wertetabelle ersetzt werden. Der ursprüngliche von Langenbeck gewählte Ansatz ist damit ausreichend, **Gl. (9)**.

$$F_Z(t) = c_{1Z} \cdot f_Z(t)^{c_{2Z}} + d_Z(v) \cdot \frac{d}{dt} \cdot f_Z(t) \quad (9)$$

Hierdurch können die bei den einzelnen Geschwindigkeiten ermittelten Dämpfungswerte direkt in die Wertetabelle eingetragen werden. Dieser Ansatz ist einfacher, schneller und genauer.

3.3.1 Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie

Bei der hier vorgestellten Methode zur Erfassung der stationären Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie handelt es sich um eine rein messtechnische Methode. Dies bedeutet, dass die lateralen Reifenkennwerte eines messtechnisch ausgestatteten Fahrzeugs ohne Kenntnis seiner Geometrie, Massen und Massenträgheitsmomente ermittelbar sind. Gerade die Massenträgheitsmomente sind bei landwirtschaftlichen Fahrzeugen oft nicht bekannt und auch nur mit hohem Aufwand bestimmbar, vgl. Kap. 5.2.1.

Die von Kollreider vorgestellte Methode bedarf keiner Kraftmessfelgen [110]. Allerdings benötigt Kollreider ein Einspurmodell des Fahrzeugs zur Berechnung

der Seitenkräfte einer Achse. Dazu ist es notwendig, die longitudinalen und lateralen Reifenparameter auf Schräglaufwinkelsteifigkeit c_Y und Schlupfsteifigkeit c_X zu linearisieren. Ein zusätzliches Zweispurmodell dient zur Berechnung aller vier Radaufstandskräfte. Vereinfachend wird das Fahrzeug als symmetrisch und steif angesehen. Die Aufteilung der Seitenkraft einer Achse auf die beiden Räder erfolgt entsprechend der Radlasten durch lineare Interpolation. Diese Vorgehensweise kann das radlastdegressive Verhalten der Seitenkraft nicht berücksichtigen. Dennoch konnten mit dieser Methode beeindruckende Ergebnisse erzielt werden.

Ein weiterer Unterschied zu Personenkraftwagen sind die hohen Radlastvariationen durch Anbaumöglichkeiten an Front- und Heckkraftheber oder der Einsatz von Felgengewichten. Allein die Tankfüllung bedeutet einen Massenunterschied von ca. 550 kg. Die Möglichkeit Gewichte an Front- und Heckkraftheber anzubringen wird ausgenutzt, um unterschiedliche Radlasten zu realisieren und so den Einfluss der Radlast auf die Seitenkraftübertragung mit zu berücksichtigen. Somit ist es zusätzlich möglich, mehrere Schräglaufwinkel bei einer Radlast zu realisieren.

Für die Messfahrten ist kein spezielles Prozedere notwendig. Um große Schräglaufwinkel messen zu können, muss das Fahrzeug in entsprechende Situationen gebracht werden. Zusätzlich sind möglichst stationäre Zustände anzustreben, da das Gesamtfahrzeug aus mehreren gekoppelten Einzelkörpern besteht und deren dynamische Anregung die Messung in der Nabe beeinflussen kann, vgl. Kap. 3.3.5. Die beste Möglichkeit große Schräglaufwinkel unter stationären Bedingungen zu erzeugen, ist die stationäre Kreisfahrt. Wegen der großen Maße des Fahrzeugs waren diese Manöver weder in der Umgebung des Institutsgeländes, noch bei der Agco GmbH möglich. Selbst bei Goodyear in Colmar-Berg sind Kreisfahrten auf der Versuchsstrecke nicht erlaubt, da Fahrzeuge nur in eine Richtung bewegt werden dürfen. Slalomfahrten hingegen erfüllen alle Richtlinien und ermöglichen dennoch ausreichend hohe Querschleunigungen.

Die Messfahrten erfolgten mit verschiedenen Ballastierungen und Luftdrücken. Das Anbringen von Gewichten an Front- und Heckkraftheber ergab folgende stationäre Radlasten, **Tabelle 3**.

Tabelle 3: Ballastierungen und Radlasten der linken Fahrzeugseite

Ballastierung vorn/hinten	F_z LF [kN]	F_z LR [kN]
leer / leer	22,6	28,2
2,5 t / leer	42	21,6
leer / 2,3 t	16,6	45
leer / 4 t	12	60
2,5 t / 2,3 t	37,5	38,3

Die Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie ist von der Fahrgeschwindigkeit unabhängig. Die Einhaltung einer bestimmten Geschwindigkeit ist daher nicht zu beachten. Der Fokus liegt vielmehr darauf, möglichst viele Schräglaufwinkel abzudecken. Am besten eignen sich dazu unterschiedliche Fahrgeschwindigkeiten und Einlenkgeschwindigkeiten. Der gesamte Geschwindigkeitsbereich lag zwischen 0 und 53 km/h. Hierbei erreichte das Fahrzeug seine fahrdynamischen Grenzen, zu erkennen an sehr geringen Radlasten des kurveninneren Hinterrades. Eine Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit, eine Steigerung der Lenkgeschwindigkeit oder eine Verkleinerung des Kurvenradius hätten zum Umsturz des Fahrzeugs geführt.

Die Parametrierung eines Reifens für das Hohenheimer Reifenmodell gilt stets für einen Untergrund und einen Luftdruck. Im Rahmen dieser Untersuchungen erfolgten alle Versuche auf trockenem Asphalt. Die Auswertung einer Messreihe nach Seitenkraft und Schräglaufwinkel ist in **Bild 12** dargestellt.

Es ist ein stetiger Verlauf zu erkennen. Jedoch ist die Punktwolke unsymmetrisch. In Rechtskurven wird ein negativer Schräglaufwinkel aufgezeichnet. Die Radlast nimmt mit Vergrößerung des Schräglaufwinkels zu. In Linkskurven tritt entsprechend ein positiver Schräglaufwinkel auf und die Radlast nimmt ab. Das bedeutet, dass sich die Punktwolke nicht einer Radlast zuordnen lässt und daher nicht mit den bekannten Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinien verwechselt werden darf. Die Kraftmessräder erfassen jedoch zusätzlich auch die Radlast zu jedem Zeitpunkt. Damit lassen sich jedem Messpunkt die Informationen Radlast, Seitenkraft und Schräglaufwinkel zuordnen.

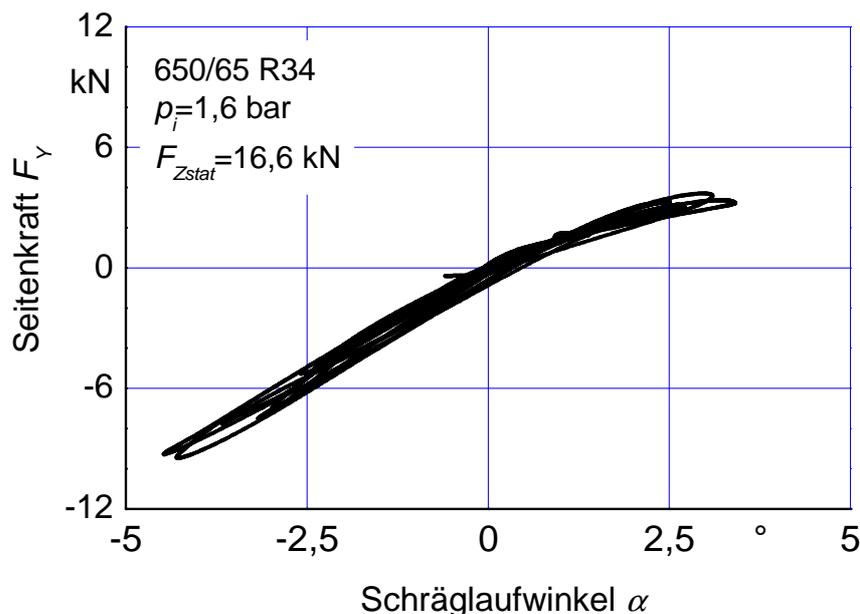


Bild 12: Seitenkraft über Schräglaufwinkel einer Messreihe bei dynamisch veränderlicher Radlast

Die Untersuchungen von Barreilmeyer [142-145] und Schlotter [40,41,146-148] haben gezeigt, dass die Sortierung dieser Messpunkte nach der Radlast allein nicht ausreicht, um die stationäre Seitenkraft-Schräglaufwinkelcharakteristik zu ermitteln. Barreilmeyer untersuchte die Kräfte an gelenkten und angetriebenen Ackerschlepperrädern. Die instationäre Schräglaufwinkeländerung führt zu einer Verzögerung des Seitenkraftaufbaus. Der Effekt wird verstärkt durch die Vergrößerung der Schräglaufwinkelgeschwindigkeit und reduziert durch die Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit.

In **Bild 13** sind Versuchsergebnisse von Barreilmeyer [143], ermittelt mit der Einzelradmesseinrichtung, dargestellt. Je nach Kombination von Fahr- und Schräglaufwinkelgeschwindigkeit kann die Abweichung von der mit Quadraten gekennzeichneten stationären Kennlinie beträchtlich werden. Daher ist die Beachtung der Schräglaufwinkelgeschwindigkeit auch für die Auswertung der Versuche mit dem Gesamtfahrzeug bedeutsam.

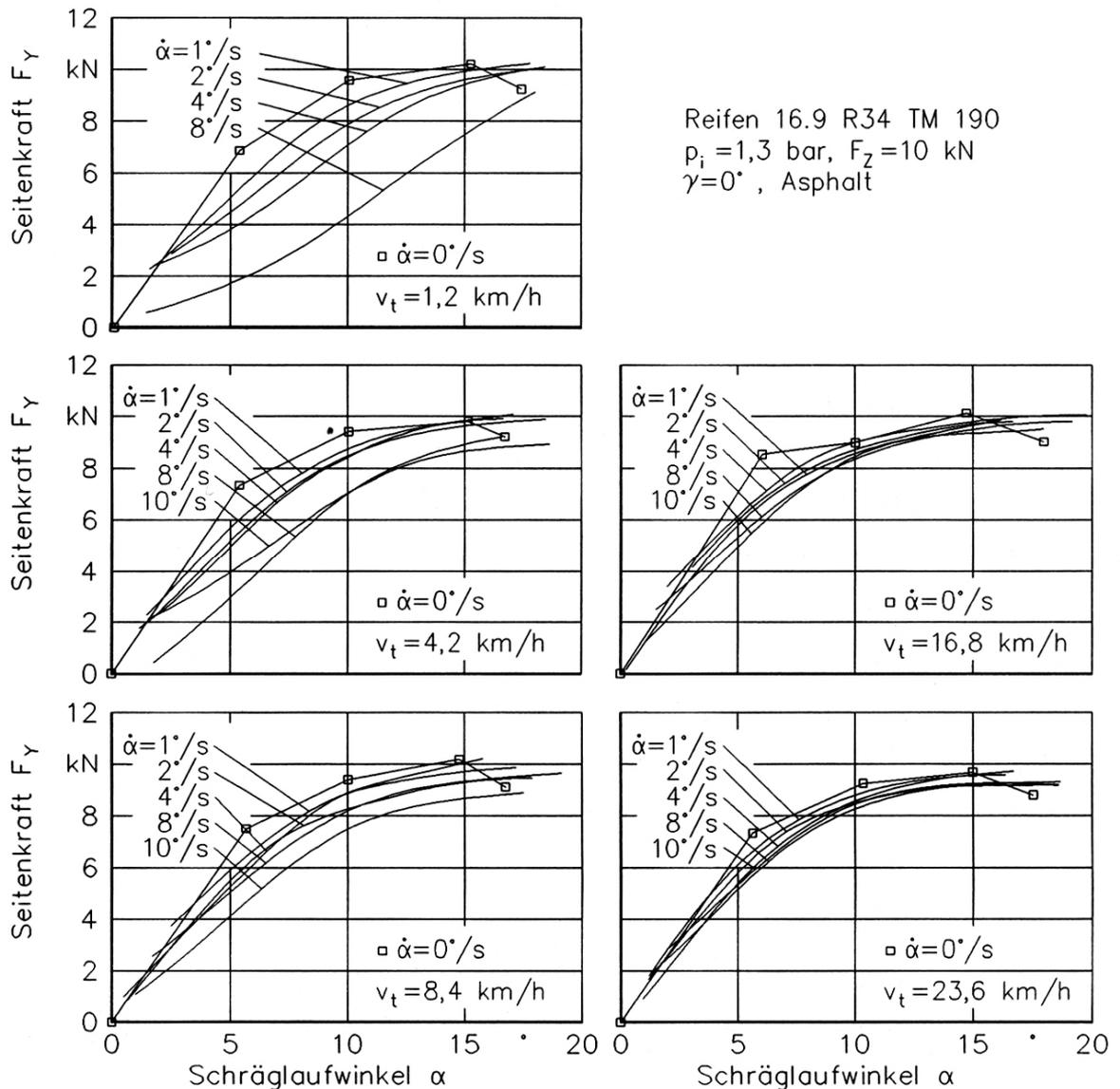


Bild 13: Einfluss der Fahr- und Schräglaufwinkelgeschwindigkeit auf den Seitenkraftaufbau [143]

Durch Setzen der in **Gl. (10)** dargestellten Bedingung können Messpunkte mit zu hoher Schräglaufwinkeldynamik herausgefiltert werden. Hierbei finden nur Messpunkte Berücksichtigung, deren Betrag der Schräglaufwinkelgeschwindigkeit $\left| \frac{d}{dt} \alpha \right|$ unterhalb des frei wählbaren Grenzwertes $L \frac{d}{dt} \alpha$ liegt. Im Extremfall kann die Datenmenge auf Messpunkte mit quasistationärem Schräglauf reduziert werden.

$$\left| \frac{d}{dt} \alpha \right| \leq L_{\frac{d}{dt} \alpha} \quad (10)$$

Einen ähnlichen Zusammenhang stellte Schlotter bzgl. Radlastschwankungen fest [40,41,146]. Mit Hilfe der Einzelradmesseinrichtung, vgl. Kap. 4.2, wurde das Messrad mit unterschiedlichen Frequenzen ent- und belastet und bei Beaufschlagung mit einem Schräglaufwinkel der Verlauf der Seitenkraft gemessen.

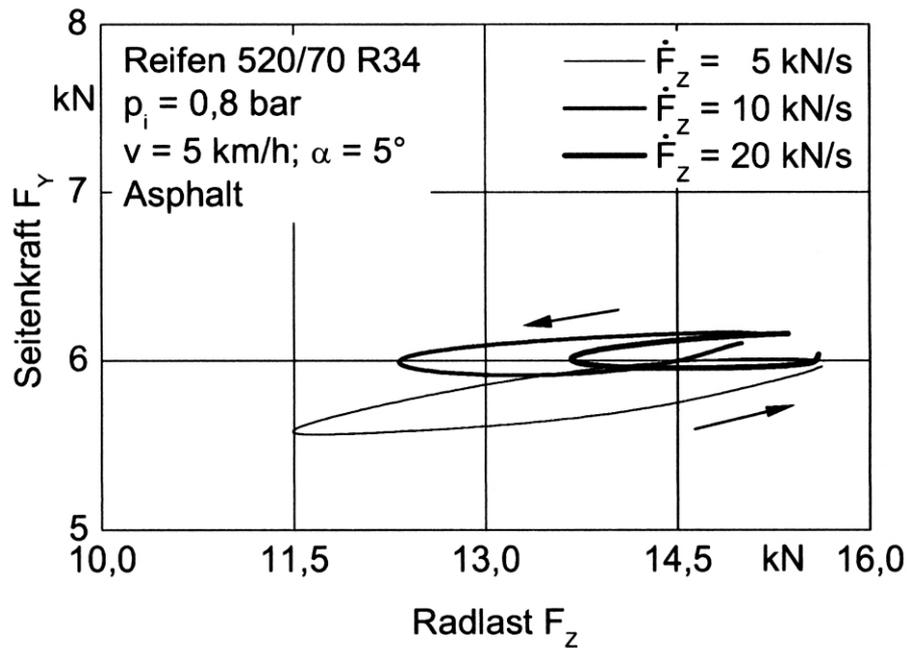


Bild 14: Einfluss der Radlastgeschwindigkeit auf die Seitenkraft bei konstantem Schräglaufwinkel [40]

Eine Erhöhung der Radlastgeschwindigkeit führt dazu, dass die Seitenkraft weniger stark sinkt als bei niedrigen Radlastgeschwindigkeiten und zusätzlich die Minima von Radlast und Seitenkraft zeitlich verschoben auftreten. Ähnlich wie zuvor für die Schräglaufwinkeldynamik kann auch die Radlastdynamik durch eine Bedingung, **Gl. (11)**, eingeschränkt werden. Der Grenzwert $L_{\frac{d}{dt} F_z}$ ist wiederum frei wählbar und beschränkt die auswertbare Datenmenge auf Messpunkte, deren Betrag der Radlastgeschwindigkeit $\left| \frac{d}{dt} F_z \right|$ unterhalb des Grenzwertes $L_{\frac{d}{dt} F_z}$ liegt.

$$\left| \frac{d}{dt} F_z \right| \leq L_{\frac{d}{dt} F_z} \quad (11)$$

Ein dritter störender Effekt ist die Überlagerung durch die Längskraft. Längskräfte treten am angetriebenen Rad in Form von Trieb- und Bremskräften, am gezogenen Rad in Form von Rollwiderstandskräften, auf, vgl. Kap. 3.3.2 und Kap. 3.3.4. Die Überlagerung einer Längskraft führt zur Reduzierung der übertragbaren Seitenkraft, bekannt aus dem Kamm'schen Kreis. Selbst bei Messungen der Seitenkraft mit Einzelradmesseinrichtungen kommt es durch den Rollwiderstand des Reifens zu geringen Längskräften. Der Kamm'sche Kreis ist trotz seines Namens eher eine Ellipse, deren flache Seiten im Bereich kleiner Längskräfte liegen. Daher beeinflussen diese die Übertragung der Seitenkraft kaum. Bei der Vermessung des angetriebenen Rades am Fahrzeug kann es jedoch zu erheblichen Längskräften kommen. Dieser Effekt kann prinzipiell durch eine „weiche“ Fahrweise, also wenig Beschleunigungen, klein gehalten werden. Dennoch können größere Längskräfte, bspw. durch Bremseingriffe, auftreten und die übertragbaren Seitenkräfte beeinflussen. In der Versuchsauswertung muss daher der Betrag der überlagerten Längskraft $|F_{XSuperp}|$ auf einen zulässigen Höchstwert $L_{F_{XSuperp}}$ begrenzt werden. Dies geschieht durch die in **Gl. (12)** dargestellte Bedingung.

$$|F_{XSuperp}| \leq L_{F_{XSuperp}} \quad (12)$$

Reifenkennfelder wie das in **Bild 15** zeigen neben der Ellipsenform zusätzlich eine Asymmetrie, die in ähnlicher Art auch in anderen Arbeiten zu finden ist [47,145]. Das Maximum der Seitenkraft befindet sich bei leicht negativer Triebkraft. Als Grund werden in [143] Unterschiede im Kontaktflächenbereich zwischen Reifen und Boden genannt. Im Bremsbereich wird die übertragbare Seitenkraft durch eine zusätzliche Längskraft in geringerem Maße reduziert als im Triebbereich, da die Kontaktfläche bei negativem Schlupf größer ist. Nach Bild 15 ist sogar eine Steigerung der Seitenkraft möglich. Dass die Größe der Kontaktfläche für die Seitenkraftübertragung maßgeblich ist, wird in Kap. 6.1.3 ausführlich beschrieben. Die Asymmetrie ist bei kleinen Schräglaufwinkeln schwächer ausgeprägt als bei größeren. Ein Vergleich dreier Reifenkennfelder aus der Literatur [35, 39, 143] liefert

konkrete Werte zum Einfluss der Triebkraft auf die übertragbare Seitenkraft und im Besonderen auch zur Asymmetrie des Kennfeldes. Bei einem betrachteten Schräglaufwinkel $\alpha = 4^\circ$ weist die in Bild 15 dargestellte Kennlinie die größte Asymmetrie auf. Bezogen auf die Seitenkraft F_Y bei null Triebkraft F_T ergibt sich bei einer Triebkraft $F_T = -5$ kN eine Erhöhung der Seitenkraft F_Y um 14 %, bei einer Triebkraft $F_T = 5$ kN eine Verringerung der Seitenkraft F_Y um 35 %.

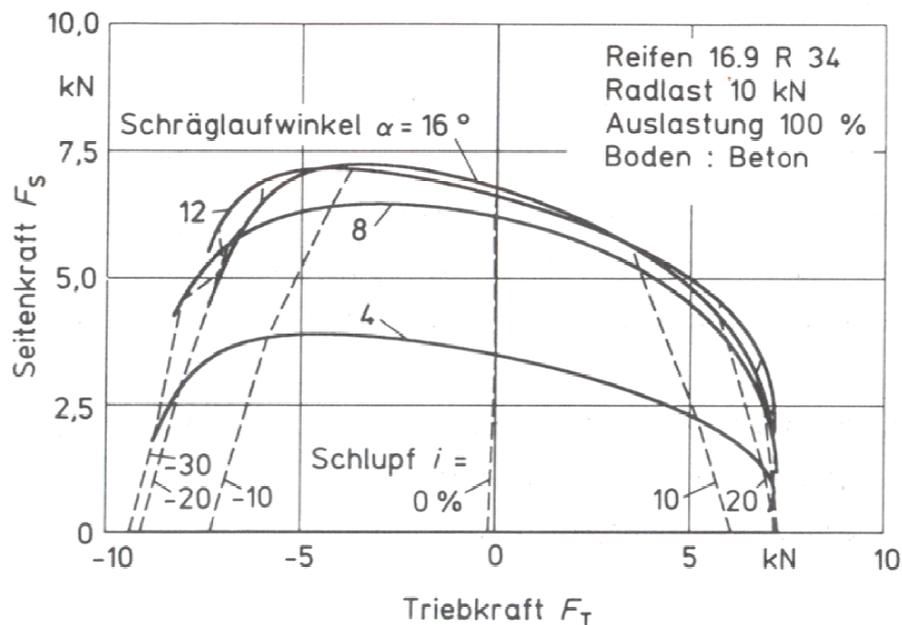


Bild 15: Reifenkennfeld, aufgenommen auf Beton [35]

Wie stark die Einflüsse der überlagerten Längskraft und auch der beiden anderen Einflüsse tatsächlich sind, zeigt der Vergleich verschiedener Ergebnisse in Kap. 6.1.

Mit Hilfe einer in Matlab programmierten Auswerterroutine erfolgt die Analyse der Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie, **Bild 16**. Zunächst werden alle Messungen zu einem Reifentyp und einem Luftdruck eingeladen und nach Kap. 3.2 aufbereitet. Schräglaufwinkel- und Radlastgeschwindigkeit sowie überlagerte Längskraft werden wie in Gl. (10) bis Gl. (12) beschrieben begrenzt. Die absoluten Werte können frei gewählt werden, alle drei Bedingungen werden durch ein „oder“ verknüpft. Aus den verbleibenden Messwerten werden schließlich diejenigen einer bestimmten Radlast ausgewählt. Durch Eingabe einer Toleranz für die zu filternde

Radlast kann die Menge an Daten vergrößert werden. Eine zu groß gewählte Toleranz reduziert hingegen die Genauigkeit des Ergebnisses.

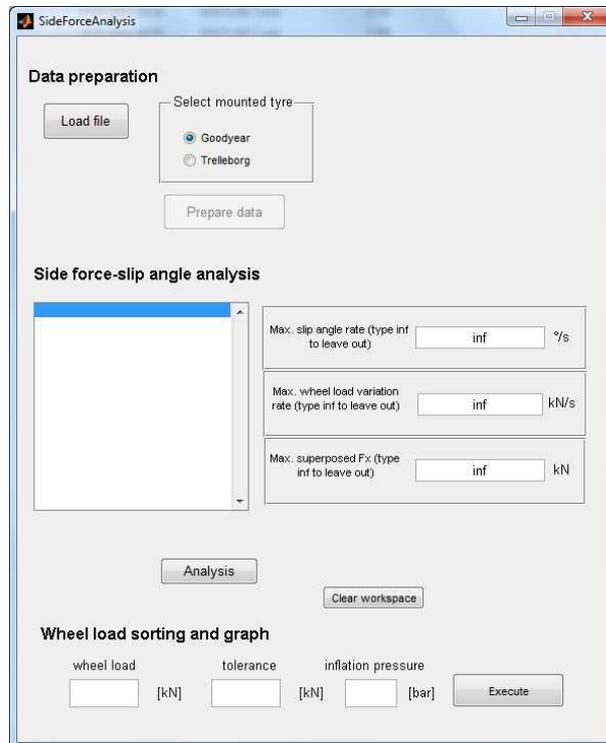


Bild 16: User-Interface der Routine zur Analyse der Seitenkraftcharakteristik

3.3.2 Dynamischer Abrollradius und Rollwiderstandsbeiwert

Der dynamische Abrollradius ist ein wichtiger Parameter zur Berechnung des Schlupfes. Im Falle des Hohenheimer Reifenmodells fließt er außerdem in die Berechnung der longitudinalen und lateralen Deformationsgeschwindigkeiten sowie der longitudinalen Gleitgeschwindigkeit mit ein.

Der Abrollumfang ist keine Reifenkonstante, sondern reagiert auf äußere Einflüsse. Ein höherer Fülldruck dehnt den Reifen und vergrößert damit in geringem Maße seinen Umfang und damit auch Abrollumfang. Die Steigerung der Fahrgeschwindigkeit verursacht Fliehkräfte, die ebenfalls eine Vergrößerung des Reifendurchmessers verursachen. Dieser Effekt ist bei Radialreifen aber weit weniger ausgeprägt als bei Diagonalreifen [149]. Ackerschlepperreifen erreichen jedoch keine Geschwindigkeiten, bei denen relevante Kräfte entstehen könnten. Eine steigende Radlast führt zur Eindrückung des Reifens und lässt eine Abnahme des

Abrollradius vermuten. Da der Gürtel des Reifens jedoch wie ein Bandlaufwerk abrollt, ist dieser Einfluss nur schwach ausgeprägt.

Sämtliche Einflüsse bewirken damit nur eine kleine Änderung des dynamischen Abrollradius und rechtfertigen den Rückgriff auf Herstellerangaben. Möchte man den Abrollradius allerdings messen, so ist dies mit Hilfe der Messfelgen in Kombination mit dem Geschwindigkeitssensor besonders einfach. Eine Ableitung des Abrollradius nur aus anderen physikalischen Größen, also ohne Erfassung des zurückgelegten Weges, ist nach Persson [150] nicht möglich.

Die Ermittlung des Abrollradius muss bei Nullschlupf erfolgen. Auf unnachgiebigem Untergrund gibt es zwei verschiedene Nullschlupfdefinitionen, die Schreiber übersichtlich zusammengestellt hat [151,152].

1. ASABE Standard 296.5 [153]

- a) Ein Rad, das nur soweit angetrieben wird, dass es seinen eigenen Rollwiderstand überwindet, rollt schlupflos ab. Es können keine Längskräfte übertragen werden.
- b) Ein gezogenes und nicht angetriebenes Rad rollt schlupflos ab.

2. Schüring und Steinkampf [154-156]

Ein gezogenes und nicht angetriebenes Rad rollt unter geringem negativem Schlupf ab. Ein Rad, das nur soweit angetrieben wird, dass es seinen eigenen Rollwiderstand überwindet, rollt unter geringem positivem Schlupf ab. Genau zwischen beiden Fahrzuständen liegt der Schlupfnullpunkt.

Tabelle 4 verdeutlicht die unterschiedlichen Nullschlupfdefinitionen nach ASABE Standard 296.5 a,b) [153] sowie Schüring und Steinkampf [154-156] am Einzelrad und an einem Gesamtfahrzeug. Nach Definition 1a) und 2) wirken am angetriebenen Rad in Längsrichtung keine Kräfte. Das Triebmoment M_Y wird lediglich dazu verwendet, das Moment aus Bodenkraft F_B und Hebelarm der Radlast e zu überwinden. Im Gegensatz dazu existieren bei Definition 1b) Längskräfte in Nabe und Aufstandsfläche, die über den elastischen Reifen interagieren und Schlupf hervorrufen.

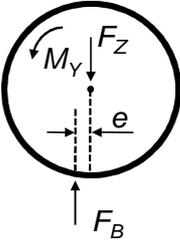
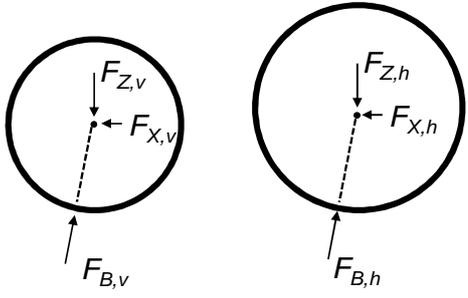
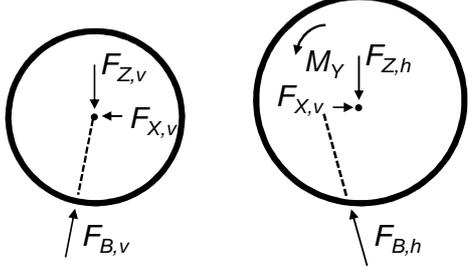
Zur Erläuterung der abweichenden Schlupftheorie zwischen 1a) und 2) stellt Steinkampf [156] ein Gedankenmodell auf, bei dem ein nur sich selbst antreibendes Rad auf starrem Untergrund rollt und dieser Untergrund im weiteren Verlauf immer nachgiebiger wird. Spätestens wenn das Rad bis zur Nabe eingesunken ist, wird es 100 % Schlupf aufweisen und stecken bleiben. Nach Schüring steigt der Schlupf nicht sprunghaft von 0 auf 100 % an, sondern wächst stetig mit der Nachgiebigkeit des Untergrundes. Da auch Asphalt nicht vollkommen starr ist, muss nach dieser Theorie das Abrollen auf Asphalt schlupfbehaftet sein.

In dieser Arbeit wird der Nullschlupf nach 1b) definiert. Hintergrund dessen ist, dass dies die einzige der drei genannten Definitionen ist, die sich mit einem Standardackerschlepper ohne Längsdifferential praktisch umsetzen lässt. Ein weiterer Vorteil der Verwendung dieser Definition liegt darin, dass mit nur geringem Messaufwand dieselbe Messung zur Bestimmung des Abrollradius auch zur Erfassung der Rollwiderstandskräfte an Vorder- und Hinterrad herangezogen werden kann. Dies entspricht der Intention dieser Arbeit: die praktikable und effiziente Parametrierung großer Ackerschlepperreifen.

Das mit konstanter Geschwindigkeit (10 km/h) gezogene Fahrzeug rollt in der Ebene. Die Allradkupplung ist geöffnet, damit keine Verspannungen im Antriebsstrang entstehen und alle Räder als gezogene Räder betrachtet werden können. Der Geschwindigkeitssensor zeichnet die Geschwindigkeit auf. Aus dem Integral des Messsignals für die Längskomponente lässt sich nach **Gl. (13)** der zurückgelegte Weg s bestimmen und aus dem Winkelsignal φ die Anzahl der Radumdrehungen x .

$$s = \int v_x dt \quad (13)$$

Tabelle 4: Nullschlupfdefinitionen nach ASABE 296.5 [153] und Schüring und Steinkampf [154-156] an den Beispielen eines sich selbst antreibenden Einzelrades, eines gezogenen Ackerschleppers und eines Hinterrad getriebenen Ackerschleppers

1a) ASABE 296.5	 <p>Angetriebenes Einzelrad</p>	Angetriebenes Rad rollt schlupflos ab. Es wirken keine Längskräfte.
2) Schüring und Steinkampf		Angetriebenes Rad rollt mit geringem positiven Schlupf ab. Es wirken keine Längskräfte.
1b) ASABE 296.5	 <p>Vorderrad Hinterrad</p> <p>Gezogenes Fahrzeug</p>	Gezogenes, nicht angetriebenes Rad rollt schlupflos ab.
2) Schüring und Steinkampf		Gezogenes, nicht angetriebenes Rad rollt unter geringem negativen Schlupf ab.
1b) ASABE 296.5	 <p>Vorderrad Hinterrad</p> <p>Hinterrad getriebenes Fahrzeug</p>	Vorderrad: Gezogenes, nicht angetriebenes Rad rollt schlupflos ab. Hinterrad: Ziehendes angetriebenes Rad rollt unter positivem Schlupf ab.
2) Schüring und Steinkampf		Vorderrad: Gezogenes, nicht angetriebenes Rad rollt unter leichtem negativen Schlupf ab. Hinterrad: Ziehendes, angetriebenes Rad rollt unter positivem Schlupf ab.

Der dynamische Abrollradius lässt sich über einen weiteren Rechenschritt, **Gl. (14)**, ermitteln.

$$r_{dyn} = \frac{s}{2\pi \cdot \chi} \quad (14)$$

Die in den Messrädern erfassten Längskräfte sind die Rollwiderstandskräfte des jeweiligen Rades, auf die Radlast bezogen ergibt sich direkt aus der Messung der Rollwiderstandsbeiwert, **Gl. (15-17)**.

$$F_{R,v} = F_{X,v} \quad (15)$$

$$F_{R,h} = F_{X,h} \quad (16)$$

$$\rho = \frac{F_R}{F_Z} \quad (17)$$

Bei einer angenommenen Radlast F_Z von 25 kN und einem ebenfalls angenommenen Rollwiderstandsbeiwert von 3 % ergibt sich eine Längskraft F_X von 0,75 kN. Dies entspricht 0,34 % des Messbereichs in Längsrichtung. Ungenauigkeiten im Messsystem wirken sich besonders bei kleinen Messwerten stark aus und bedürfen daher für die Rollwiderstandsmessung einer Betrachtung. Die Genauigkeit der Kraftmessfelgen, eine korrekte Zuordnung des Radkoordinatensystems zum Fahrzeugkoordinatensystem bei Inbetriebnahme vorausgesetzt, wird durch drei unterschiedliche Effekte bestimmt. Jede Messkomponente, also jede Kraft und jedes Moment, unterliegt einem Linearitätsfehler. Typisch sind Werte von etwa 0,2 % des jeweiligen Messbereichs. Zusätzlich gibt es im Kalibrierprotokoll eine Übersprechmatrix, bei der man das Übersprechen der gestörten Komponente in Abhängigkeit der verursachenden Komponente in Prozent angibt, bezogen auf die gestörte Komponente. Die verursachende Komponente ist in diesen Messungen die Radlast. Das analoge Lastsignal aus den Dehnungsmessstreifen muss vor der Digitalisierung gefiltert werden, während das Winkelsignal direkt digital vorliegt. Hierdurch gibt es eine zeitliche Verschiebung, die zu

einer unkorrekten Aufgliederung der Lastsignale in Vertikalkraft F_Z und Längskraft F_X führt. Dieser Fehler ist proportional zur theoretischen Geschwindigkeit v_{th} . Die Kompensation dieses Effekts durch künstliche zeitliche Verzögerung des Winkelsignals ist bei den in dieser Arbeit verwendeten Messrädern noch nicht umgesetzt.

Voraussetzung ist, dass die anderen Fahrwiderstandskräfte, **Gl. (18)**, vernachlässigt werden. Dies führt bei folgender Annahme zu einem systematischen Fehler von etwa 1 %.

$$F_{FW} = F_R + F_{LW} + F_a + F_{St} \quad (18)$$

Annahmen:

$$F_{LW} = \frac{\rho_L}{2} \cdot c_W \cdot A_{St} \cdot v^2 = \frac{1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{2} \cdot 0,5 \cdot 4 \text{ m}^2 \cdot (2,78 \text{ m/s})^2 \approx 10 \text{ N}$$

$$F_a = 0, F_{St} = 0, \text{ da unbeschleunigte Fahrt in der Ebene}$$

Grundsätzlich ist der Rollwiderstand von Reifendimension, Radlast, Fahrgeschwindigkeit, Fülldruck und Temperatur abhängig. Im Rahmen der Fahrdynamiksimulation sind jedoch nur Radlast, Fülldruck und Fahrgeschwindigkeit von Interesse. Barreilmeyer [143] und Mitschke [157] konnten bis 60 km/h keinen nennenswerten Einfluss der Fahrgeschwindigkeit auf den Rollwiderstand feststellen, weshalb nur die beiden anderen Einflüsse untersucht werden.

3.3.3 Unrundheit

Der Reifen hat einen wesentlichen Einfluss auf das Schwingungsverhalten eines Ackerschleppers. Nicht nur seine Feder- und Dämpfungseigenschaften sind dabei zu berücksichtigen, sondern auch verschiedene Imperfektionen in seiner Form und Gestalt. Grundsätzlich wird zwischen Unwuchten und Unrundheiten unterschieden. Auch auf absolut ebener Fahrbahn können diese Ungenauigkeiten bei bestimmten Fahrgeschwindigkeiten Eigenfrequenzen einzelner Fahrzeugbaugruppen anregen und sicherheitskritische Amplituden erzeugen. Dieser Effekt wurde bereits von Schrogl und Kising an zwei ähnlichen Flachbandprüfständen festgestellt

[10, 16, 17]. Beide bemerkten, dass angepasste Fahrgeschwindigkeit, Beladung, Reifeninnendruck und Profildesign die Anregung vermindern, aber nicht vermeiden können.

Sehr intensiv betrachtet wurden die Unrundheiten und Unwuchten von Ackerschlepperreifen von Yeh [158]. Mit Hilfe zweier Prüfstände (Reifenauswuchtprüfstand, Flachbandprüfstand) und einer schleppergezogenen Einzelradschwinge konnten Unrundheit und Unwucht getrennt voneinander dargestellt werden. Yeh erkannte, dass wegen der geringen Drehzahlen der Ackerschlepperreifen die Unwuchten nur eine untergeordnete Rolle spielen.

Unrundheiten können durch geometrische Unvollkommenheit von Felge und Reifen bedingt sein, aber auch eine Steifigkeitsvariation über den Abrollumfang kann als Unrundheit wahrgenommen werden. Selbst in der modernen Reifenproduktion lässt sich eine kleine Unrundheit trotz enger Fertigungstoleranzen nicht ganz vermeiden. Hinzu kommt, dass im Vergleich zu Pkw-Reifen die Handhabung von Ackerschlepperreifen durch ihre enorme Größe und das erhebliche Gewicht erschwert ist. Die geringeren Stückzahlen verhindern zudem eine stärkere Automatisierung, so dass ein Großteil der Fertigung in Handarbeit erledigt wird. Die Lauffläche wird inzwischen nahtlos auf den Reifen aufgebracht, allerdings kann es bei der Gürtelkonstruktion zu Materialanhäufungen kommen, wenn Anfang und Ende einer Gewebelage überlappen.

Yeh vermaß getrennt Reifen und Felgen mit einer Präzisionsmessuhr auf Höhen- und Seitenschlag. Der Höhenschlag erwies sich als Haupteinflussfaktor auf das Rundlaufverhalten. Nach Aufziehen des Reifens auf die Felge ergab eine weitere Messung, dass sich die Unrundheit der Felge annähernd vollständig auf den Reifen überträgt. Das im unbelasteten Zustand vermessene Rad wurde in einem Rundlaufversuch am Flachbandprüfstand mit 15 kN belastet und über die Einfederung erneut vermessen. Auch hier konnten weitgehend der gleiche charakteristische Verlauf und die gleichen Amplituden wie beim unbelasteten Reifen ermittelt werden, obwohl der Reifen um 60 mm eingefedert war. Diese Ergebnisse führen zu dem Schluss, dass die Vermessung des Höhenschlags des unbelasteten, freilaufenden Komplettrades genug Informationen über die Unrundheit liefert.

Eine solche geometrische Vermessung führte von Holst durch [159]. Das Rad war in einen Reifenprüfstand eingebaut. Ein Laser-Triangulationssensor tastete die gesamte Lauffläche des Reifens ab, zwei weitere Sensoren erfassten die Position des Sensors und den Winkel des Rades. Dadurch gelang es ein vollständiges 3D-CAD-Modell des Rades zu erstellen.

Die Messmethode von von Holst [159] wird in einer eigenen Versuchsreihe aufgegriffen, allerdings soweit vereinfacht, dass Messungen schnell, praxisnah und ohne Prüfstand durchgeführt werden können. Als Sensor kann der in Kap. 3.2 vorgestellte Lasersensor dienen, für die hier dargestellten Untersuchungen fand allerdings ein anderer Sensor Verwendung. Zunächst erfolgt die radiale Ausrichtung des Laser-Triangulationssensors an einem Reifen des aufgebockten Ackerschleppers. Die Messung am Fahrzeug berücksichtigt die Auswirkungen einer eventuellen ungenauen Zentrierung der Felge auf der Nabe (assembly runout). Der Lasersensor misst den Abstand zur Stollenoberfläche. Durch Drehung des Reifens erfolgt die Abtastung am gesamten Umfang. Insgesamt wird dieser viermal erfasst, so dass jeder Stollen zweimal (im Bereich der Reifenmitte und außen) vermessen wird. Der Abstand zum ersten Stollen wird zum Ende eines Durchlaufs ein zweites Mal bestimmt. Die Messung ist gültig, wenn diese Abweichung 0,4 mm nicht übersteigt. Die Software erkennt automatisch Stollen und Stollengrund und gibt Mittelwerte für jeden Stollen aus. Da die Stollen unter einem Winkel und leicht versetzt am Reifen angebracht sind, entstehen leichte Positionsungenauigkeiten, die jedoch toleriert werden. In **Bild 17** ist der Versuchsaufbau exemplarisch am Flachbandprüfstand gezeigt. Die Differenz jedes einzelnen Stollens vom arithmetischen Mittel aller Stollen ergibt die relative Abweichung. Aus dem Umfang des Reifens lässt sich der unbelastete Halbmesser ermitteln.



Bild 17: Versuchsaufbau zur Vermessung der geometrischen Unrundheit (Laser mit Stativ, Laptop mit Messumformer)

3.3.4 Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinie

Bei allen Reifenmodellen ist grundsätzlich eine Beschreibung der Längskraftcharakteristik notwendig. In **Bild 18** sind zunächst die am angetriebenen, vorwärts rollenden Rad wirkenden Kräfte und Momente dargestellt.

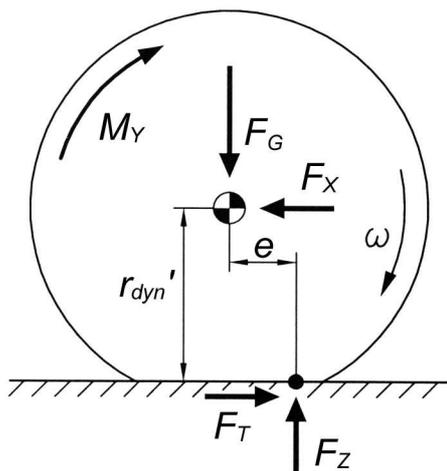


Bild 18: Kräfte und Momente am angetriebenen Rad

Aus der Momentenbilanz um den Radmittelpunkt ergibt sich **Gl. (19)**.

$$M_Y = F_Z \cdot e + F_T \cdot r_{dyn}' \quad (19)$$

Hierbei sind M_Y das Antriebsmoment, F_Z die Radaufstandskraft, die um den Hebelarm der Radlast e nach vorn versetzt ist und dem Betrag der Gewichtskraft F_G entspricht, r_{dyn}' ist der Abstand zwischen Nabe und Boden während der Fahrt und F_T die im Rad-Boden-Kontaktbereich wirkende Triebkraft. Die Triebkraft F_T entspricht mit umgekehrter Wirkrichtung der nutzbaren Längskraft F_X .

Durch Umformung zeigt sich, dass das am Rad wirksame Antriebsmoment M_Y zum einen der Überwindung der Rollwiderstandskraft F_R und zum anderen der Erzeugung der Triebkraft F_T dient. Das Verhältnis von Antriebsmoment M_Y zu wirksamem Hebelarm r_{dyn}' ist definiert als die Umfangskraft F_U , **Gl. (20)**.

$$F_U = \frac{M_Y}{r_{dyn}'} = F_Z \cdot \frac{e}{r_{dyn}'} + F_T = F_R + F_T \quad (20)$$

Dieser Zusammenhang gilt ebenso für das gebremste Rad, der Wert für die Triebkraft nimmt dann ein negatives Vorzeichen an. Eine detaillierte Übersicht über die unterschiedlichen Radzustände hat Plessner [20] zusammengestellt. Mit der Umfangskraft-Schlupf-Kennlinie, bzw. der Triebkraft-Schlupf-Kennlinie stehen zwei

Kennlinien mit der gleichen Aussagekraft zur Beschreibung der Längskraftcharakteristik zur Verfügung. Die übertragene Umfangskraft F_U bzw. Triebkraft F_T stehen in einem festen Verhältnis zum wirksamen Schlupf σ . Der Unterschied besteht lediglich in der Berücksichtigung oder Vernachlässigung der Rollwiderstandskraft, **Bild 19**.

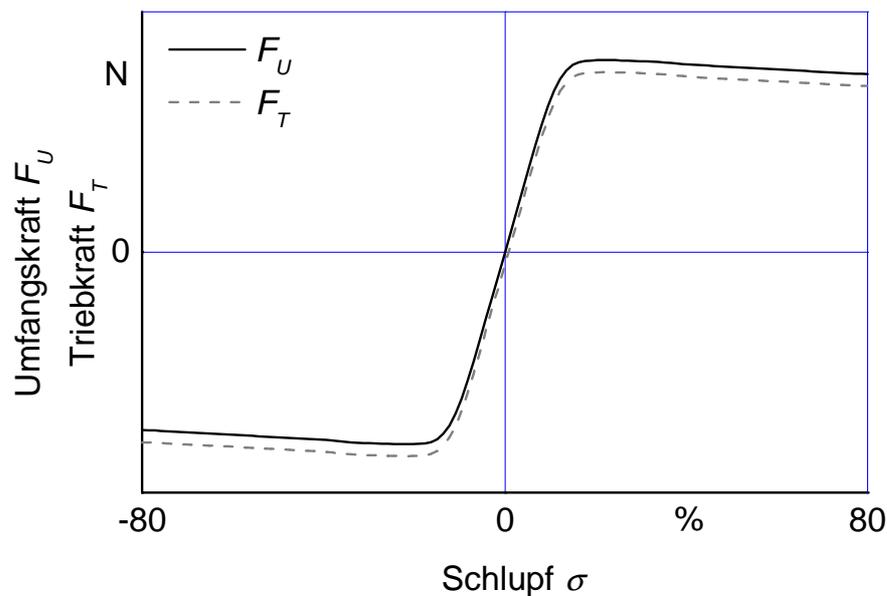


Bild 19: Prinzipieller Verlauf von Umfangskraft und Triebkraft des vorwärts rollenden Rades

Die übertragbare Längskraft steht in einem nahezu konstanten Verhältnis zur Radlast. Allenfalls ist eine leichte Abnahme des Verhältnisses mit steigender Radlast zu erkennen.

Anhand auf die Radlast bezogener Größen, wie dem Umfangskraftbeiwert μ oder dem Triebkraftbeiwert κ , kann dieser Zusammenhang anschaulich dargestellt werden, **Bild 20**. Die Abweichungen von der kleinsten zur größten Kennlinie betragen in dem dargestellten Beispiel jedoch stets weniger als 6 %. Die von Ferhadbegović [61] für das Hohenheimer Reifenmodell angewandte Reduzierung auf eine Kennlinie erfolgt auch in dieser Arbeit.

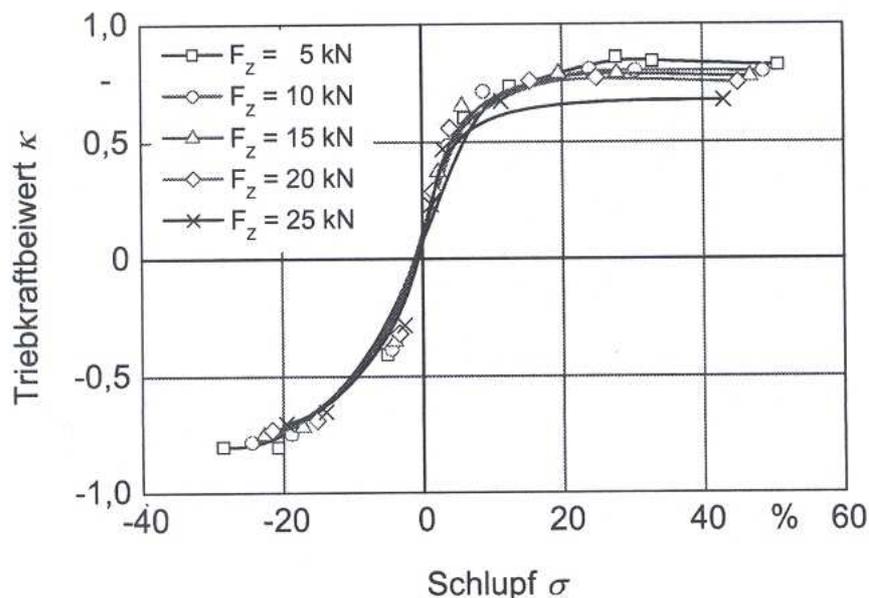


Bild 20: Triebkraftbeiwert-Schlupf-Kennlinien für einen Reifen 520/70 R34 bei 0,8 bar Innendruck [61], nach [39]

Wie schon die Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie, so ist auch die Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinie rein messtechnisch ermittelbar. Dazu wird das Messfahrzeug durch ein zweites Bremsfahrzeug in zwei Teilversuchen einmal gezogen und einmal gebremst. Das Bremsfahrzeug kann vom gleichen Typ sein, muss dann nur ausreichend ballastiert werden, um genug Widerstandskraft aufbringen zu können. Durch die Radlastunabhängigkeit des Triebkraftbeiwertes sind Versuche mit unballastiertem Messfahrzeug ausreichend. Damit ist dieser Versuchsaufbau auch beim größtmöglichen Ackerschleppermodell anwendbar.

Im Zugversuch wird die Triebkraft im positiven Schlupfbereich aufgezeichnet. Das Messfahrzeug fährt mit eingeschaltetem Allradantrieb und aktivierten Differenzialsperren voran, das Bremsfahrzeug folgt zunächst mit gleicher theoretischer Geschwindigkeit und reduziert die Geschwindigkeit beider Fahrzeuge dann kontinuierlich bis zum Stillstand. Die sich im Markt immer weiter verbreitenden stufenlosen Getriebe erleichtern das stetige Abbremsen erheblich.

Im Bremsversuch wird das Messfahrzeug gezogen, um die Kräfte im negativen Schlupfbereich zu ermitteln. Beide Fahrzeuge starten zunächst wieder mit gleicher Geschwindigkeit. Nun bremst allerdings das Messfahrzeug bis zum Stillstand ab,

während das Bremsfahrzeug eine konstante Geschwindigkeit beibehält, **Bild 21**. Die Versuche wurden bei weniger als 5 km/h durchgeführt.



Bild 21: Bremsversuch - ballastiertes Bremsfahrzeug links, unballastiertes Messfahrzeug rechts

Alle notwendigen Messgrößen sind mit Hilfe der Messfelgen und des Geschwindigkeitssensors erfassbar, vgl. Kap. 3.2. Der Schlupf berechnet sich am angetriebenen Rad nach **Gl. (21)** bzw. am gebremsten Rad nach **Gl. (22)**, um auch am stehenden Rad Schlupfwerte von 100 % erhalten zu können.

$$\sigma_{Tr} = \frac{V_{th} - V_{tat}}{V_{th}} = \frac{\omega \cdot r_{dyn} - V_{tat}}{V_{th}} \quad (21)$$

$$\sigma_{Br} = \frac{V_{th} - V_{tat}}{V_{tat}} \quad (22)$$

Diese geteilte Schlupfdefinition wird ebenfalls im Hohenheimer Reifenmodell verwendet. Die Ermittlung des für den Schlupf notwendigen dynamischen Abrollradius ist in Kap. 3.3.2 beschrieben. Weitere Eingangsgröße in das Hohenheimer Reifenmodell ist der Umfangskraftbeiwert μ . Dieser lässt sich über zwei Schritte aus dem Antriebsmoment berechnen. Zunächst wird nach Gl. (20) die Umfangskraft ermittelt. Dann erfolgt der Bezug auf die zum gleichen Zeitpunkt gemessene Radlast, **Gl. (23)**.

$$\mu = \frac{F_U}{F_Z} \quad (23)$$

Da es während des Versuchs trotz niedriger Anhängelänge der Zugstange zu einer Radlastverlagerung kommt, ist die tatsächlich wirksame Radlast zu jedem Zeitpunkt zu berücksichtigen, vgl. **Bild 22**. Die Radlaständerung selbst hat durch die Radlastunabhängigkeit des Umfangskraftbeiwertes μ jedoch keinen Einfluss auf das Messergebnis.

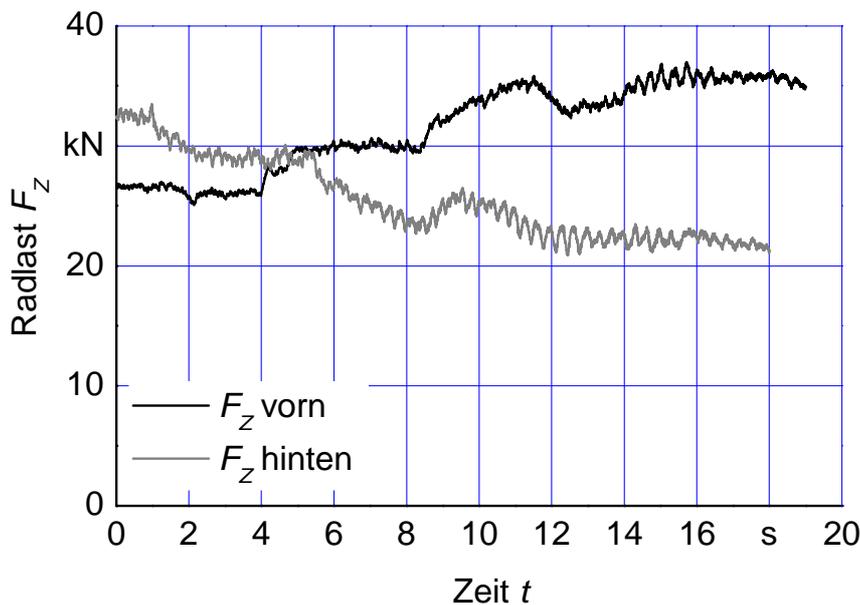


Bild 22: Radlastverlagerung während eines Bremsversuchs. Das Versuchsfahrzeug wird gezogen und bremst immer weiter ab.

Der Abstand der Nabe vom Boden (r_{dyn}) kann während der Versuchsfahrt direkt mit dem Laser-Distanzsensor, beschrieben in Kap. 3.2, erfasst werden. Bei dieser Methode sind Ein- bzw. Ausfederung der Reifen aufgrund der oben beschriebenen Radlaständerung berücksichtigt und somit die genauesten Ergebnisse erhältlich. Möchte man den Versuchsaufwand weiter reduzieren und ohne neue Messstellen arbeiten, so ist vereinfachend auch die Verwendung des statischen Halbmessers des belasteten Rades (r_{stat}) zulässig, da der Versuch bei niedrigen Geschwindigkeiten (ca. 3 km/h) erfolgt. Der statische Halbmesser ist durch Differenzbetrachtung aus dem vorhandenen Versuchsaufbau aus Kap. 3.3.5 ermittelbar. Dort ist mit Hilfe der Messwerte für die Vertikalkraft das Auftreffen des Vorderreifens auf

den Untergrund eindeutig bestimmbar. Die Differenz der Signale des Laser-Distanzsensors zu diesem Zeitpunkt und im ausgeschwungenen Zustand ergibt die Einfederung des Reifens im Stand, **Tabelle 5**. Die Subtraktion dieses Wertes vom zuvor aus dem Umfang ermittelten (siehe Kap. 3.3.3) unbelasteten Radius r_0 ergibt r_{stat} .

Tabelle 5: Ermittlung der Reifeneinfederung des linken Vorderreifens zur Berechnung des statischen Radius r_{stat} . Darstellung am Vorderreifen bei 1,6 bar Innendruck und einer Radlast F_Z von 22,6 kN.

Versuch-Nr.	Höhe bei Bodenberührung [mm]	Höhe im ausgeschwungenen Zustand [mm]	Differenz [mm]
1	247	191,2	55,8
2	255,2	190,3	64,9
3	252	190,3	61,7
			Ø 60,8

Eine dritte Möglichkeit den Abstand der Nabe zum Boden zu bestimmen, wird in [160] beschrieben. Geometrische Überlegungen von Rill ergeben eine Näherungsformel für Pkw-Reifen zur schnellen Bestimmung des dynamischen Abrollradius, die durch Umstellung allerdings auch zur Abschätzung des Abstands der Nabe zum Boden verwandt werden kann, **Gl. (24)**.

$$r_{dyn} \approx \frac{2}{3} r_0 + \frac{1}{3} r_{dyn} \quad (24)$$

So ergibt sich für den Vorderreifen unter den zuvor erwähnten Randbedingungen ein errechneter Abstand der Nabe zum Boden von 0,747 m und damit ein um 6 % zu gering geschätzter Wert. Neben dem Umfangskraftbeiwert μ ist der Triebkraftbeiwert κ oft ebenso von Bedeutung. Dieser kann direkt aus der mit der Messfelge gemessenen Längskraft ermittelt werden, **Gl. (25)**.

$$\kappa = \frac{F_x}{F_z} \quad (25)$$

3.3.5 Vertikale Reifenparameter

Die vertikalen Reifenparameter sind bedeutsam für das Schwingungsverhalten des Gesamtfahrzeugs, da sie vorn ein wichtiges und hinten in der Regel das einzige Fahrwerkselement darstellen. Die Formel, mit der dieses Verhalten abgebildet wird, wurde bereits in Kap. 2.3 vorgestellt. Die Verwendung des Fahrzeugs zur Parameteridentifikation weist gewichtige Unterschiede zum Flachbandprüfstand, vgl. Kap. 4.1, auf.

Unterschied vertikale Reifenkraft $F_{Z,Reifen}$ – vertikale Nabenkraft F_M

Am Flachbandprüfstand wird über Messdosen unterhalb des Laufbandes die vertikale Reifenkraft $F_{Z,Reifen}$ gemessen. Dies ist auch die Kraft, die von Reifenmodellen berechnet wird. Mit Messfelgen oder Messnaben wird hingegen erst in oder hinter der Felge gemessen. Im Fall der Messfelgen müssen zur korrekten Ermittlung der vertikalen Reifenkraft zusätzlich die Massen von Reifen, Außenteil der Felgen und die Hälfte der Messdosen addiert werden, vgl. Kap. 4.2.

Dynamische Messung der vertikalen Nabenkraft F_M

Bei größeren Beschleunigungen sind zusätzlich Trägheitseffekte der oben genannten Bauteile zu berücksichtigen. Bei rein vertikaler Beschleunigung ist die Berechnung über **Gl. (26)** einfach. Die Massen sind bekannt und die Beschleunigung kann über einen Sensor am Radträger erfasst werden.

$$F_{Trg} = m \cdot \ddot{z} \quad (26)$$

Unter Vernachlässigung der Tatsache, dass ein Teil des Reifens auf den Boden aufsetzt und nicht mehr der beschleunigten Masse zugeordnet werden kann, kann folgendes Punktmassen-Ersatzmodell definiert werden, **Bild 23**.

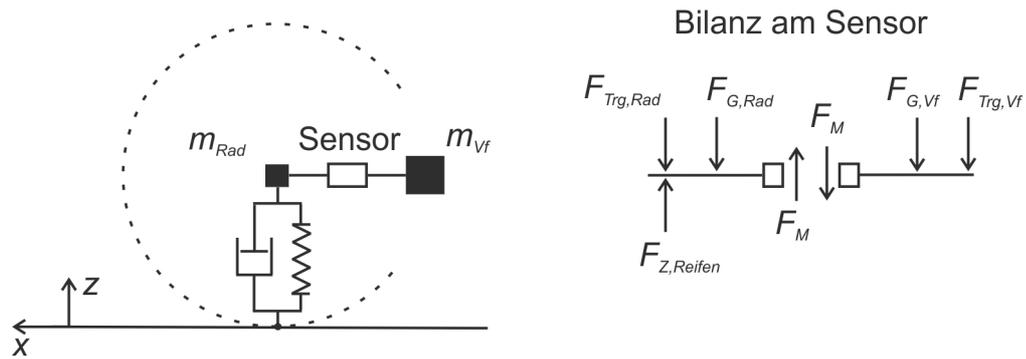


Bild 23: Kräfte am Rad bei dynamischer Messung und starrem Aufbau

Die vereinfachte Reduzierung des Rumpfes auf ein starres Viertelfahrzeug ermöglicht den Rückschluss von der gemessenen Kraft auf die Reifenkraft, **Gl. (27)**.

$$F_{Z,Reifen} = F_{G,Rad} - F_M + m_{Rad} \cdot \ddot{z} \quad (27)$$

Dynamische Messung der vertikalen Nabenkraft F_M bei federgekoppeltem Aufbau

Die Annahme eines starren Viertelfahrzeugs ist jedoch eine unzulässige Vereinfachung, da Vorderrad- und Kabinenfederung das Fahrzeug maßgeblich in Subsysteme unterteilen. Hinterreifen und Sitz beeinflussen das Schwingungssystem zusätzlich. Der Ackerschlepper ist damit aus schwingungsdynamischer Sicht ein mehrfach gedämpfter und federgekoppelter Schwinger. Zur Bestimmung einzelner Parameter ist es demnach notwendig ein Ersatzmodell des Fahrzeugs aufzustellen und die Bewegungsgleichungen zu formulieren. Nach Mitschke können Hub/Nickbewegungen von Wank/Seitenbewegungen entkoppelt betrachtet werden, wenn die Grundannahme gilt, dass das Fahrzeug um seine Längsachse symmetrisch aufgebaut ist [157]. Bei reiner Hubanregung entstehen dann keine Wank- und Seitenbewegungen. Ebenso entstehen bei reiner Wankbewegung keine Hubanregungen, da sich das linke Rad um das gleiche Maß nach unten bewegt wie das rechte nach oben. Nach mathematischer Betrachtung lassen sich auch Hub- und Nickanregung voneinander entkoppeln. Die Bedingung dafür trifft allerdings nach Pickel in der Regel für Standardackerschlepper nicht zu [121]. Hub- und Nickbewegung sind also gekoppelt und müssen daher parallel betrachtet werden. Das Ersatzmodell reduziert sich damit auf ein Halbfahrzeugmodell,

Bild 24. Dieses Ersatzmodell ist bereits vereinfacht. Elastizitäten der einzelnen Körper und Gummilagerungen sind nicht berücksichtigt.

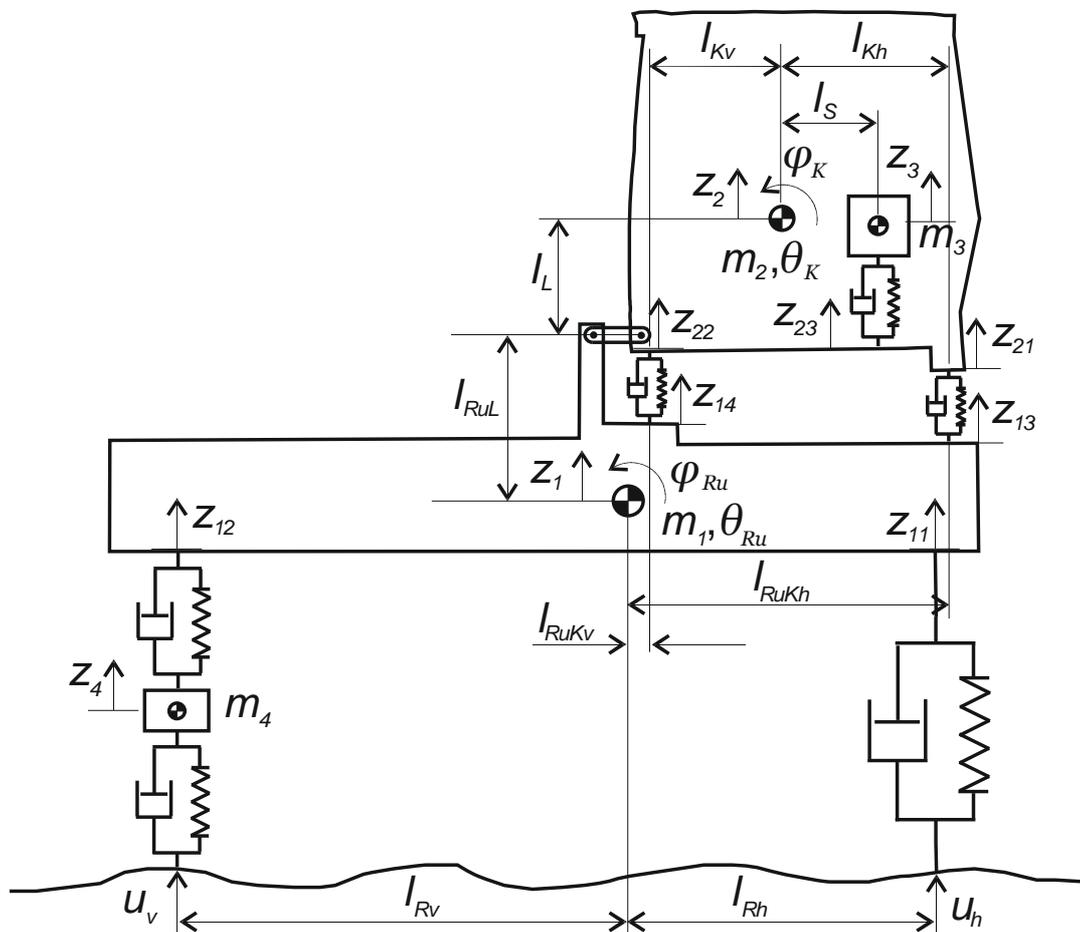


Bild 24: Halbfahrzeugmodell

Alle Federn seien in der Nulllage entspannt. Die Gewichtskräfte müssen daher berücksichtigt werden. Die Bewegungsgleichungen **Gl. (28-55)** lauten demnach:

1. Kabine

Schwerpunktsatz:

$$\begin{aligned}
 & c_{Kh}(z_{21} - z_{13}) + d_{Kh}(\dot{z}_{21} - \dot{z}_{13}) + c_{Kv}(z_{22} - z_{14}) + d_{Kv} \cdot (\dot{z}_{22} - \dot{z}_{14}) \\
 & - c_S \cdot (z_3 - z_{23}) - d_S \cdot (\dot{z}_3 - \dot{z}_{23}) - m_2 \cdot g = m_2 \cdot \ddot{z}_2
 \end{aligned} \tag{28}$$

Drallsatz:

$$\begin{aligned} & \{c_{Kh} \cdot (z_{21} - z_{13}) + d_{Kh} (\dot{z}_{21} - \dot{z}_{13})\} \cdot l_{Kh} \\ & - \{c_{Kv} \cdot (z_{22} - z_{14}) + d_{Kv} \cdot (\dot{z}_{22} - \dot{z}_{14})\} \cdot l_{Kv} \\ & - \{c_S \cdot (z_3 - z_{23}) + d_S (\dot{z}_3 - \dot{z}_{23})\} \cdot l_S + F_X \cdot l_L = \Theta_K \cdot \ddot{\varphi}_K \end{aligned} \quad (29)$$

Geometrische Beziehungen (innerhalb eines starren Körpers):

$$z_{21} = z_2 + l_{Kh} \cdot \sin \varphi_K \quad \text{nach Linearisierung bleibt} \quad (30)$$

$$z_{21} = z_2 + l_{Kh} \cdot \varphi_K \quad \text{für alle analog} \quad (31)$$

$$z_{22} = z_2 - l_{Kv} \cdot \varphi_K \quad (32)$$

$$z_{23} = z_2 + l_S \cdot \varphi_K \quad (33)$$

$$\dot{z}_{21} = \dot{z}_2 + l_{Kh} \cdot \dot{\varphi}_K \quad (34)$$

$$\dot{z}_{22} = \dot{z}_2 - l_{Kv} \cdot \dot{\varphi}_K \quad (35)$$

$$\dot{z}_{23} = \dot{z}_2 + l_S \cdot \dot{\varphi}_K \quad (36)$$

2. Sitz

Schwerpunktsatz:

$$c_S \cdot (z_3 - z_{23}) + d_S \cdot (\dot{z}_3 - \dot{z}_{23}) - m_3 \cdot g = m_3 \cdot \ddot{z}_3 \quad (37)$$

3. Einzelradaufhängung

Schwerpunktsatz:

$$\begin{aligned} & c_{Rv} \cdot (z_4 - u_v) + d_{Rv} \cdot (\dot{z}_4 - \dot{u}_v) - c_A \cdot (z_{12} - z_4) - d_A \cdot (\dot{z}_{12} - \dot{z}_4) \\ & - m_4 \cdot g = m_4 \cdot \ddot{z}_4 \end{aligned} \quad (38)$$

4. Rumpf

Schwerpunktsatz:

$$\begin{aligned}
& c_{Rh} \cdot (z_{11} - u_h) + d_{Rh} \cdot (\dot{z}_{11} - \dot{u}_h) + c_A \cdot (z_{12} - z_4) + d_A \cdot (\dot{z}_{12} - \dot{z}_4) \\
& - c_{Kh} \cdot (z_{21} - z_{13}) - d_{Kh} \cdot (\dot{z}_{21} - \dot{z}_{13}) - c_{Kv} \cdot (z_{22} - z_{14}) - d_{Kv} \cdot (\dot{z}_{22} - \dot{z}_{14}) \\
& - m_1 \cdot g = m_1 \cdot \ddot{z}_1
\end{aligned} \tag{39}$$

Drallsatz:

$$\begin{aligned}
& \{c_{Rh} \cdot (z_{11} - u_h) + d_{Rh} \cdot (\dot{z}_{11} - \dot{u}_h)\} \cdot l_{Rh} - \{c_A \cdot (z_{12} - z_4) \\
& + d_A \cdot (\dot{z}_{12} - \dot{z}_4)\} \cdot l_{Rv} - \{c_{Kh} \cdot (z_{21} - z_{13}) + d_{Kh} \cdot (\dot{z}_{21} - \dot{z}_{13})\} \cdot l_{RuKh} \\
& - \{c_{Kv} \cdot (z_{22} - z_{14}) + d_{Kv} \cdot (\dot{z}_{22} - \dot{z}_{14})\} \cdot l_{RuKv} + F_X \cdot l_{RuL} = \Theta_{Ru} \cdot \ddot{\varphi}_{Ru}
\end{aligned} \tag{40}$$

Geometrische Beziehungen (linearisiert)

$$z_{11} = z_1 + \varphi_{Ru} \cdot l_{Rh} \tag{41}$$

$$z_{12} = z_1 - \varphi_{Ru} \cdot l_{Rv} \tag{42}$$

$$z_{13} = z_1 + \varphi_{Ru} \cdot l_{RuKh} \tag{43}$$

$$z_{14} = z_1 + \varphi_{Ru} \cdot l_{RuKv} \tag{44}$$

$$\dot{z}_{11} = \dot{z}_1 + \dot{\varphi}_{Ru} \cdot l_{Rh} \tag{45}$$

$$\dot{z}_{12} = \dot{z}_1 - \dot{\varphi}_{Ru} \cdot l_{Rv} \tag{46}$$

$$\dot{z}_{13} = \dot{z}_1 + \dot{\varphi}_{Ru} \cdot l_{RuKh} \tag{47}$$

$$\dot{z}_{14} = \dot{z}_1 + \dot{\varphi}_{Ru} \cdot l_{RuKv} \tag{48}$$

Geometrische Beziehungen in Gl. (28) eingesetzt:

$$\begin{aligned}
& -m_2 \cdot \ddot{z}_2 + (-d_{Kh} - d_{Kv}) \cdot \dot{z}_1 + (d_{Kh} + d_{Kv} + d_S) \cdot \dot{z}_2 - d_S \cdot \dot{z}_3 \\
& + (d_{Kh} \cdot l_{Kh} - d_{Kv} \cdot l_{Kv} + d_S \cdot l_S) \cdot \dot{\varphi}_K + (-d_{Kh} \cdot l_{RuKh} - d_{Kv} \cdot l_{RuKv}) \cdot \dot{\varphi}_{Ru} \\
& + (-c_{Kh} - c_{Kv}) \cdot z_1 + (c_{Kh} + c_{Kv} + c_S) \cdot z_2 - c_S \cdot z_3 \\
& + (c_{Kh} \cdot l_{Kh} - c_{Kv} \cdot l_{Kv} + c_S \cdot l_S) \cdot \varphi_K \\
& + (-c_{Kh} \cdot l_{RuKh} - c_{Kv} \cdot l_{RuKv}) \cdot \varphi_{Ru} - m_2 \cdot g = 0
\end{aligned} \tag{49}$$

Geometrische Beziehungen in Gl. (29) eingesetzt:

$$\begin{aligned}
& -\Theta_K \cdot \ddot{\varphi}_K + (-d_{Kh} \cdot l_{Kh} + d_{Kv} \cdot l_{Kv}) \cdot \dot{z}_1 + (d_{Kh} \cdot l_{Kh} - d_{Kv} \cdot l_{Kv} + d_S \cdot l_S) \cdot \dot{z}_2 \\
& -d_S \cdot l_S \cdot \dot{z}_3 + (d_{Kh} \cdot l_{Kh}^2 + d_{Kv} \cdot l_{Kv}^2 + d_S \cdot l_S^2) \cdot \dot{\varphi}_K \\
& + (-d_{Kh} \cdot l_{Kh} \cdot l_{RuKh} + d_{Kv} \cdot l_{Kv} \cdot l_{RuKv}) \cdot \dot{\varphi}_{Ru} \\
& + (-c_{Kh} \cdot l_{Kh} + c_{Kv} \cdot l_{Kv}) \cdot z_1 + (c_{Kh} \cdot l_{Kh} - c_{Kv} \cdot l_{Kv} + c_S \cdot l_S) \cdot z_2 \\
& -c_S \cdot l_S \cdot z_3 + (c_{Kh} \cdot l_{Kh}^2 + c_{Kv} \cdot l_{Kv}^2 + c_S \cdot l_S^2) \cdot \varphi_K \\
& + (-c_{Kh} \cdot l_{RuKh} \cdot l_{Kh} + c_{Kv} \cdot l_{Kv} \cdot l_{RuKv}) \cdot \varphi_{Ru} + F_X \cdot l_L = 0
\end{aligned} \tag{50}$$

Geometrische Beziehungen in Gl. (37) eingesetzt:

$$\begin{aligned}
& -m_3 \cdot \ddot{z}_3 - d_S \cdot \dot{z}_2 + d_S \cdot \dot{z}_3 - d_S \cdot l_S \cdot \dot{\varphi}_K - c_S \cdot z_2 \\
& + c_S \cdot z_3 - c_S \cdot l_S \cdot \varphi_K - m_3 \cdot g = 0
\end{aligned} \tag{51}$$

Geometrische Beziehungen in Gl. (38) eingesetzt:

$$\begin{aligned}
& -m_4 \cdot \ddot{z}_4 - d_A \cdot \dot{z}_1 + (d_A + d_{Rv}) \cdot \dot{z}_4 - d_{Rv} \cdot \dot{u}_v + d_A \cdot l_{Rv} \cdot \dot{\varphi}_{Ru} \\
& -c_A \cdot z_1 + (c_A + c_{Rv}) \cdot z_4 - c_{Rv} \cdot u_v + c_A \cdot l_{Rv} \cdot \varphi_{Ru} - m_4 \cdot g = 0
\end{aligned} \tag{52}$$

Geometrische Beziehungen in Gl. (39) eingesetzt:

$$\begin{aligned}
& -m_1 \cdot \ddot{z}_1 + (d_A + d_{Rh} + d_{Kh} + d_{Kv}) \cdot \dot{z}_1 - (d_{Kh} + d_{Kv}) \cdot \dot{z}_2 - d_A \cdot \dot{z}_4 \\
& -d_{Rh} \cdot \dot{u}_h + (-d_{Kh} \cdot l_{Kh} + d_{Kv} \cdot l_{Kv}) \cdot \dot{\varphi}_K + (-d_A \cdot l_{Rv} + d_{Rh} \cdot l_{Rh} \\
& + d_{Kh} \cdot l_{RuKh} + d_{Kv} \cdot l_{RuKv}) \cdot \dot{\varphi}_{Ru} + (c_A + c_{Rh} + c_{Kh} + c_{Kv}) \cdot z_1 \\
& - (c_{Kh} + c_{Kv}) \cdot z_2 - c_A \cdot z_4 - c_{Rh} \cdot u_h + (-c_{Kh} \cdot l_{Kh} + c_{Kv} \cdot l_{Kv}) \cdot \varphi_K \\
& + (-c_A \cdot l_{Rv} + c_{Rh} \cdot l_{Rh} + c_{Kh} \cdot l_{RuKh} + c_{Kv} \cdot l_{RuKv}) \cdot \varphi_{Ru} - m_1 \cdot g = 0
\end{aligned} \tag{53}$$

Geometrische Beziehungen in Gl. (40) eingesetzt:

$$\begin{aligned}
& -\Theta_{Ru} \cdot \ddot{\varphi}_{Ru} + (d_A \cdot l_{Rv} + d_{Rh} \cdot l_{Rh} + d_{Kh} \cdot l_{RuKh} + d_{Kv} \cdot l_{RuKv}) \cdot \dot{z}_1 \\
& - (d_{Kh} \cdot l_{RuKh} + d_{Kv} \cdot l_{RuKv}) \cdot \dot{z}_2 + d_A \cdot l_{Rv} \cdot \dot{z}_4 - d_{Rh} \cdot l_{Rh} \cdot \dot{u}_h \\
& + (d_A \cdot l_{Rv}^2 + d_{Rh} \cdot l_{Rh}^2 + d_{Kh} \cdot l_{RuKh}^2 + d_{Kv} \cdot l_{RuKv}^2) \cdot \dot{\varphi}_{Ru} \\
& + (-d_{Kh} \cdot l_{Kh} \cdot l_{RuKh} + d_{Kv} \cdot l_{Kv} \cdot l_{RuKv}) \cdot \dot{\varphi}_K \\
& + (-c_A \cdot l_{Rv} + c_{Rh} \cdot l_{Rh} + c_{Kh} \cdot l_{RuKh} + c_{Kv} \cdot l_{RuKv}) \cdot z_1 \\
& - (c_{Kh} \cdot l_{RuKh} + c_{Kv} \cdot l_{RuKv}) \cdot z_2 + c_A \cdot l_{Rv} \cdot z_4 - c_{Rh} \cdot l_{Rh} \cdot u_h \\
& + (c_A \cdot l_{Rv}^2 + c_{Rh} \cdot l_{Rh}^2 + c_{Kh} \cdot l_{RuKh}^2 + c_{Kv} \cdot l_{RuKv}^2) \cdot \varphi_{Ru} \\
& + (-c_{Kh} \cdot l_{Kh} \cdot l_{RuKh} + c_{Kv} \cdot l_{Kv} \cdot l_{RuKv}) \cdot \varphi_K + F_X \cdot l_{RuL} = 0
\end{aligned} \tag{54}$$

In Matrixschreibweise ergibt sich für das Gesamtsystem folgender Ausdruck:

$$\begin{bmatrix} 0 & -m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\Theta_K & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -m_4 & 0 & 0 \\ -m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\Theta_{RU} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{z}_1 \\ \ddot{z}_2 \\ \ddot{z}_3 \\ \ddot{z}_4 \\ \dot{\varphi}_K \\ \dot{\varphi}_{RU} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -d_{Kh} - d_{Kv} & 0 & d_{Kh} \cdot I_{Kh} - d_{Kv} \cdot I_{Kv} + d_S \cdot I_S & 0 & -d_{Kh} \cdot I_{RuKh} - d_{Kv} \cdot I_{RuKv} \\ -d_{Kh} \cdot I_{Kh} + d_{Kv} \cdot I_{Kv} & 0 & d_{Kh} \cdot I_{Kh}^2 + d_{Kv} \cdot I_{Kv}^2 + d_S \cdot I_S^2 & 0 & -d_{Kh} \cdot I_{RuKh} \cdot I_{Kh} + d_{Kv} \cdot I_{RuKv} \cdot I_{Kv} \\ 0 & 0 & -d_S \cdot I_S & 0 & 0 \\ -d_A & d_{Rv} + d_A & 0 & 0 & d_A \cdot I_{Rv} \\ d_{Rh} + d_A + d_{Kh} + d_{Kv} & -d_A & -d_{Kh} \cdot I_{Kh} + d_{Kv} \cdot I_{Kv} & 0 & d_{Rh} \cdot I_{Rh} - d_A \cdot I_{Rv} + d_{Kh} \cdot I_{RuKh} + d_{Kv} \cdot I_{RuKv} \\ d_{Rh} \cdot I_{Rh} + d_A \cdot I_{Rv} + d_{Kh} \cdot I_{RuKh} + d_{Kv} \cdot I_{RuKv} & -d_{Kh} \cdot I_{RuKh} + d_{Kv} \cdot I_{RuKv} & 0 & d_A \cdot I_{Rv} & d_{Rh} \cdot I_{Rh}^2 + d_A \cdot I_{Rv}^2 + d_{Kh} \cdot I_{RuKh}^2 + d_{Kv} \cdot I_{RuKv}^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \\ \dot{z}_3 \\ \dot{z}_4 \\ \dot{\varphi}_K \\ \dot{\varphi}_{RU} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -C_{Kh} - C_{Kv} & 0 & C_{Kh} \cdot I_{Kh} - C_{Kv} \cdot I_{Kv} + C_S \cdot I_S & 0 & -C_{Kh} \cdot I_{RuKh} - C_{Kv} \cdot I_{RuKv} \\ -C_{Kh} \cdot I_{Kh} + C_{Kv} \cdot I_{Kv} & 0 & C_{Kh} \cdot I_{Kh}^2 + C_{Kv} \cdot I_{Kv}^2 + C_S \cdot I_S^2 & 0 & -C_{Kh} \cdot I_{RuKh} \cdot I_{Kh} + C_{Kv} \cdot I_{RuKv} \cdot I_{Kv} \\ 0 & 0 & -C_S \cdot I_S & 0 & 0 \\ -C_A & C_{Rv} + C_A & 0 & 0 & -C_A \cdot I_{Rv} \\ C_{Rh} + C_A + C_{Kv} + C_{Kh} & -C_{Kv} - C_{Kh} & C_{Kv} \cdot I_{Kv} - C_{Kh} \cdot I_{Kh} & 0 & -C_A \cdot I_{Rv} + C_{Rh} \cdot I_{Rh} + C_{Kh} \cdot I_{RuKh} + C_{Kv} \cdot I_{RuKv} \\ C_{Rh} \cdot I_{Rh} - C_A \cdot I_{Rv} + C_{Kh} \cdot I_{RuKh} + C_{Kv} \cdot I_{RuKv} & -C_{Kh} \cdot I_{RuKh} - C_{Kv} \cdot I_{RuKv} & 0 & C_A \cdot I_{Rv} & C_A \cdot I_{Rv}^2 + C_{Rh} \cdot I_{Rh}^2 + C_{Kh} \cdot I_{RuKh}^2 + C_{Kv} \cdot I_{RuKv}^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ z_3 \\ z_4 \\ \varphi_K \\ \varphi_{RU} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -m_2 \cdot g \\ F_X \cdot I_L \\ -m_3 \cdot g \\ -m_4 \cdot g \\ -m_1 \cdot g \\ F_X \cdot I_{RuL} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_v \\ u_h \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -C_{Rh} \\ 0 & -C_{Rh} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_v \\ u_h \end{bmatrix} \quad (55)$$

Marquard zeigt, dass sich auch für gekoppelte Schwinger exakte Lösungen angeben lassen [161]. Die Komplexität des Systems lässt jedoch numerische Näherungsverfahren zweckentsprechender erscheinen. Spätestens der Einsatz nichtlinearer Feder- und Dämpferkennwerte macht sie unumgänglich.

Die Ermittlung vertikaler Reifenparameter kann daher nur mit der Mehrkörpersimulation erfolgen. Das Halbfahrzeugmodell ist dazu das Minimalmodell. Da allerdings ein digitales Gesamtkörpermodell vorliegt, wird dieses verwendet. Die Parameterbestimmung erfolgt iterativ über Messung und Simulation definierter Fahrmanöver. In einem ersten Schritt wird die Vorderachse im Stand ausgehoben und fallen gelassen. Die Parameter des Vorderreifens sind aus Prüfstandsversuchen bekannt. Die hinteren Reifenparameter werden geschätzt. Dies sollte ausreichend genau sein, da die hinteren Reifen nur eine kleine Bewegung vollziehen. Dieser Versuch gibt Auskunft über die Unschärfen des MKS-Modells. Bei guter Übereinstimmung kann diese Technik angewendet werden, um unbekannte Reifenparameter zu bestimmen. Die Eigendämpfung des Reifens ist gering und daher voraussichtlich schwer bestimmbar. Mitschke [157] vernachlässigt sie bei Vorhandensein von Schwingungsdämpfern gänzlich. Die Federsteifigkeit des Reifens hingegen lässt sich über den Ansatz nach Langenbeck [18] bestimmen, **Gl. (56)**.

$$F_z = c_{1z} \cdot f^{c_{2z}} \quad (56)$$

Bei zu geringer Grundsteifigkeit des Reifens, kann der Parameter c_{1z} erhöht werden. Die Progressivität in der Kennlinie lässt sich über Parameter c_{2z} justieren.

4 VALIDIERUNG

Die Größe des Vorderreifens des Versuchsfahrzeugs erlaubt eine Vermessung bei geringen Lasten in beiden Prüfständen des Instituts für Agrartechnik. Damit ist die Möglichkeit gegeben das Messverfahren am Fahrzeug zu validieren.

4.1 Flachbandprüfstand

Der Flachbandprüfstand, **Bild 25**, eignet sich zur Vermessung der Radunrundheit und der vertikalen Feder- und Dämpfereigenschaften. Detaillierte Beschreibungen zum Aufbau sind in der Literatur zu finden [16,20,61], deshalb werden an dieser Stelle nur die wichtigsten Elemente kurz vorgestellt.



Bild 25: Flachbandprüfstand

Das Versuchsrade befindet sich frei drehbar in einer Schwinde, die am Fundament ebenfalls drehbar gelagert ist. Unter dem Rad läuft ein Stahlband mit stufenloser Geschwindigkeitsverstellung zwischen 0 und 60 km/h. Das Stahlband ist mit Sandpapier beklebt, um die Haftbedingungen auf der Straße nachzubilden. Unter dem Stahlband sind drei Kraftmessdosen angebracht. Mit ihnen kann die dynamisch wirkende Reifenkraft ohne Verfälschungen durch Massenträgheiten erfasst werden. Weiterhin verfügt der Prüfstand über Sensoren zur Erfassung des Rad-drehwinkels und des Abstandes von Nabe zu Boden.

Die Vermessung der wirksamen Unrundheit (vgl. Kap. 3.3.3) erfolgt bei möglichst geringer Bandgeschwindigkeit von ca. 0,5 km/h. Der Abstand der Nabe zum Boden wird während einer vollen Umdrehung erfasst. Die Unrundheit lässt sich dann als relative Abweichung von der mittleren Nabhöhe darstellen, wie in Kap. 6.3 dargestellt.

Zur Ermittlung vertikaler Feder- und Dämpfereigenschaften wird die Schwinge mit einem Kran so weit angehoben, bis das Rad nahezu lastfrei mit dem Stahlband mitläuft. Sobald die zuvor am Flachband eingestellte Geschwindigkeit erreicht ist, wird der Kran ausgeklinkt und das Rad federt aufgrund der aufbrachten Last ein und schwingt anschließend aus. Aus dem Kraft-Weg-Verlauf kann auf die Feder- und Dämpferparameter geschlossen werden, **Bild 26**. Für die Art und Weise der Parameterbestimmung gibt es jedoch verschiedene Ansätze.

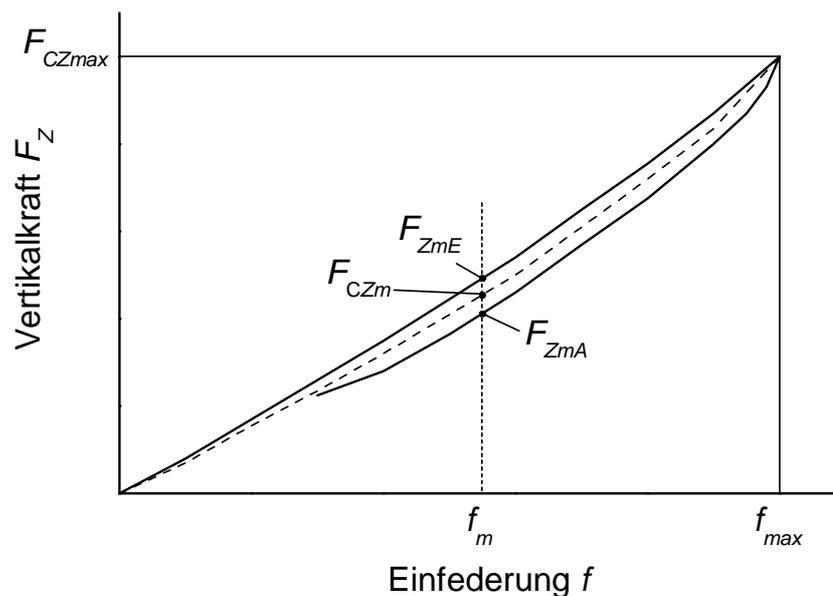


Bild 26: Vertikalkraft bei Ein- und Ausfederung

Die dargestellte erste Einfederung ist eine Überlagerung der Feder- und Dämpferkräfte im Reifen. Die Dämpfung wirkt der tatsächlichen Bewegung immer entgegen und ist der Grund, warum Ein- und Ausfederung nicht überlappen. Die von der so gebildeten Hysterese eingeschlossene Fläche ist die in Wärme umgesetzte Verlustarbeit. In Bild 26 zeigt die gestrichelte Linie den reinen Federkraftanteil. Typisch ist ein leicht progressiver Verlauf. Zur Bestimmung der Steifigkeit konnte

die Qualität des Ansatzes nach Langenbeck in darauf folgenden Arbeiten bestätigt werden, Gl. (56). Anhand zweier ausgewählter Punkte, bei maximaler Einfederung f_{max} und bei mittlerer Einfederung f_m , lassen sich die Steifigkeitsparameter berechnen. Eingesetzt ergeben sich **Gl. (57)** und **Gl. (58)**.

$$F_{CZmax} = c_{1Z} \cdot f_{max}^{c_{2Z}} \quad (57)$$

$$F_{CZm} = c_{1Z} \cdot f_m^{c_{2Z}} \quad (58)$$

Zur eindeutigen Bestimmung der mittleren Federkraft F_{CZm} dient die Aufnahme der viskosen Dämpfung im Reifen. Das einfachste lineare Dämpfungsmodell stellt einen proportionalen Zusammenhang der Dämpfungskraft F_{DZ} zur Einfeder-geschwindigkeit $d/dt f$ her, **Gl. (59)**.

$$F_{DZ} = d_Z \cdot \frac{d}{dt} f \quad (59)$$

Im Punkt mittlerer Einfederung ergeben sich damit **Gl. (60)** und **Gl. (61)**.

$$F_{ZmE} - F_{CZm} = F_{DE} = d_Z \cdot \frac{d}{dt} f_E \quad (60)$$

$$F_{CZm} - F_{ZmA} = F_{DA} = d_Z \cdot \frac{d}{dt} f_A \quad (61)$$

Durch Zusammenfassen und Auflösen bleibt der Term zur Berechnung der mittleren Federkraft, **Gl. (62)**.

$$F_{CZm} = \frac{F_{ZmE} \cdot \frac{d}{dt} f_A + F_{ZmA} \cdot \frac{d}{dt} f_E}{\frac{d}{dt} f_E + \frac{d}{dt} f_A} \quad (62)$$

Beide Steifigkeitsparameter sind schließlich durch Umformung bestimmbar, **Gl. (63)**. und **Gl. (64)**.

$$c_{2Z} = \frac{\ln\left(\frac{F_{CZmax}}{F_{CZm}}\right)}{\ln\left(\frac{f_{max}}{f_m}\right)} \quad (63)$$

$$c_{1Z} = \frac{F_{CZmax}}{f_{max}^{c_{2Z}}} \quad (64)$$

Die Ermittlung der Dämpfung ist wegen der Selbstanregung des Reifens aufgrund seiner Unrundheit mit Unsicherheiten verbunden. Eine interne Untersuchung hat verschiedene Methoden zur Dämpfungsbestimmung gegenübergestellt:

- Schwingungsanregung des Systems und Bestimmung der Dämpfung aus der Vergrößerungsfunktion, die Eingangs- und Ausgangsamplituden von Schwingungssystemen im eingeschwungenen Zustand in Abhängigkeit der Erregerfrequenz in Verhältnis setzt (vgl. Kising [10])
 - über das Verfahren der Halbwertsbreite. Bei geringer Dämpfung steht die Halbwertsbreite um die Resonanzfrequenz im Zusammenhang mit der Dämpfung.
 - über das Verfahren der maximalen Vergrößerung, bei der das Verhältnis von statischer zu Resonanzamplitude eine Aussage über die Dämpfung ermöglicht.
- Ausschwingversuch
 - und Berechnung des logarithmischen Dekrements aus dem Abklingverhalten zweier aufeinander folgender Schwingungen (vgl. Schrogl [16, 17]).
 - und Berechnung aus der Hysterese der Einfederung wie von Langenbeck [18,19] durchgeführt.

Der Vergleich hat gezeigt, dass die Bestimmung der Dämpfung aus der Hysterese der Einfederung konstante und qualitativ beste Ergebnisse liefert. Die Auswertung

nur der ersten oder mehrerer Schwingungen führt dabei zu ähnlichen Ergebnissen. Im Geschwindigkeitsbereich der Prüfstandseigenfrequenz ist die Selbstanregung jedoch so stark, dass es auch hier zu deutlichen Streuungen kommt. Daher werden in dieser Arbeit zwei weitere Möglichkeiten zur Dämpfungsparameterermittlung diskutiert.

Böhler [128] benutzt eine nichtlineare Regression zur Bestimmung sowohl der Feder- als auch der Dämpferparameter. Durch Kenntnis der Unrundheit Δr , des konstruktiven Reifenradius r_0 , des Abstandes der Achsmitte zum Boden r_{dyn} und der Einfedergeschwindigkeit berechnete er die Parameter nach **Gl. (65)**.

$$F_z = c_{1z} \cdot (r_0 + \Delta r(\varphi) - r_{dyn})^{c_{2z}} + d_z(v) \cdot \frac{d}{dt}(f + \Delta r(\varphi)) \quad (65)$$

Ferhadbegović [61] verwendet in seiner Arbeit zur Bestimmung der Steifigkeitsparameter die Methode nach Langenbeck. Der Dämpfungsparameter ergibt sich aus einem Abgleich zwischen Messungen am Flachbandprüfstand und Simulationsergebnissen eines auf die vertikale Richtung beschränkten Prüfstandsmodells. Dieses Modell beinhaltet die Kinematik und Massenträgheit von Schwinge, Gewichten und Reifen sowie das vertikale Voigt-Kelvin-Element des Reifens samt Unrundheit in Abhängigkeit des Drehwinkels. Der vertikale Dämpfungsparameter verbleibt damit als einzig unbekannte Größe. Eine automatische Iteration gleicht die Dämpfung so lange an, bis eine ausreichende Übereinstimmung im Schwingungsverlauf zwischen Simulation und Messung vorherrscht. Beide Resultate sind in einem weiten Bereich ähnlich, **Bild 27**.

Nur in der Resonanzgeschwindigkeit bei 35 km/h liefert die Methode nach Böhler einen negativen Parameter. Aus rein mathematischer Sicht ist dieser Wert korrekt, da dem System in diesem Betriebspunkt mehr Energie zu- als abgeführt wird, die allerdings von der Regression nicht erkannt wird. Die Methode nach Ferhadbegović kann den Resonanzfall wegen ihres physikalischen Hintergrundes gut nachbilden und erzeugt durchgehend plausible Werte. Trotz des größeren Aufwands und der höheren Fehleranfälligkeit wurde die Methode nach

Ferhadbegović zur Auswertung der Ausschwingversuche in dieser Arbeit verwendet.

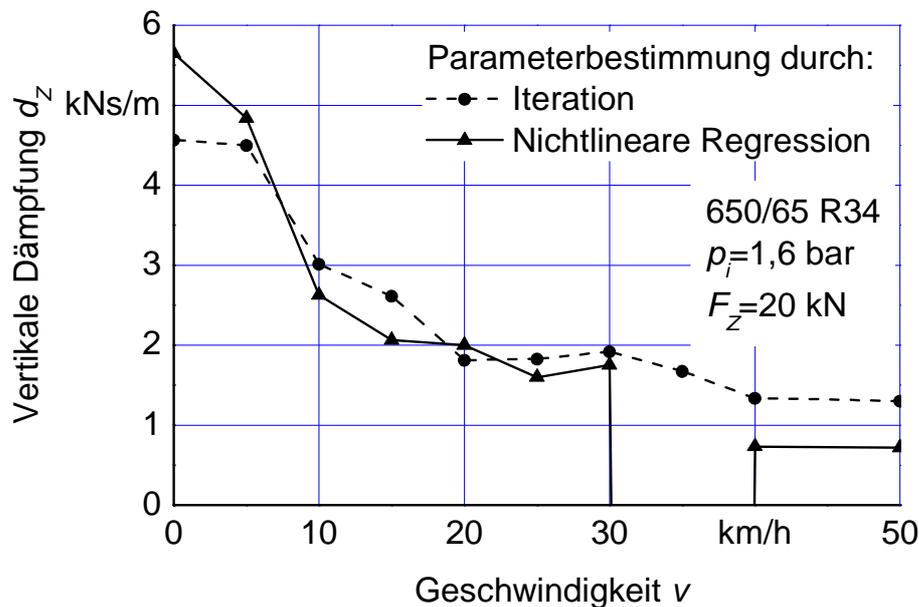


Bild 27: Ergebnisvergleich zweier Methoden zur Bestimmung des Dämpfungsparameters

4.2 Einzelradmesseinrichtung

Die Erfassung horizontaler Reifenkräfte erfolgt mit der Einzelradmesseinrichtung. Der in den Unterlenkern eines Ackerschleppers eingehängte Messanhänger kann sowohl auf Asphalt als auch auf Ackerboden eingesetzt werden. Das Messrad ist zentral an einer Parallelkinematik geführt. Über Hydraulikzylinder mit Regelung können Radlast und Schräglaufwinkel dynamisch und stationär vorgegeben werden. In der Nabe befindet sich ein 6-Komponenten-Quarkristall-Radkraftdynamometer zur Aufnahme der Kräfte in den drei Hauptrichtungen. Ein Schlepprad erfasst Fahrgeschwindigkeit zur Schlupfermittlung und Schrägstellung des Anhängers zur Korrektur des Schräglaufwinkels. Die Nabe verfügt weiterhin über einen hydraulischen Antrieb, der Brems- und Triebkräfte erzeugen und durch Ausbau eines Planetengetriebes vom Messrad entkoppelt werden kann. Ergänzend zum Rollwiderstand können Triebkraft-Schlupf-Kurven, Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kurven und Kombinationen daraus aufgenommen werden. Detaillierte Beschreibungen der Messeinrichtung finden sich in der Literatur

[35,39,143]. Im Rahmen dieser Arbeit ist die Messeinrichtung mit einer stabileren Hinterachse und einer Lenkautomatik versehen worden.

Durch Einbau der Messfelge in die Einzelradmesseinrichtung, **Bild 28**, kann der Einfluss unterschiedlicher Messsysteme auf die Vergleichbarkeit der Ergebnisse im Prüfstand und vom Versuchsfahrzeug bewertet werden. Bei den Versuchen zeichneten Messfelge und Messnabe parallel auf. Dadurch ist es zusätzlich möglich, die Qualität der über 20 Jahre alten Nabe zu überprüfen.



Bild 28: Messrad, eingebaut in Einzelradmesseinrichtung

Wesentliche Unterschiede beider Messsysteme existieren in der Nullsetzung. Der Offsetabgleich aller Signale der fest im Prüfstand verbauten Messnabe erfolgt im ausgehobenen Zustand, vgl. **Bild 29** links. In dieser Situation wirken das Eigengewicht des Rades und der Teil der Nabe bis zum Messelement $F_{G, Rad}$. Sobald das Rad auf den Boden aufsetzt, **Bild 29** rechts, entspricht die gemessene Kraft der vertikalen Reifenkraft, also der in der Kontaktfläche zwischen Reifen und Boden wirkenden Kraft nach **Gl. (66)**. Durch Setzen der aktuell erfassten Kräfte auf null wird gleichzeitig eine evtl. aufgetretene Signaldrift durch z. B. Temperatureinfluss kompensiert.

$$F_{M, Nabe} = F_{Z, Reifen} \quad (66)$$

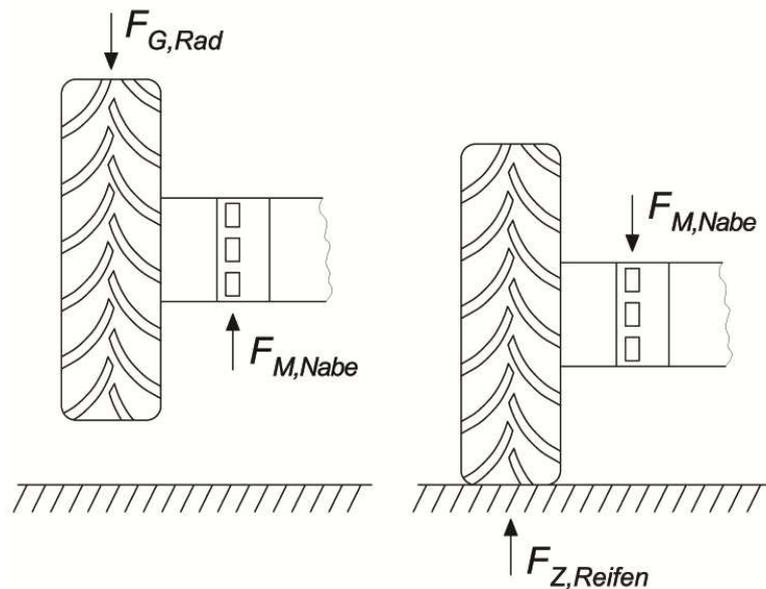


Bild 29: Kräfte am Rad der Einzelradmesseinrichtung bei Nullsetzung im ausgehobenen Zustand (Messnabe)

Anders als bei der Messnabe sind beim Messrad Kompensation der Signaldrift und Nullsetzung getrennte Schritte. Die Software des Messrades ist darauf ausgelegt, die Kompensation der Signaldrift am rollenden Rad vorzunehmen. Dieser Ansatz ist im praktischen Einsatz am Gesamtfahrzeug deutlich einfacher, allerdings durch etwaige Stöße aufgrund Straßenunebenheit auch ungenauer. Am Prüfstand jedoch ist das Ausheben und langsame und gleichmäßige Drehen des Rades einfach. Im Verlauf mehrerer Radumdrehungen erfasst jede einzelne Messzelle die im mitbewegten $x'z'$ -Koordinatensystem gemessene Vertikalkraft $F_{Z'}$, vgl. **Bild 30**. Diese wird über dem Drehwinkel aufgezeichnet und dann zur Ermittlung der Abweichung durch Signaldrift $\Delta F_{Z,0}'$ herangezogen, **Gl. (67)**.

$$\frac{1}{2\pi} \cdot \sum_{\varphi=0}^{2\pi} F_Z(\varphi)' = \Delta F_{Z,0}' \quad (67)$$

Nach diesem Verfahren ist allerdings die gemessene Kraft $F_{M,Messrad}$ nicht gleich der Reifenkraft $F_{Z,Reifen}$. Bei ausgehobenem Rad (Reifenkraft $F_{Z,Reifen} = 0$) wird eine negative Kraft $F_{G,Messrad}$ gemessen, bestehend aus Reifen, Felgenring, Außenträger und der Hälfte der Messzellen.

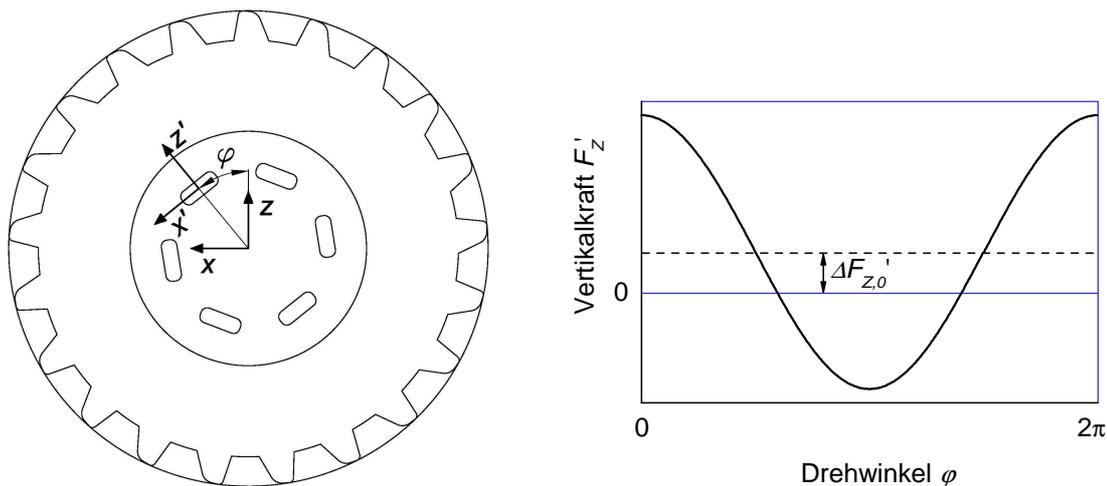


Bild 30: Verlauf der Vertikalkraft innerhalb einer Messzelle bei Vorhandensein einer Signaldrift (Messrad)

Da es sich hierbei um einen konstanten und durch Wiegung bestimmbar Wert handelt, kann dieser zum gemessenen Wert zur Nullsetzung addiert werden, **Gl. (68)** und **Bild 31**.

$$F_{M,Messrad} = F_{Z,Reifen} + F_{G,Messrad} \quad (68)$$

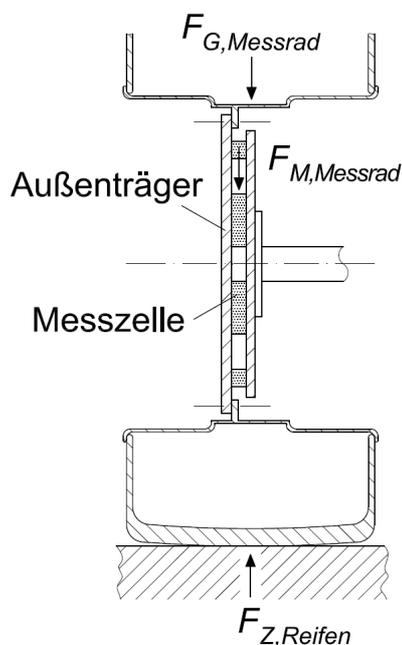


Bild 31: Zusammenhang zwischen Naben- und Reifenkraft am Messrad

Der Vergleich beider Messsysteme miteinander hat gezeigt, dass die vom Messrad erfasste Radlast im gesamten Messbereich konstant 2 % über dem Messwert der Messnabe liegt. Bei den Triebkraft-Schlupf-Kurven ist die Übereinstimmung noch besser. Lediglich bei negativem Schlupf treten leichte Abweichungen auf, **Bild 32** links. Bei Aufnahme einer Serie von Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kurven, die mit steigenden Fülldrücken p_i zeitlich nacheinander aufgezeichnet wurden, zeigte sich, dass das Signal für die Seitenkraft an der Einzelradmesseinrichtung driftet. In **Bild 32** rechts wurden die Kennlinien für verschiedene Fülldrücke aufgezeichnet. Zur besseren Unterscheidbarkeit sind die Kurven mit Fülldruck $p_i = 1,6$ bar um 6° und die Kurven mit Fülldruck $p_i = 2,2$ bar um 12° nach rechts verschoben. Es ist deutlich zu erkennen, dass das Seitenkraftsignal der Einzelradmesseinrichtung mit zeitlichem Fortschritt kontinuierlich in Richtung kleinerer Werte sinkt. Dieser Umstand kann durch häufiges Nullen kompensiert werden. Zur Überprüfung des hier vorgestellten Verfahrens wurden dennoch die mit dem Messrad aufgezeichneten Werte verwendet.

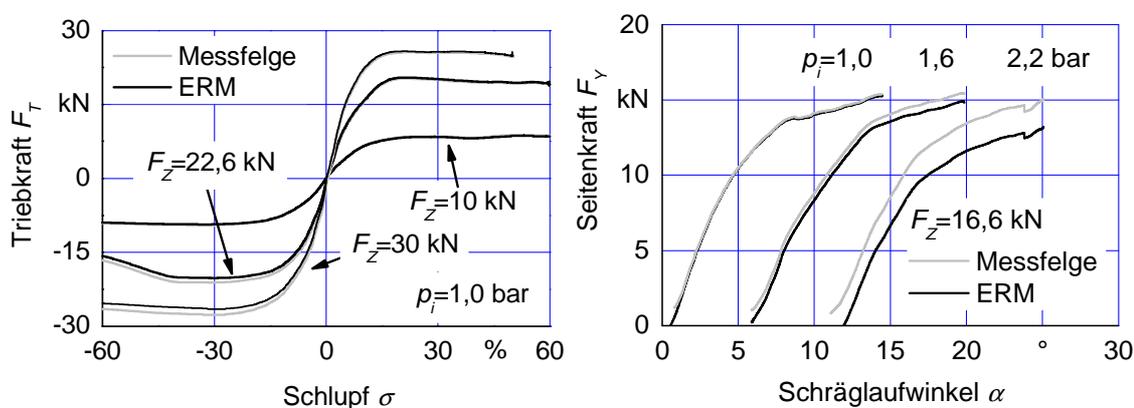


Bild 32: Prüfung der Übereinstimmung zweier Messsysteme (Messfelge und Messnabe) für Längs- und Seitenkräfte. Die Seitenkräfte sind jeweils in 6° -Schritten versetzt dargestellt.

Federungssysteme dieser Art sind für die Vorderachsen moderner Ackerschlepper Stand der Technik. Ihre Vorteile sind:

- Kompaktheit bei großen zu federnden Massen
- Niveauregelung möglich (wichtig bei großen Lastdifferenzen)
- integrierte Dämpfung durch Strömungswiderstand in Leitungen
- progressive Kennlinie bei schnellen Bewegungen vorteilhaft (Endanschlag und Toleranz gegenüber Massevergrößerung)

Die Kraft des Federungssystems ist aufgrund der polytropen Zustandsänderung, der Abhängigkeit von der statischen Last und dem Vorspanndruck nach **Gl. (69)** berechenbar [162].

$$F(s) = (F_{F1} + p_V \cdot A_R) \cdot \frac{\left(\frac{p_{0,K} \cdot V_{0,K}}{F_{F1} + p_V \cdot A_R} \right)^n}{\left(\frac{p_{0,K} \cdot V_{0,K}}{F_{F1} + p_V \cdot A_R} - s \right)^n} - p_V \cdot A_R \cdot \frac{\left(\frac{p_{0,R} \cdot V_{0,R}}{p_V \cdot A_R} \right)^n}{\left(\frac{p_{0,R} \cdot V_{0,R}}{p_V \cdot A_R} + s \right)^n} \quad (69)$$

Hierbei sind:

$p_{0,K/R}$:	Speicherfülldruck bei Herstellung (Volumen des gesamten Druckspeichers) Kolben-, Kolbenringseite
p_V :	Vorspanndruck
s :	Weg
A_R :	Kolbenringfläche; $F_V = p_V \cdot A_R$: Vorspannkraft
$V_{0,K/R}$:	Volumen Druckspeicher Kolben-, Kolbenringseite
R :	Kolbenring
K :	Kolben
n :	Polytropy exponent (N ₂ : $n \approx 1,3$)
F_{F1} :	Federkraft bei statischer Belastung

Der Fendt 509 C verfügt vorn über eine gefederte Starrachse, der Fendt 936 hingegen ist mit einer Einzelradfederung mit Doppelquerlenkern ausgestattet. Durch Anbringung des Kraffelements vom 509 C auf jeder Seite des 936 kann die Einzelradfederung mit dem gleichen Kraffelement dargestellt werden. Da es zwischen

den Krafterelementen keinen Austausch gibt, ergibt sich die Konfiguration für höhere Geschwindigkeiten ab 20 km/h (Fendt Stability Control). Neben dem reinen Federverhalten modellierte Böhler zusätzlich Anschlag, Lageregelung und Berechnung der Dämpfungskraft aufgrund des Strömungswiderstandes bei laminarer und turbulenter Strömung mit in das Krafterelement.

Ebenfalls in das Mehrkörpermodell integriert sind luftgefederte Elemente, wie Fahrersitz und Kabine, jeweils mit Lageregelung. Der Antriebsstrang ist in leicht reduzierter Form dargestellt. Die Vorderradaufhängung mit Querlenkern, Radträger und Lenkviereck mit Lenkzylinder ist detailliert implementiert, so dass die Lenkkinematik realistisch wiedergegeben werden kann.

Das Reifenmodell entspricht bis auf wenige Änderungen dem von Böhler [128] modifizierten Pacejka-Reifenmodell. Dieses, ursprünglich für Pkw entwickelte Reifenmodell, ist durch den progressiven Ansatz für die Steifigkeit nach Langenbeck, Gl. (56), und die geschwindigkeitsabhängige Dämpfung nach Plesser, Gl. (8) erweitert worden. In beide Kräfte geht die Unrundheit, inklusive Stollenanregung, in Form einer Reihenentwicklung mit ein, vgl. **Gl. (80)**. Instationäre Zustände bei der horizontalen Kraftübertragung, wie von Plesser und Barreilmeyer beschrieben, fanden ebenso Berücksichtigung [20,143]. Das Reifenmodell bietet die Möglichkeit, über Einlauflängen vereinfacht das dynamische Schräglaufverhalten abzubilden. Das instationäre Längskraftverhalten wurde durch Torsionsfeder und -dämpfer zwischen Reifen und Felge realisiert. Diese Modellierung weist gegenüber dem Ansatz mit masselosem Voigt-Kelvin-Element den Unterschied auf, dass zusätzlich das Massenträgheitsmoment des Reifens mit berücksichtigt wird. Ferner kann die Fahrt über Unebenheiten vereinfachend durch Glättung des Fahrbahnverlaufs und Mittelung über die Latschlänge angenähert werden, sofern die Unebenheiten kontinuierlich und nicht zu stark sind.

5.2 Bestimmung massebezogener Parameter

Zu den Parametern der Starrkörperelemente, die für die Mehrkörpersimulation wichtig sind, gehören die Massen, Schwerpunktlagen und Trägheitstensoren eines jeden sich unabhängig von einem anderen Element bewegenden Bauteils. Unter

der Annahme, dass die Körper symmetrisch sind und um ihre Hauptträgheitsachsen rotieren, können die Deviationsmomente vernachlässigt werden.

In der hier vorgestellten Strategie wird zunächst das Gesamtfahrzeug vermessen, so dass Masse, Hauptträgheitsmomente und Schwerpunkt bekannt sind. Anschließend werden die Baugruppen, die sich mit mindestens einem Freiheitsgrad unabhängig vom Rumpf bewegen, aus den Werten für das Gesamtfahrzeug heraus gerechnet. Bei Bauteilen mit einfachem Aufbau (Räder und Radaufhängungen vorn) werden die Parameter aus CAD-Daten ermittelt. Die Kabine, als Baugruppe mit komplexerem Aufbau, wird einzeln vermessen.

5.2.1 Gesamtfahrzeug

In einer recht guten Näherung sind die Massen und Massenträgheiten des Versuchsfahrzeugs bereits aus den CAD-Daten verfügbar. Dennoch bleiben Lücken oder Unsicherheiten bei zugekauften Komponenten (Motor, etc.) oder Betriebsflüssigkeiten, die sich in Leitungen, Tanks, Kühlern und anderen Bauteilen befinden. Daher ist eine Vermessung des Gesamtfahrzeugs immer noch sinnvoll. Während die Masse sehr einfach zu bestimmen ist, bereiten Massenträgheitsmomente und Schwerpunkt bei großen und schweren Maschinen deutlich mehr Aufwand. Die Wehrtechnische Dienststelle 41 in Trier bietet mit verschiedenen Prüfständen die Möglichkeit, Fahrzeuge dieser Größenordnung zu vermessen, **Bild 34**. Das im Folgenden vorgestellte Verfahren zur Ermittlung der drei Hauptträgheitsmomente entspricht der in Trier umgesetzten Nato-Publikation [163].



Bild 34: Pendel- und Schwingtisch der Wehrtechnischen Dienststelle 41 in Trier

Ein Pendeltisch ermöglicht es, die Trägheitsmomente um Fahrzeuglängs- und -querachse, Θ_{CG_x} und Θ_{CG_y} zu bestimmen, **Bild 35**. Die beweglichen Komponenten des Ackerschleppers (Sitz, Vorderradfederung, Kabinenfederung) müssen vor Versuchsdurchführung zur Herstellung einer starren Struktur und Minimierung der Dämpfung festgesetzt werden. Bei Positionierung des Ackerschleppers auf dem Tisch, wie in Bild 35 skizziert, kann das Trägheitsmoment um die Längsachse Θ_{CG_x} gemessen werden und durch 90°-Drehung des Fahrzeugs um seine Hochachse das Querträgheitsmoment Θ_{CG_y} . Der leere Pendeltisch hat den Schwerpunkt CG_C . Der Fahrzeugschwerpunkt ist CG_x , so dass sich für die Kombination Fahrzeug und Tisch der Schwerpunkt CG_{x+c} ergibt. Mit den zwei vertikal versetzten Pendelachsen ergeben sich für den Fall der Kombination Fahrzeug und Tisch die Pendellängen $l_{1(x+c)}$ und $l_{2(x+c)}$.

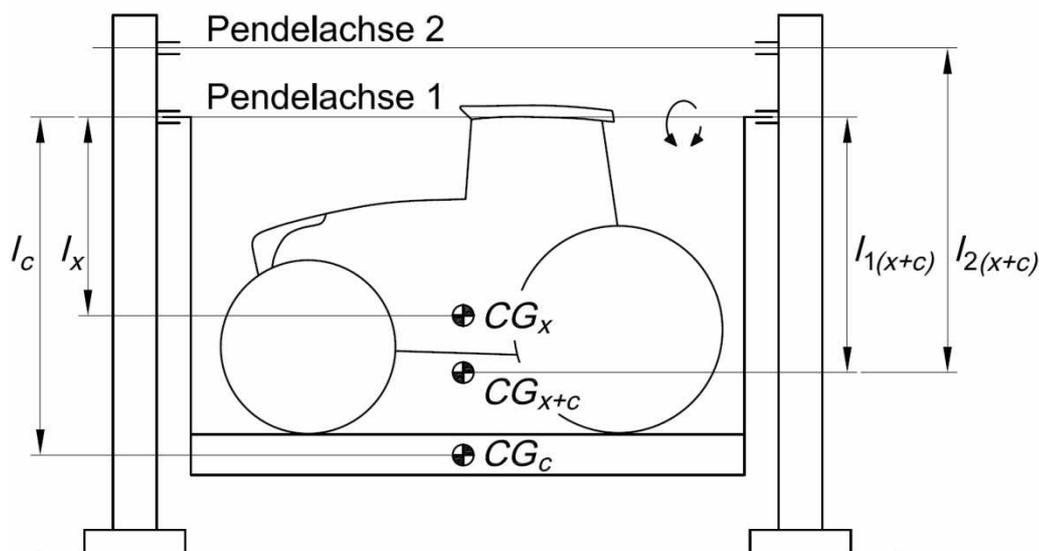


Bild 35: Prinzipskizze des Pendeltischs mit zwei Pendelachsen. Eingezeichnet sind die Schwerpunkte und Schwerpunktlagen von Fahrzeug und Tisch bzgl. erster Pendelachse sowie der Schwerpunkt der Kombination Fahrzeug und Tisch mit beiden möglichen Pendellängen.

Die Grundgleichung zur Bestimmung des Trägheitsmoments um die Pendelachse Θ_P mit der Pendellänge l eines physikalischen Pendels ergibt sich bei Kenntnis der Eigenfrequenz f_R nach **Gl. (70)**.

$$\Theta_P = \frac{m \cdot g \cdot l}{4\pi^2 f_R^2} \quad (70)$$

Damit eine stabile Pendelbewegung erfolgen kann, muss der Pendelpunkt oberhalb des Körperschwerpunktes liegen. Mit Hilfe des Satzes von Steiner kann das ermittelte Trägheitsmoment um die Pendelachse Θ_P anschließend in das Trägheitsmoment um den Schwerpunkt Θ_{CG} und damit auf die Körperhauptachse transformiert werden, **Gl. (71)**.

$$\Theta_{CG} = \left(\frac{m \cdot g \cdot l}{4\pi^2 f_R^2} \right) - m \cdot l^2 \quad (71)$$

In dem oben abgebildeten Versuchsaufbau ergibt sich für die zwei unterschiedlichen Pendelachsen demnach folgender Ausdruck für die Kombination Fahrzeug und Tisch, **Gl. (72)**:

$$\Theta_{CG_{X+C}} = \left(\frac{m \cdot g \cdot l_{1(X+C)}}{4\pi^2 f_{R1}^2} \right) - m \cdot l_{1(X+C)}^2 = \left(\frac{m \cdot g \cdot l_{2(X+C)}}{4\pi^2 f_{R2}^2} \right) - m \cdot l_{2(X+C)}^2 \quad (72)$$

Da der Abstand der Pendelachsen zueinander bekannt ist, lassen sich Trägheitsmoment $\Theta_{CG_{X+C}}$ und Schwerpunktlage $l_{1(X+C)}$ für die Kombination Fahrzeug und Tisch bestimmen. Nach gleichem Schema sind Trägheitsmoment Θ_{CG_C} und Schwerpunktlage l_C des leeren Tisches identifizierbar. Die Schwerpunktlage des Fahrzeugs l_X ergibt sich darauffolgend durch eine Momentenbetrachtung, **Gl. (73)**.

$$l_{1(X+C)} \cdot m_{X+C} \cdot g = l_C \cdot m_C \cdot g + l_X \cdot m_X \cdot g \quad (73)$$

Nach Kenntnis der Schwerpunktlage des Fahrzeugs ist sodann die Berechnung des Trägheitsmoments für das Fahrzeug Θ_{CG_X} möglich, **Gl. (74)**.

$$\Theta_{CG_X} = \left(\Theta_{CG_{X+C}} + m_{X+C} \cdot (l_{1(X+C)} - l_X)^2 \right) - \left(\Theta_{CG_C} + m_C \cdot (l_C - l_X)^2 \right) \quad (74)$$

Die Ermittlung des Gierträgheitsmoments Θ_{CG_z} des Versuchsfahrzeugs erfolgt mit einem Torsionsschwinger, **Bild 36**. Dieser setzt sich zusammen aus einem Torsionsstab mit fest aufgesetztem Tisch. Der leere Prüfstand schwingt bei Anregung um den Winkel φ und hat das bekannte Gierträgheitsmoment Θ_z , welches sich nach Dresig et al. [164] durch Berechnung (absolutes Verfahren) oder durch Vergleichsmessung mit einem Zusatzkörper mit bekanntem Trägheitsmoment bestimmen lässt (relatives Verfahren).

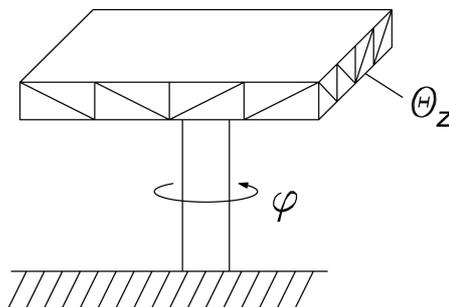


Bild 36: Prinzipskizze des leeren Schwingtisches mit Trägheitsmoment Θ_z und Schwingfähigkeit um φ

Um Steiner-Anteile und Taumeln zu vermeiden, müssen sowohl der Schwerpunkt des Tisches als auch der Schwerpunkt des Zusatzkörpers auf der Drehachse des Torsionsstabes liegen. Die Berechnung des Fahrzeugträgheitsmoments Θ_{CG_z} erfolgt wiederum relativ durch Vergleich der Periodendauern einer Torsionsschwingung des leeren Tisches T_{Tisch} und der Kombination Tisch und Fahrzeug $T_{Tisch,Fzg}$ nach **Gl. (75)**.

$$\Theta_{CG_z} = \Theta_z \cdot \frac{T_{Tisch,Fzg}^2 - T_{Tisch}^2}{T_{Tisch}^2} \quad (75)$$

Aus den Pendelversuchen ist lediglich die z-Koordinate des Schwerpunktes bekannt. Die anderen Koordinaten ergeben sich durch mehrdimensionales Wiegen in horizontaler und gekippter Lage wie bei Dresig et al. [164] beschrieben.

5.2.2 Kabine

Für die Kabine werden die gleichen Parameter benötigt wie für das Gesamtfahrzeug. Abgesehen von der Masse erfolgt die Erfassung von Trägheiten und Schwerpunkt jedoch jeweils auf andere Weise. Dies ist darin begründet, dass die Kabine eine wesentlich handlichere Baugruppe ist und die Parameteridentifikation bei der Agco GmbH und im Institut für Agrartechnik erfolgen konnte.

Die Schwerpunktlage wurde durch Auspendeln bestimmt. Der Schwerpunkt eines frei aufgehängten Körpers befindet sich immer senkrecht unter dem Aufhängepunkt. Zusammen mit einem zweiten Aufhängepunkt, der nicht in der gemeinsamen Schwerpunktachse liegt, ergibt sich der Schwerpunkt als Schnittpunkt dieser Achsen. Dieser lässt sich in der Auswertung anhand von Fotos ermitteln [164].

Ein iterativer Abgleich zwischen Messung und Simulation diente zur Bestimmung der Trägheitsmomente. Als Startwerte standen die CAD-Werte zur Verfügung. Das Augenmerk lag auf der Präzisierung der für den Fahrkomfort relevanten Nick- und Wankträgheitsmomente. Als Versuchsaufbau wurde ein Fahrzeugrumpf auf drei Hydropulszylinder gesetzt. Darüber befand sich die Kabine. Statt der in der Serie verwendeten Luftfedern dienten Spiralfedern mit linearer Kennlinie zur Verbindung der Kabine mit dem Rumpf. Drei mit dem Rumpf verbundene Koppelstangen hielten das System beweglich, sicherten es aber gegen Umstürzen, **Bild 37**. Beschleunigungssensoren am Rumpf und in der Kabine erfassten das Schwingungsverhalten. Über die Hydropulszylinder konnten Nick- und Wankschwingungen getrennt voneinander mit einer Amplitude von 0,8 mm und einer konstant ansteigenden Frequenz von 1 bis 4 Hz erzeugt werden. Die Resonanzfrequenzen des Schwingungssystems wurden dabei jeweils durchlaufen.

In der Mehrkörpersimulation wurden die Versuche anschließend nachgebildet. Die Iteration der jeweils relevanten Trägheitsmomente dauerte so lange fort, bis eine optisch gute Übereinstimmung der Kabinenbeschleunigungen vorlag. Das Kabinenmodell ist in der Lage, Eigenfrequenzen sehr gut wiederzugeben.

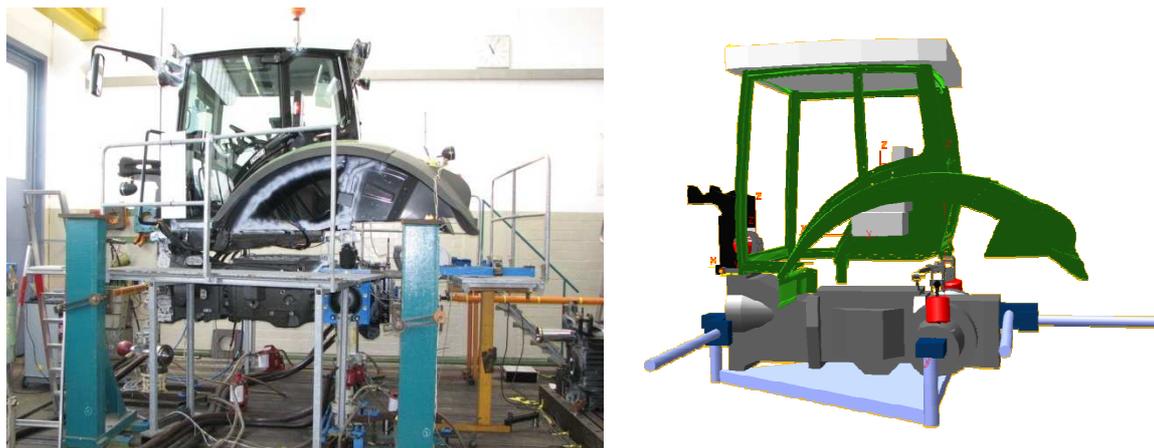


Bild 37: Versuchsaufbau zur Analyse der Kabinenparameter und entsprechendes Mehrkörpermodell

Im überkritischen Bereich bleiben jedoch Abweichungen in der Amplitude zwischen Messung und Simulation. In einer zweiten Versuchsreihe wurden die Spiralfederelemente durch die in der Serie verwendeten Luftfedern ersetzt. Die aus Fahrten über Gelände und Feldweg aufgezeichneten Rumpfbeschleunigungen dienten als Eingangsgrößen für die Hydropulszylinder.

Die Validierung der Kombination Kabine mit Luftfederung erfolgte wieder durch Abgleich der Kabinenbeschleunigungen aus Messung und Simulation. Die gute Übereinstimmung bestätigte die Modellqualität der Luftfederung und der Kabinenparameter für die Nick- und Wankbewegungen.

5.3 Anpassung des Modells

Wie in Kap. 2 beschrieben, ist ein Großteil der Parameter für das Hohenheimer Reifenmodell direkt am Fahrzeug messbar. Für die vertikalen Reifenparameter hingegen ist eine Simulation notwendig, bei der Parameter iteriert werden bis eine gute Übereinstimmung mit Messungen vorliegt. Dazu musste das Mehrkörpermodell entsprechend angepasst werden.

Wichtigste Änderung war der Austausch des ursprünglichen Reifenmodells durch das Hohenheimer Reifenmodell. Im Gegensatz zum Pacejka-Reifenmodell ist das Hohenheimer Reifenmodell in Matlab/Simulink implementiert. Für die Simulationen

war daher eine Co-Simulation notwendig. Im Mehrkörpermodell wurde das Rad vom Antriebsstrang entkoppelt, da das Hohenheimer Reifenmodell das Antriebsmoment in Simulink annimmt. Dieses wird aus der Sollgeschwindigkeit des Fahrzeugs über einen Regelkreis berechnet. Diese Herangehensweise bietet den Vorteil, dass beliebige Aufteilungen des Drehmoments auf Vorder- und Hinterachse darstellbar sind. Die Modellierung von Differenzialsperren ist hingegen schwierig, da direkte Drehzahlvorgaben in Simpack in der Regel zu Abbrüchen führen.

Neben der Fahrzeuggeschwindigkeit wird der Lenkwinkel durch Simulink vorgegeben. Beide Größen können aus Messschrieben eingelesen werden und die Ausgangsgrößen der Simulation (Reifenkräfte und -momente, Aufbaubewegungen) mit den Messwerten verglichen werden. Außerdem ist das Ausheben der Fahrzeugvorderseite möglich, wie in Kap. 3.3.5 beschrieben. In **Bild 38** ist neben dem Mehrkörpermodell des Fahrzeugs rechts, links auch das Hohenheimer Reifenmodell in Form der vier Systemblöcke dargestellt.

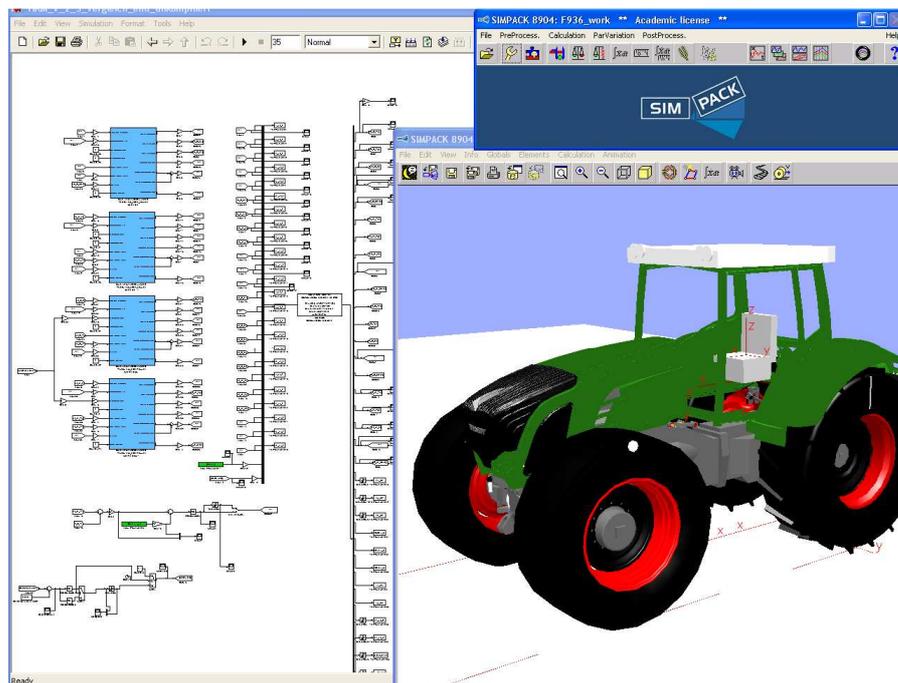


Bild 38: Co-Simulation des Versuchsfahrzeugs mit Matlab/Simulink und Simpack

6 VERSUCHSERGEBNISSE

Inhalt dieses Kapitels ist die Darstellung und Diskussion der Ergebnisse aus den einzelnen Fahrversuchen bzw. deren Analysen entsprechend der in Kap. 3.3 beschriebenen Methoden.

6.1 Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie

Die Analyse der Versuchsfahrten mit zwei verschiedenen Bereifungen, fünf Ballastierungskonfigurationen und drei Luftdrücken ergibt die in **Tabelle 6** dargestellten Extremwerte für Schräglaufwinkel, Längs- und Seitenkräfte, Schräglaufwinkel- und Radlastgeschwindigkeiten. Die Werte lassen keinen direkten Vergleich beider Reifenmarken zu, da die Datengrundlage verschieden ist. Dennoch können einige grundsätzliche Aussagen getroffen werden, vor allem innerhalb einer Reifenmarke.

Zur besseren Darstellbarkeit enthält die Tabelle nur Absolutwerte. Der Schräglaufwinkel blieb stets unterhalb 9°, obwohl das Fahrzeug mehrfach in seinen fahrdynamischen Grenzbereich kam. An der Vorderachse traten tendenziell höhere Werte als an der Hinterachse auf. Die dynamischen Komponenten Schräglaufwinkel- und Radlastgeschwindigkeit erreichten beträchtliche Werte, die nach Kap. 3.3.1 als kritisch zu beurteilen sind. So werden Schräglaufwinkelgeschwindigkeiten bis 12,66 °/s erzielt, die Radlastgeschwindigkeit stieg bis etwa 51 kN/s. Die Hinterachse weist eine etwa doppelt so hohe Radlastrate wie die Vorderachse auf. Diese Tatsache ist sicherlich auf die gefederte Einzelradaufhängung vorn zurückzuführen. Bei einer maximalen statischen Radlast vorn von 42 kN und hinten von 60 kN werden vorn dynamisch Radlasten von maximal 50,18 kN erreicht, hinten von 89,79 kN. Im Straßenbau, aber auch in der Bewertung der Fahrzeugdynamik findet der Radlaststoßfaktor, **Gl. (76)**, oftmals Verwendung [127,165].

$$b = \frac{F_{dyn}}{F_{stat}} \quad (76)$$

Tabelle 6: Maxima und Minima für Kräfte und Änderungsgeschwindigkeiten aus allen Fahrversuchen

Reifen	Marke	Fülldruck bar	Minima						Maxima					
			α	$d\alpha/dt$	F_z	dF_z/dt	$F_{x\text{Superp}}$	α	$d\alpha/dt$	F_z	dF_z/dt	$F_{x\text{Superp}}$		
			°	°/s	kN	kN/s	kN	°	°/s	kN	kN/s	kN		
Vorderreifen	Marke A (650/65 R34)	1,0	0	0	1,01	0	0	7	8,91	49,09	20,07	5,15		
		1,6	0	0	5,13	0	0	7,36	11,34	48,74	21,38	4,63		
		2,2	0	0	5,58	0	0	7,3	9,28	49,02	18,82	4,83		
	Marke B (600/70 R34)	1,0	0	0	14,09	0	0	7,26	6,68	30,95	12,36	1,49		
		1,6	0	0	14,83	0	0	8,68	12,11	50,18	23,32	2,36		
		2,2	0	0	15,22	0	0	8,86	10,3	48,73	18,5	2,25		
Hinterreifen	Marke A (710/75 R42)	1,0	0	0	6,92	0	0	5,56	8,6	68,91	40,3	49,09		
		1,6	0	0	5,81	0	0	7,58	11,47	89,42	50,95	48,74		
		2,2	0	0	3,8	0	0	6,29	10,25	89,79	48,47	49,02		
	Marke B (710/75 R42)	1,0	0	0	9,28	0	0	5,63	7,21	50,09	29,48	30,95		
		1,6	0	0	7,16	0	0	8,55	12,66	82,9	46,88	50,18		
		2,2	0	0	6,05	0	0	7,33	10,35	81,46	42,19	48,73		

Er stellt das Verhältnis zwischen dynamischer und statischer Radlast dar. Es geht zwar die Information über die tatsächlich wirksamen Kräfte verloren. Dafür vermittelt der Faktor einen Eindruck über die Dynamik, die auf dem Rad wirkt. Für den Vorderreifen ergibt sich ein Radlaststoßfaktor von $b_{v,max} = 1,19$, für den Hinterreifen von $b_{h,max} = 1,5$.

Bei der überlagerten Längskraft zeigen sich die erwarteten Zusammenhänge. Die nichtangetriebene Vorderachse erreicht mit maximal 5,15 kN nur relativ geringe Werte. An der Hinterachse treten Längskräfte bis zu 50,18 kN auf. Die beschriebenen Einflüsse werden in den folgenden Unterkapiteln näher untersucht. Beispielfhaft dienen die Werte des Reifens A bei $p_j = 1,6$ bar als Datengrundlage. Die Ziel-Radlast soll $F_Z = 30$ kN betragen.

6.1.1 Einfluss der Wahl der Radlasttoleranz

Durch Zulassen einer symmetrisch verteilten Toleranz um die gewählte Radlast herum, werden ausreichend viele Daten für eine anschließende Regression erhalten. Je größer die Toleranz gewählt wird, desto mehr Daten stehen zur Verfügung, desto größer wird allerdings auch die Ungenauigkeit des Ergebnisses, **Bild 39**.

Nun könnte sich zwar durch gleichmäßige Mengenverteilung der Messwerte sowie annähernd gleiche Abweichungen ober- und unterhalb der Ziel-Radlast ein Ausgleich ergeben. Diese gleichmäßige Verteilung ist jedoch zum einen unwahrscheinlich. Zum anderen weist die Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie ein degressives Verhalten auf. Eine Mittelwertbildung führt daher nicht zum korrekten Ergebnis. Anhand des Beispieldatensatzes ist die Verteilung der Messpunkte über den Schräglaufwinkel diskretisiert dargestellt, **Bild 40**. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Verteilung der Radlasten für jeden Schräglaufwinkel vollkommen unsymmetrisch ist. Es besteht die Gefahr, durch große Toleranzen verfälschte Ergebnisse zu produzieren. Ein Beispiel für eine große Verfälschung findet sich zwischen 3 und 6° Schräglaufwinkel. Hier liegt die mittlere Radlast deutlich unterdurchschnittlich zwischen 27,24 und 25,55 kN. In der Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie führt das zu einem Abknicken, das in diesem Schräglaufwinkelbereich noch nicht zu erwarten ist und zu einer falschen Extrapolation

führen könnte. Ein ähnliches Verhalten ist für die Schräglaufwinkel zwischen -2 und -1° erkennbar.

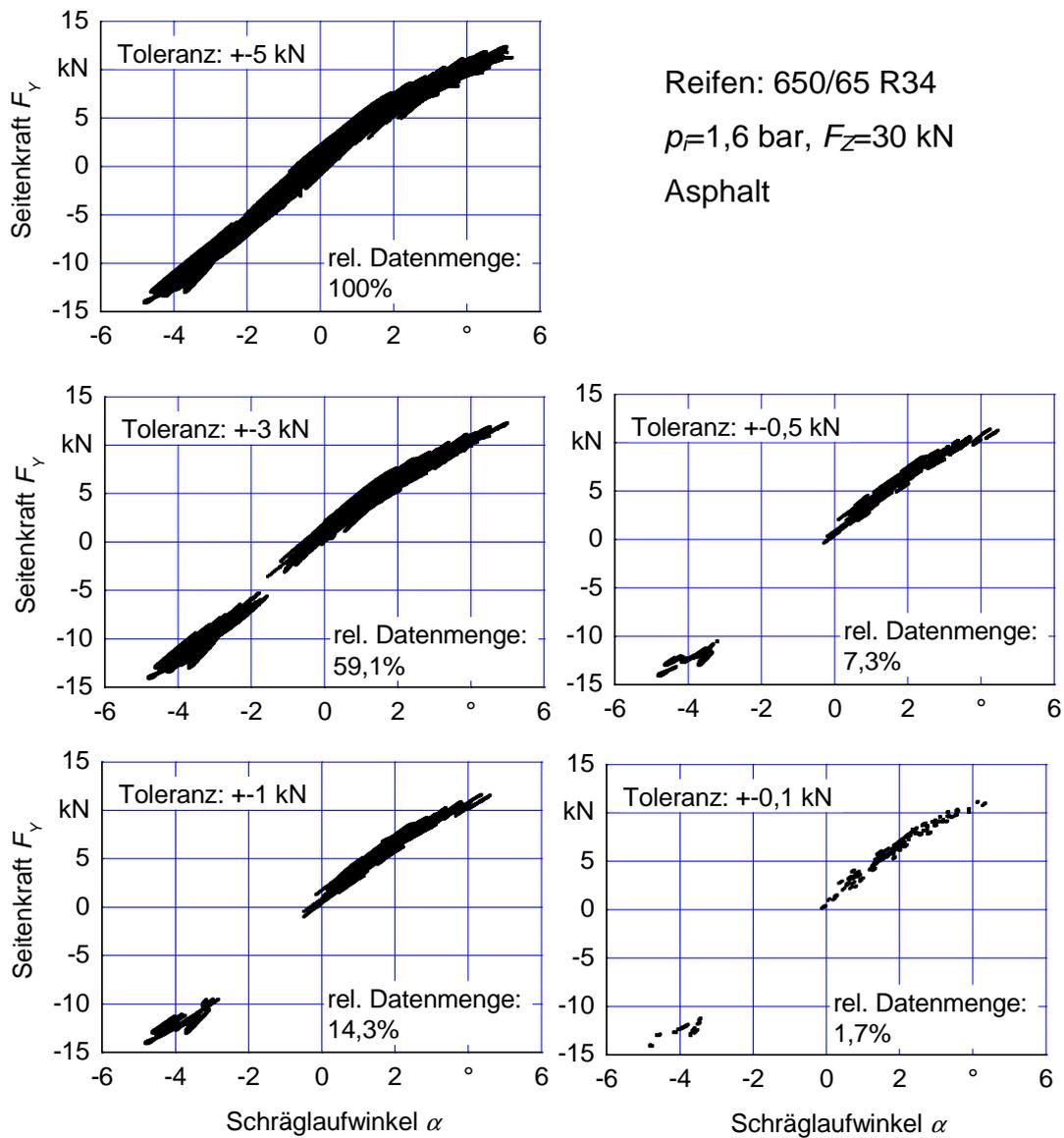


Bild 39: Einfluss verschiedener Toleranzen bei der Radlast auf die auswertbare Datenmenge

Die Verkleinerung des Toleranzbereiches erhöht die Genauigkeit der Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie. In **Bild 41** ist die Toleranz von ± 5 kN, über ± 3 kN auf $\pm 0,5$ kN reduziert. In den zuvor als kritisch identifizierten Bereichen von -2 bis -1 und 3 bis 6° verringert sich die Menge der Datenpunkte sehr stark.

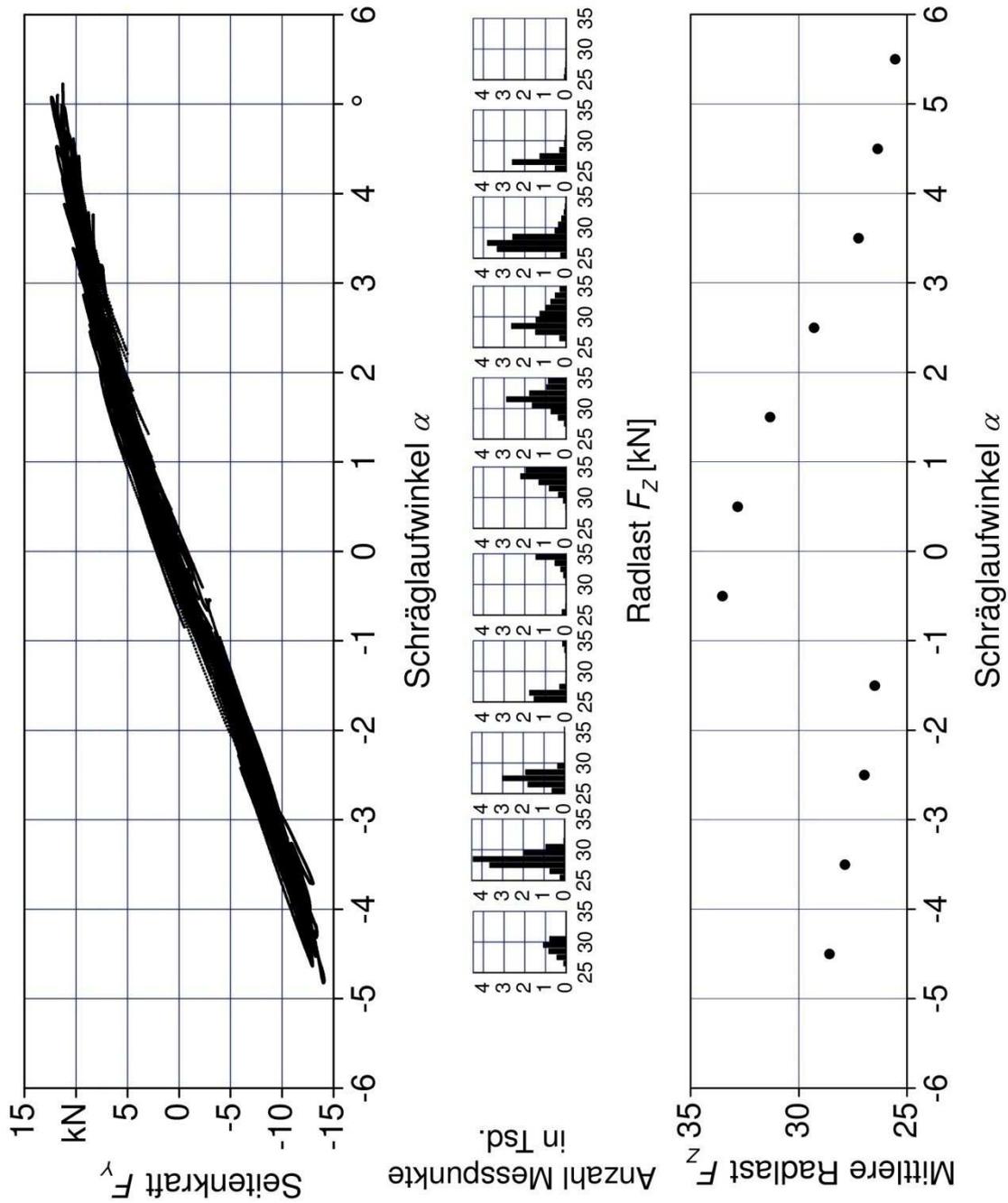


Bild 40: Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie (Reifen: 650/65 R34; $F_z = 30$ kN; $p_i = 1,6$ bar); Histogramme der Radlasten F_z jedes einzelnen Messpunktes aufgetragen pro 1° Schräglaufwinkel; Mittlere Radlast F_z aller Messpunkte pro 1° Schräglaufwinkel

Bei gedanklicher Verbindung der Punkte zu einer stetigen Kurve wirkt diese bei Reduktion des Toleranzbereiches gestreckter. Die Länge der Kurve verringert sich jedoch. Bei Wahl einer geeigneten Toleranz ist zwischen Qualität der Datenpunkte

und Datenmenge abzuwägen. Durch Übereinanderlegen der Kurven erhält man für die Kurve enger Radlasttoleranz eine präzise Aussage und für Kurven größerer Toleranz einen Bereich, in dem die Kennlinie liegt.

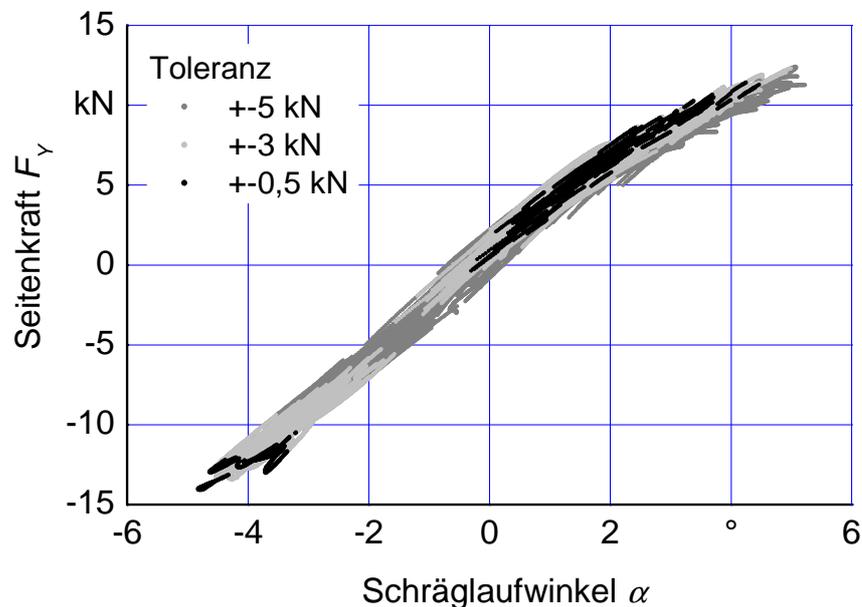


Bild 41: Einfluss unterschiedlicher Toleranzbereiche auf die Datenmenge der Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie

6.1.2 Einfluss der Schräglaufwinkelgeschwindigkeit

Wie in Kap. 3.3.1 beschrieben, stellte Barrelmeyer einen erheblichen Einfluss von Fahr- und Schräglaufwinkelgeschwindigkeit auf die Seitenkraftgenerierung fest. Die Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit wirkt Einfluss verringernd, eine Erhöhung der Schräglaufwinkelgeschwindigkeit hingegen verstärkend. Ab einer Geschwindigkeit von 23,6 km/h führte selbst eine Schräglaufwinkelgeschwindigkeit von 10 °/s kaum noch zu einer Abweichung von der stationären Kennlinie, vgl. Bild 13. Ursache für den verzögerten Kraftaufbau ist die Verformung des Reifens zwischen Felge und Latsch, die sich durch Relativbewegung zwischen Nabe und Straße zunächst ausbilden muss. Mit steigender Verformung steigt auch die übertragene Kraft. Es handelt sich damit um einen wegabhängigen Vorgang. Extreme Situationen, wie niedrige Fahr- und hohe Schräglaufwinkelgeschwindigkeiten, können an Prüfständen auftreten, sind an Fahrzeugen in Fahrversuchen jedoch nicht zu erwarten. **Bild 42** zeigt exemplarisch den typischen Verlauf von Fahrgeschwindigkeit

keit v und Schräglaufwinkel α für den Vorderreifen bei Slalomfahrt. Ziel war es in den Fahrversuchen möglichst hohe Schräglaufwinkel zu erreichen. Dies kann zum einen durch enge Kurvenradien, zum anderen durch hohe Fahrgeschwindigkeiten entsprechend der Fliehkraft, **Gl. (77)**, realisiert werden.

$$F_{Fl} = m \cdot \frac{v^2}{r} \quad (77)$$

Die Fahrversuche fanden häufig im Geschwindigkeitsbereich zwischen 30 und 50 km/h statt. In diesem Bereich konnte das Fahrzeug noch sicher bedient und dennoch hohe Fliehkräfte erreicht werden.

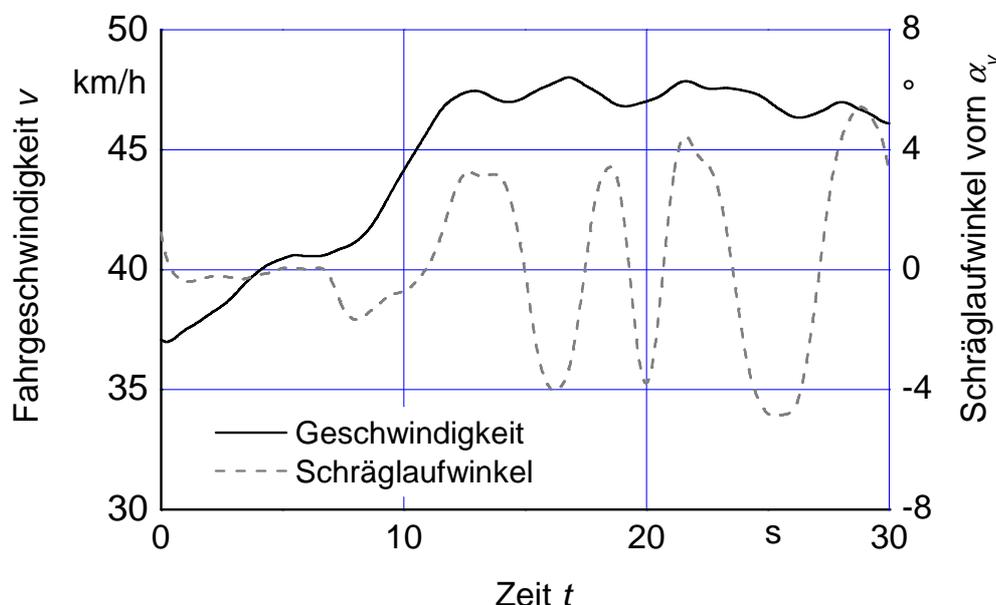


Bild 42: Typischer Verlauf von Fahrgeschwindigkeit und Schräglaufwinkel bei Slalomfahrt

In **Bild 43** ist die Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie für die Vertikalkraft $F_z = 30$ kN mit einer Toleranz von ± 2 kN für verschiedene Höchstgrenzen der Schräglaufwinkelgeschwindigkeit $d\alpha/dt$ dargestellt. Allein die hohen Fahrgeschwindigkeiten lassen einen geringen Einfluss der Schräglaufwinkelgeschwindigkeit auf die gemessenen Seitenkräfte vermuten. Hinzu kommt, dass die tatsächlich aufgetretenen Schräglaufwinkelgeschwindigkeiten im ausgewählten Datenbereich mit über 70 % mehrheitlich unter 2 °/s lagen.

Die Begrenzung der Schräglaufwinkelgeschwindigkeit von 8 auf 6 °/s reduziert die relative Datenmenge nur um ca. 1,5 %, dennoch wird insbesondere der Null-durchgang deutlich feiner dargestellt. Die Begrenzung von 2 auf 1 °/s führt zu einer Reduzierung der relativen Datenmenge um ca. 20 Prozentpunkte. Dies hat keine Veränderung in der Darstellung zur Folge. Vor allem bleibt die Breite des Datenbandes erhalten.

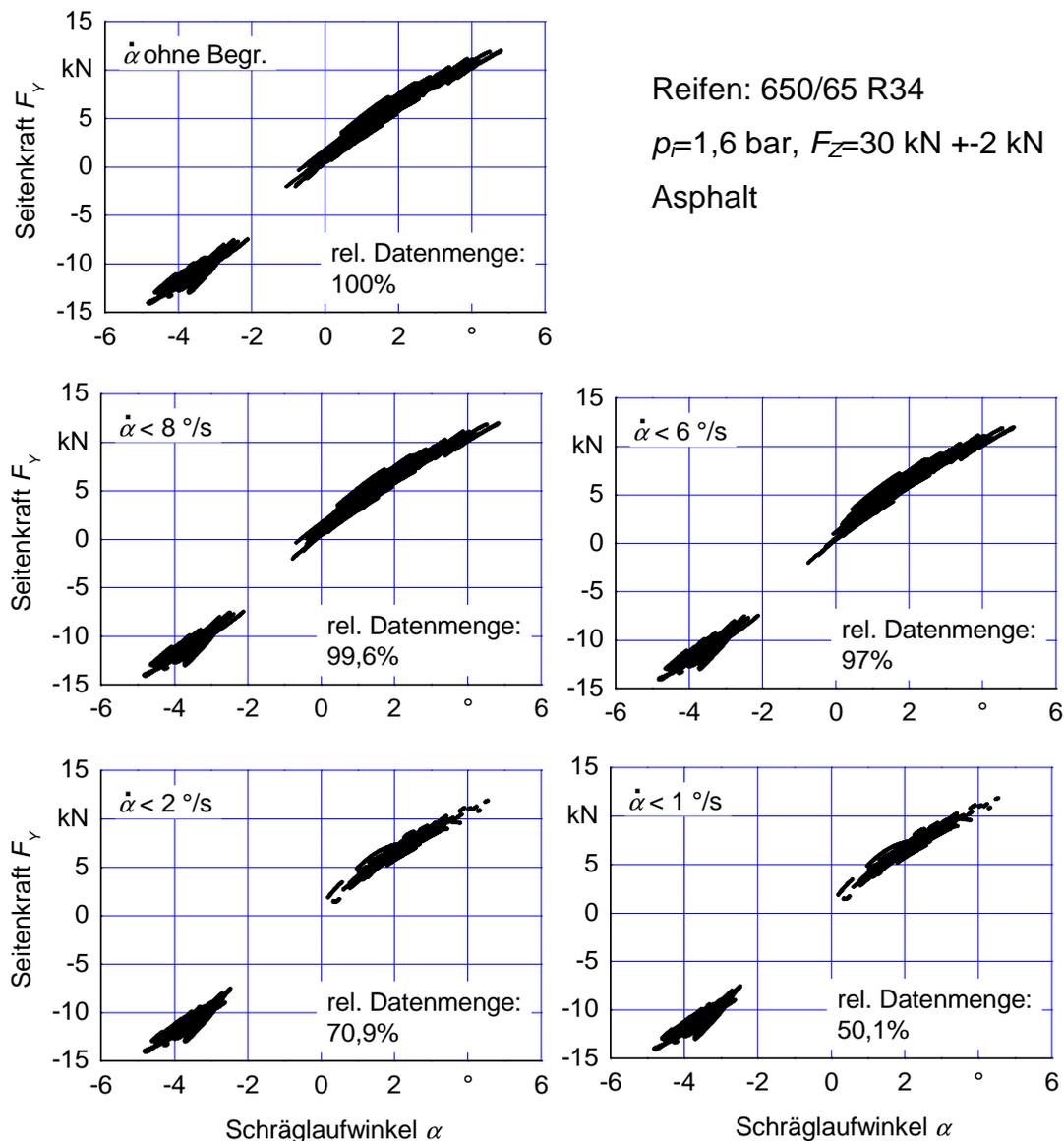


Bild 43: Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie für verschiedene Höchstgrenzen der Schräglaufwinkelgeschwindigkeit

Bei Barreilmeyer [143] führte eine Senkung der Schräglaufwinkelgeschwindigkeit zu höheren gemessenen Kräften, Bild 13. Die Einzelradmesseinrichtung

schwenkte den Reifen bei jedem Versuch von 0 bis 17° aus und verblieb dann dort. Die Verformung des Reifens lief dem Schräglaufwinkel stetig nach, was im Vergleich zur stationären Kennlinie zu geringeren gemessenen Kräften führte und mit dem PT_1 -Verhalten beschrieben werden kann.

Das Versuchsfahrzeug vollzog Slalombewegungen, d. h. permanentes Ein- und Zurücklenken. Auch hier tritt ein Zeitverzug zwischen Reifenverformung und Schräglaufwinkel auf, allerdings sowohl bei Kraftaufbau als auch Kraftabbau. Es kann damit zum theoretischen Ausgleich zwischen zu niedrig und zu hoch gemessenen Kräften kommen.

Die direkte Überlagerung von Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie in **Bild 44** zeigt, dass die Schräglaufgeschwindigkeit keinen erkennbaren Unterschied verursacht. Sowohl Breite als auch Verlauf beider Kennlinien sind nahezu deckungsgleich. Lediglich die Menge der Datenpunkte ist reduziert. Dennoch ist die Berücksichtigung der Schräglaufwinkelgeschwindigkeit von Bedeutung. Bei geänderter Versuchsdurchführung, wie bspw. dem seitlichen Wegziehen des Fahrzeugs, könnten sehr hohe Schräglaufwinkel bei niedriger Fahrgeschwindigkeit auftreten. In einem solchen Fall hätten die dynamischen Einflüsse Gewicht.

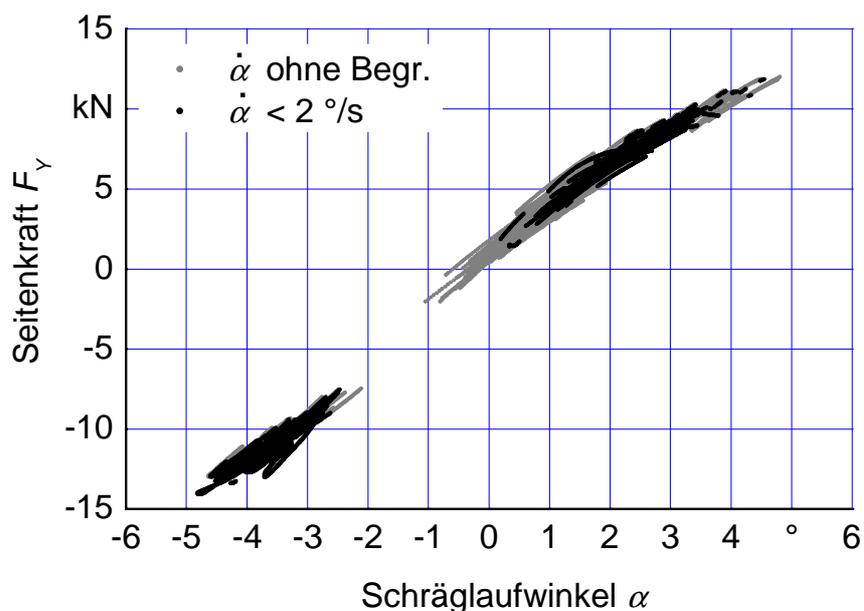


Bild 44: Einfluss der Schräglaufwinkelgeschwindigkeit auf die Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie

6.1.3 Einfluss der Radlastgeschwindigkeit

Reifen von Landfahrzeugen erzeugen bei Kurvenfahrt einen Schräglaufwinkel und damit eine Seitenkraft auf Fahrbahnhöhe. Da der Schwerpunkt aller Fahrzeuge immer oberhalb der Straße liegt, verursachen die wirksamen Kräfte eine Radentlastung der kurveninneren und Radbelastung der kurvenäußeren Räder. Diese Reifensituationen wurden von Schlotter [40] mit der Einzelradmesseinrichtung synthetisch erzeugt und tiefergehend untersucht, wie in Bild 14 aus Kap. 3.3.1 bereits kurz vorgestellt. Das zeitverzögerte Verhalten der Seitenkraft auf Radlaständerungen kann mit einem PT_1 -Verhalten gut beschrieben werden. Je höher die Geschwindigkeit der Radentlastung, desto größer die gemessenen Seitenkräfte bei vorgegebenem Schräglaufwinkel. Der Zeitverzug zwischen Radlast und Seitenkraft kann bei ausreichend hoher Radlastdynamik verursachen, dass das Minimum der Seitenkraft erst bei bereits wieder ansteigender Radlast auftritt.

Schlotter [40] konnte in Messungen außerdem Unterschiede in der Geschwindigkeit zwischen Seitenkraftaufbau und -abbau feststellen. Zur Erläuterung dieses Verhaltens ist das Modell für die Gummireibung von Kummer und Meyer hilfreich [166-168]. Hiernach gilt für die Gesamtreibkraft des Reifens, **Gl. (78)**:

$$F_{\text{Gesamtreibkraft}} = F_{\text{Adhäsionskraft}} + F_{\text{Hysterese kraft}} + F_{\text{Kohäsionskraft}} + F_{\text{Viskose Kraft}} \quad (78)$$

Kohäsionskraft wird beim Zerreißen der Molekülketten innerhalb der Gummimischung aufgebracht und äußert sich in Verschleiß. Der Verschleiß ist sehr gering, daher wird diese Größe allgemein vernachlässigt. Viskose Kraft tritt auf, wenn zwischen Reifen und Fahrbahn ein viskoses Medium (z. B. Wasser bei Aquaplaning) Scherkräfte überträgt. Die Fahrversuche fanden ausschließlich auf trockenem Asphalt statt. Daher verschwindet auch dieser Summand. Die Hauptbestandteile der Gesamtreibkraft sind damit die Adhäsionskraft und die Hysterese kraft. Die Hysterese kraft tritt bei Verformung des elastischen Mediums auf. Bei Entspannung des Reifens entsteht durch Dämpfung eine Energieumwandlung in Wärme. Mit Adhäsionskraft sind molekulare Bindungskräfte zwischen Straßenoberfläche und Gummi gemeint. Falls zu wenige Gummielemente mit der Straße

im Eingriff wären, könnte der Kraftschlussbeiwert überschritten werden. Die Größe des Latsches beeinflusst damit die Seitenkraftübertragung.

Laermann [169] fand eine Erklärung für die Geschwindigkeitsdifferenzen zwischen Seitenkraftaufbau und -abbau. Durch laterale Verformung des Reifens zwischen Nabe und Straßenoberfläche entsteht die Seitenkraft. Eine Erhöhung der Radlast führt zu einer Vergrößerung des Latsches. Die Profilelemente, die nun zusätzlich den Boden berühren, sind noch nicht verspannt. Erst durch weiteres Abrollen des Reifens verspannt sich der gesamte Latsch und trägt zur Seitenkraftvergrößerung bei. Eine Verringerung der Radlast verkleinert den Latsch, einige Elemente werden ausgehoben und kehren in den unverformten Zustand zurück. Die Entspannung kann im Gegensatz zur Verspannung ohne Rollen des Reifens erfolgen und ist damit schneller.

Radlastdynamik kann daher bei der Ermittlung der stationären Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie verfälschte Ergebnisse verursachen. **Bild 45** zeigt die Auswirkungen unterschiedlicher Höchstgrenzen für die Radlaständerung auf die Kennlinie. An der gefederten Vorderachse fällt die Radlastdynamik eher gering aus. Knapp die Hälfte aller ausgewählten Datenpunkte weist eine Radlastdynamik von weniger als 2 kN/s auf.

Sowohl bei dynamischer Radlaststeigerung als auch Radlastsenkung muss sich der Reifen zur angepassten Seitenkraftübertragung zunächst lateral ver- oder entspannen. Es können somit zu kleine, aber auch zu große Seitenkräfte gemessen werden. Dieser Zustand kann sich theoretisch, ähnlich wie bei der Schräglaufwinkelgeschwindigkeit, ausgleichen. Da der Kraftaufbau jedoch länger dauert als der Kraftabbau, ist die Tendenz zu zu gering gemessenen Kräften größer. Nach dem Erklärungsansatz von Laermann ist die Dauer des Seitenkraftaufbaus jedoch von der Abrollgeschwindigkeit abhängig.

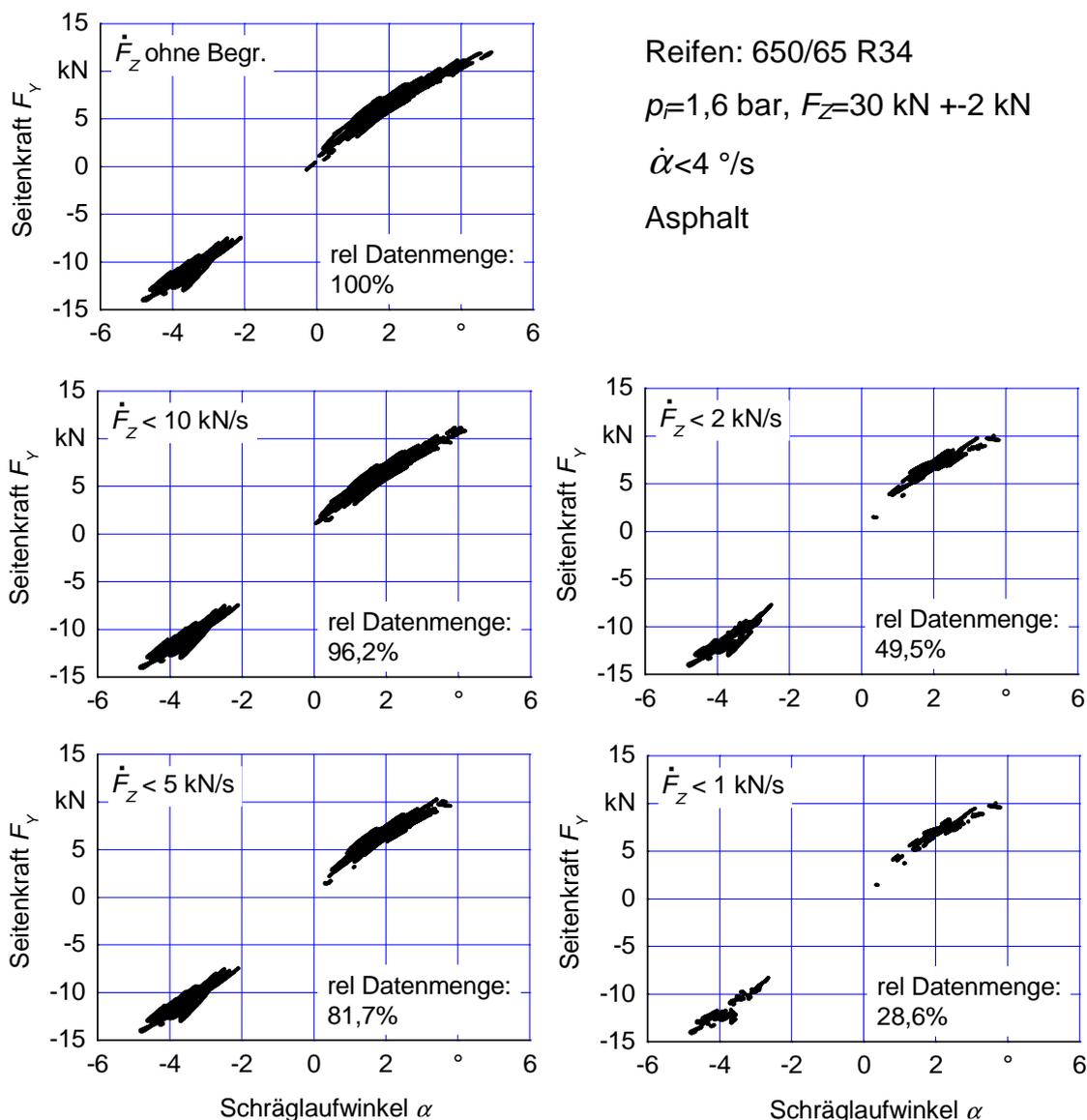


Bild 45: Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie für verschiedene Höchstgrenzen der Radlastgeschwindigkeit bei Fahrgeschwindigkeiten zwischen 30 und 50 km/h

Schlotter untersuchte diesen Effekt bei niedrigen Geschwindigkeiten (z. B. 2 km/h). Bei den hier aufgetretenen Geschwindigkeiten von über 30 km/h ist daher kein oder nur noch ein sehr geringer Effekt zu erwarten. **Bild 46** bestätigt diese Vermutung. Die Reduzierung der Radlastgeschwindigkeit von 10 auf 2 kN/s verringert die Anzahl der Datenpunkte, die Breite des Datenbandes bleibt in weiten Bereichen des Schräglaufwinkels jedoch nahezu vollständig erhalten. Es ist keine Verlagerung hin zu betragsmäßig größeren Werten zu erkennen.

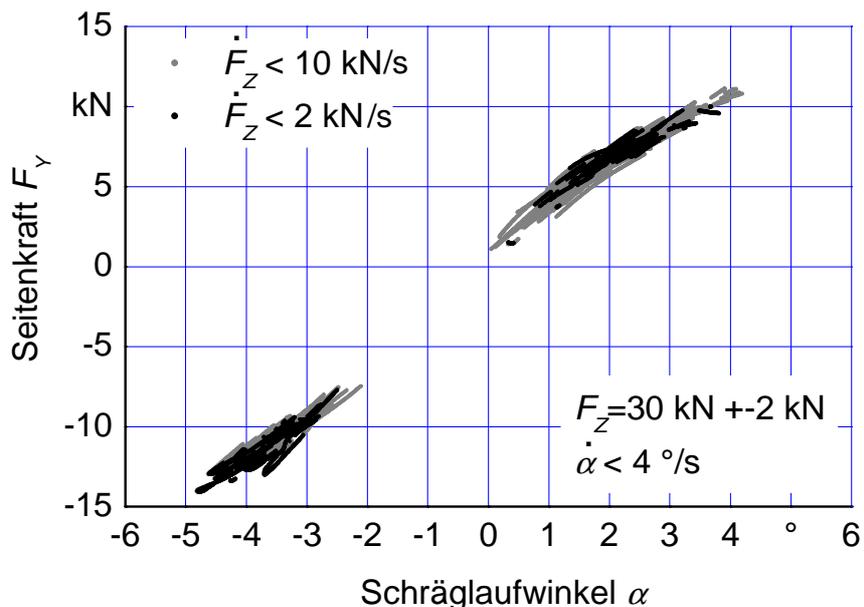


Bild 46: Einfluss der Begrenzung der Radlastgeschwindigkeit auf die Generierung der Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie

6.1.4 Einfluss durch überlagerte Längskraft

An der nicht angetriebenen Achse treten bei der hier beispielhaft verwendeten Datenauswahl für die Längskraft maximale Absolutwerte von 5,15 kN auf. Wie in Kap. 3.3.1 erwähnt, kann diese Größenordnung bereits Abweichungen von über 30 % von der stationär ermittelten Seitenkraft verursachen. Tatsächlich lagen die Kräfte bei der überwiegenden Mehrheit aller Datenpunkte und speziell bei der hier vorgestellten Auswahl im Bereich der Rollwiderstandskraft und damit deutlich unter 2 kN. 82 % aller Datenpunkte weisen eine überlagerte Längskraft von unter 1 kN auf, **Bild 47**. Da die Rollwiderstandskraft immer wirksam ist, sind nur sehr wenige Datenpunkte unterhalb 0,9 kN existent und daher nicht mehr auswertbar. Das Maximum der gemessenen Längskraft von 5,15 kN lässt sich durch kurzzeitigen Bremseneingriff, bspw. nach Umfahrung der letzten Pylone, aber vor Beendigung der Messung, erklären.

Wegen der geringen vorhandenen Längskräfte lassen die drei Darstellungen der Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie mit unterschiedlichen Höchstgrenzen für die überlagerte Längskraft keinen Einfluss der Längskraft erkennen.

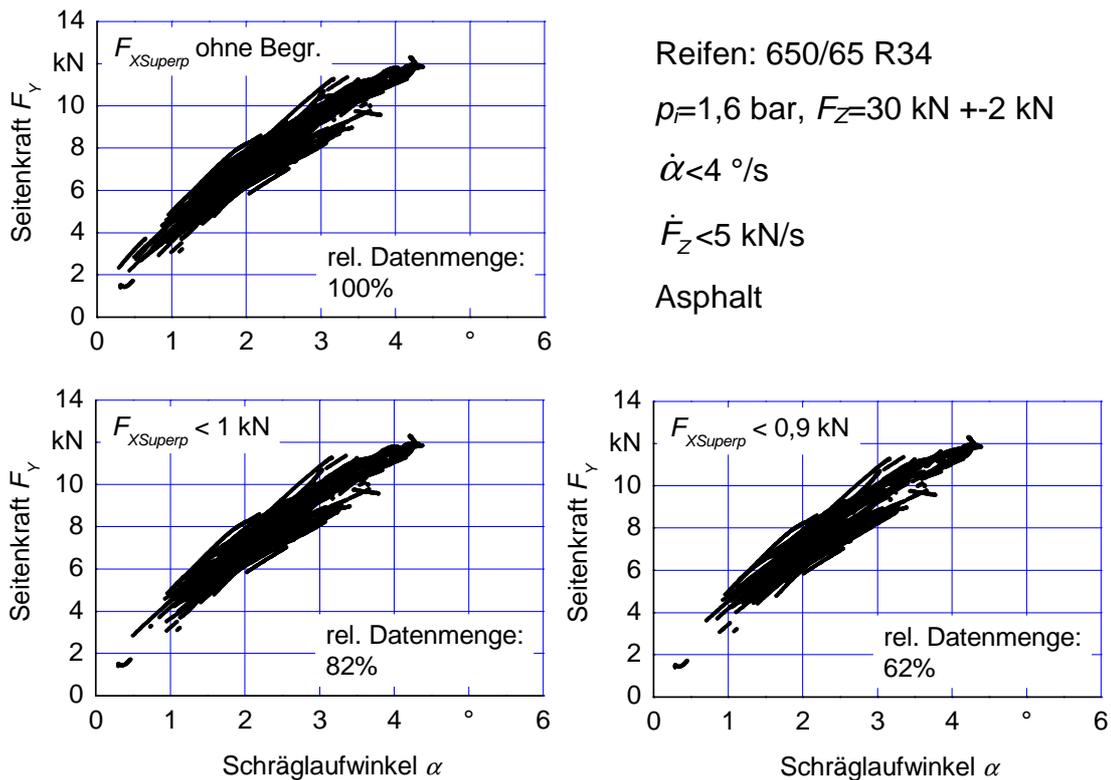


Bild 47: Erster Quadrant der Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie für verschiedene Höchstgrenzen der überlagerten Längskraft

Der Datensatz für das angetriebene Hinterrad hingegen sollte weitaus größere Triebkräfte aufweisen. Hier wurden maximal 49 kN gemessen. Die in **Bild 48** dargestellte Datenauswahl zeigt hingegen, dass auch am Hinterrad über 84 % aller Datenpunkte eine überlagerte Längskraft von weniger als 3 kN aufzeigen. Dies ist darin begründet, dass die Messungen in der Regel erst nach Erreichen der Zielgeschwindigkeit und vor dem Abbremsvorgang gestartet und beendet wurden, zum anderen in der bereits erwähnten möglichst weichen Fahrweise. Der charakteristische Verlauf ist in allen drei Grafiken sehr ähnlich. Somit ist eine striktere Begrenzung der Längskraft unterhalb 3 kN nicht möglich. Der Absolutwert ist im Vergleich zum Vorderrad höher, weil das Hinterrad seinen eigenen und den Rollwiderstand des Vorderrades kompensieren muss.

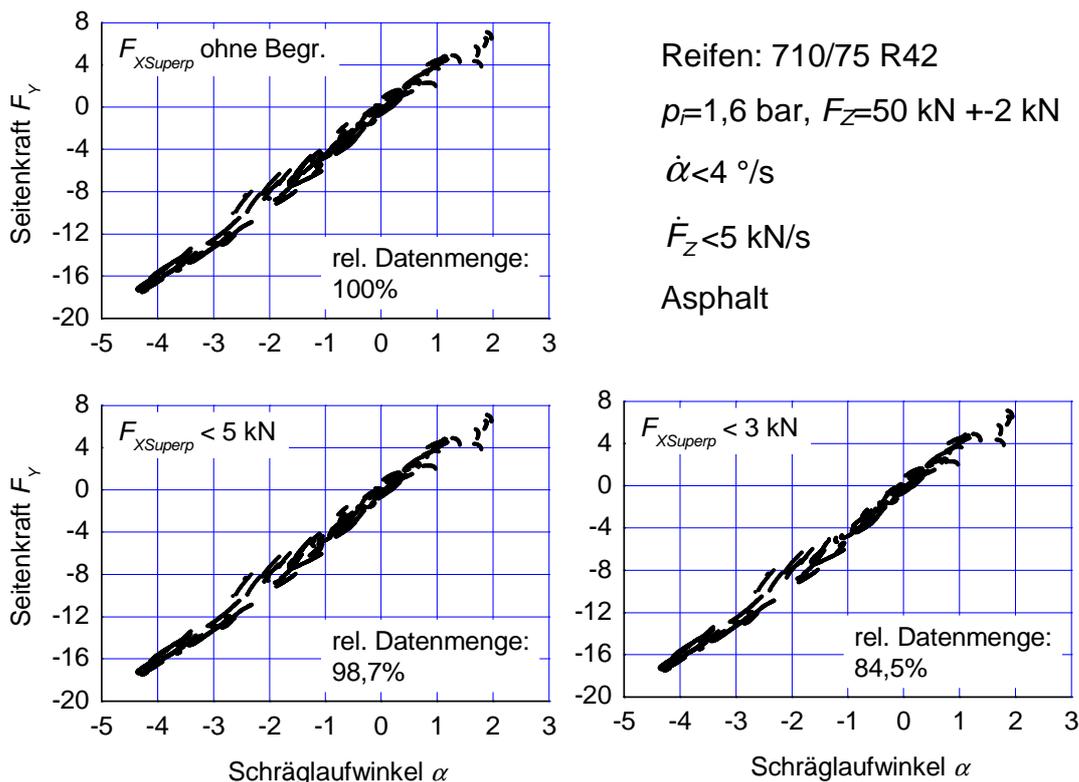


Bild 48: Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie für verschiedene Höchstgrenzen der Längskraft am angetriebenen Hinterrad

6.1.5 Vergleich der Kennlinien aus Fahrversuch und von Einzelradmesseinrichtung

Die Analyse der Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie aus den Kapiteln 6.1.1 bis 6.1.4 hat Grenzwerte ergeben, die es ermöglichen, präzise Datenpunkte bei ausreichender Datenmenge auszulesen. Ebendiese werden mit Messungen der Einzelradmesseinrichtung verglichen. In **Bild 49** ist der Vergleich für die zuvor diskutierte Radlast von 30 kN dargestellt. **Bild 50** und **Bild 51** zeigen zwei weitere Auswertungen bei 19,6 und 22,6 kN. Es ist allgemein eine recht gute Übereinstimmung festzustellen. Die Kurven aus dem Fahrversuch sowohl in Bild 50 als auch in Bild 51 gehen etwas früher in die Sättigung über als die Vergleichsmessungen mit der Einzelradmesseinrichtung. Ein Grund für die Abweichungen könnte der verschiedene Untergrund bei beiden Messungen sein. Ein möglicher weiterer Grund ist die Rollbewegung des Ackerschleppers, die am Messrad in beide Lenkrichtungen leicht positiven Sturz verursacht. Nach Mitschke vermindert positiver Sturz die übertragbare Seitenkraft bei Pkw-Reifen [157]. Dieser Effekt tritt nach

Ferhadbegović bei Ackerschlepperreifen allerdings deutlich abgeschwächt auf [61].

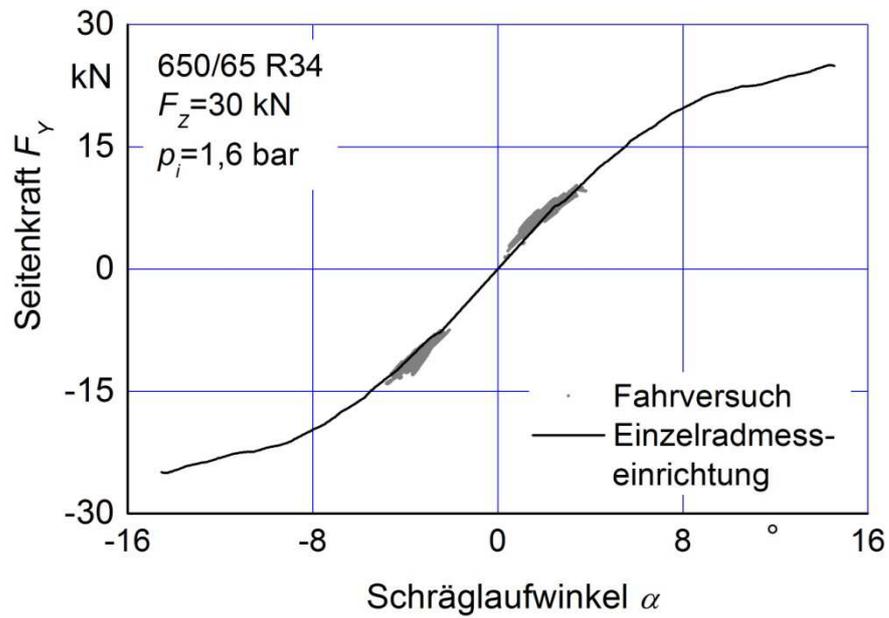


Bild 49: Vergleich der Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinien bei 30 kN Radlast

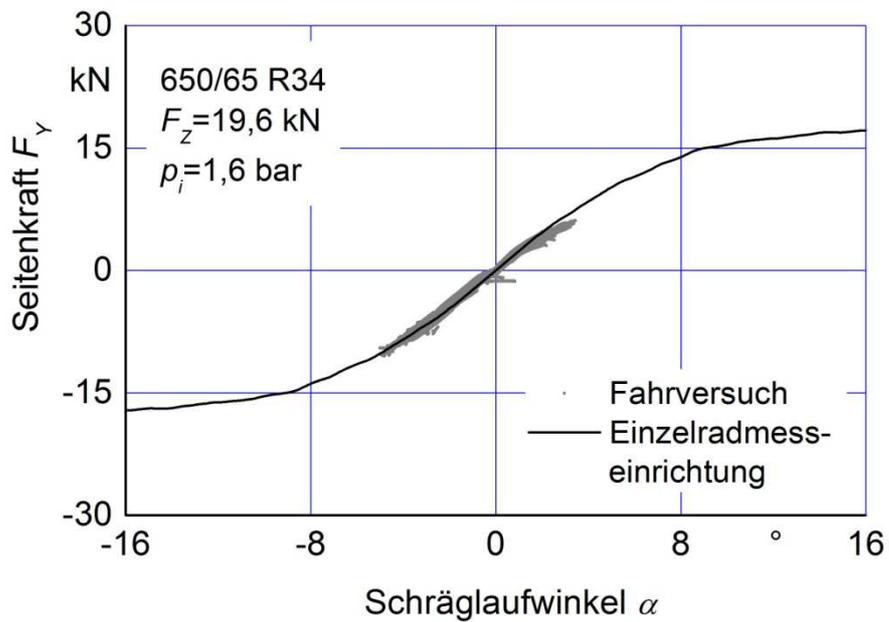


Bild 50: Vergleich der Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinien bei 19,6 kN Radlast

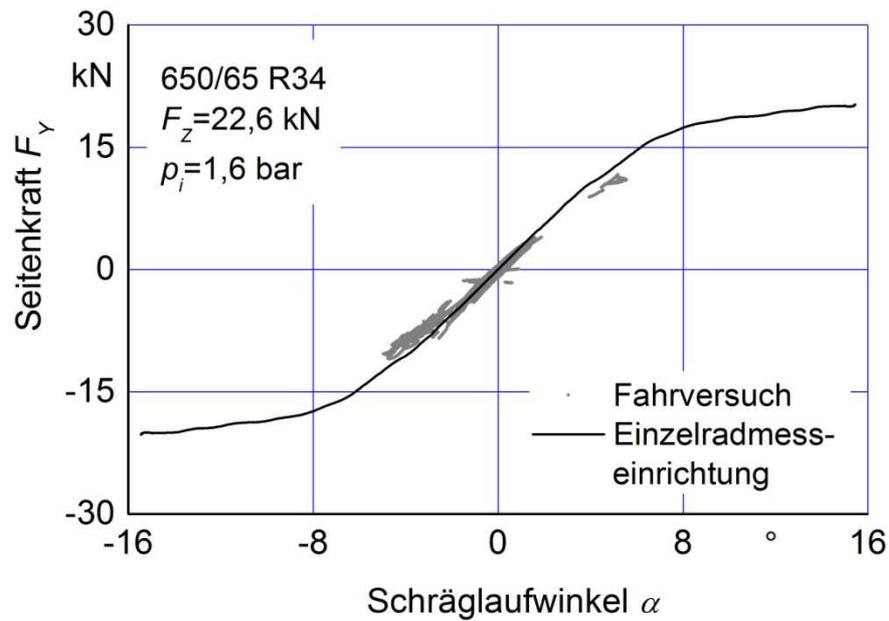


Bild 51: Vergleich der Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinien bei 22,6 kN Radlast

6.2 Dynamischer Abrollradius und Rollwiderstandsbeiwert

In **Bild 52** sind alle zur Bestimmung des dynamischen Abrollradius relevanten Messgrößen am Beispiel des Vorderreifens aufgetragen.

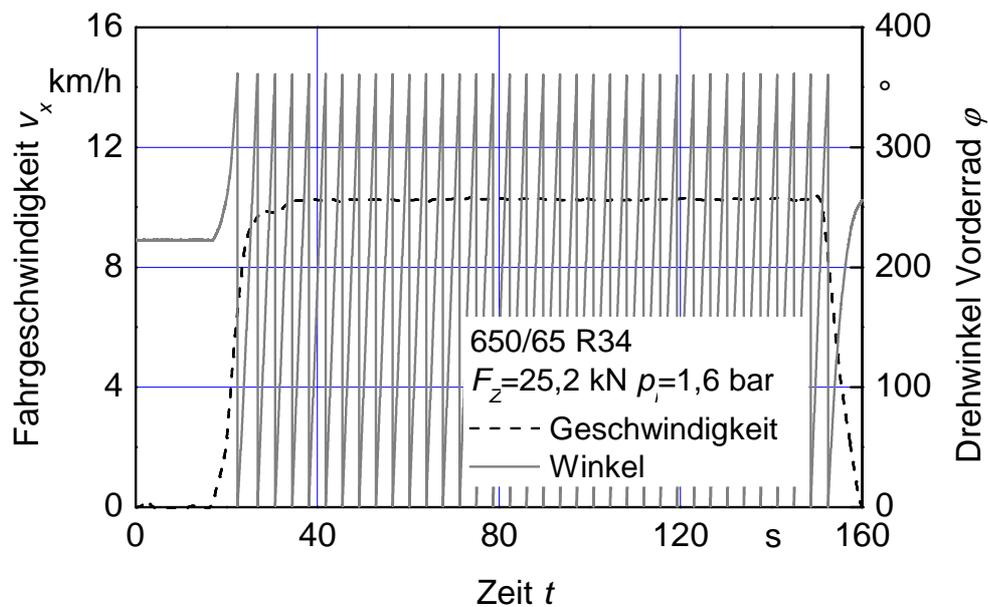


Bild 52: Geschwindigkeits- und Winkelsignal zur Bestimmung des dynamischen Abrollradius

Bei konstanter Geschwindigkeit von etwas über 10 km/h springt das Winkelsignal im Sägezahnmuster von null bis 360°. Aus dem Integral des Geschwindigkeitssignals wurde für sieben volle Umdrehungen das Wegstück aufgetragen und daraus der Mittelwert errechnet, beispielhaft dargestellt in **Tabelle 7**.

Tabelle 7: Dynamischer Abrollradius sieben voller Umdrehungen und Mittelwert

Wegstück	Abrollradius r_{dyn} [m]
1	0,82381
2	0,82415
3	0,82567
4	0,82429
5	0,82168
6	0,82036
7	0,81952
Ø	0,82278

Der Mittelwert des dynamischen Abrollradius für den Vorderreifen bei einer Radlast F_Z von 25,2 kN und einem Fülldruck p_i von 1,6 bar liegt bei 0,8228 m mit einer Standardabweichung von 2,1 mm.

Die in Kap. 3.3.2 beschriebenen Einflüsse Luftdruck und Radlast sind in **Bild 53** dargestellt. Ein steigender Luftdruck bei sonst konstanten Werten verursacht die beschriebene Aufweitung des Reifens und vergrößert den dynamischen Abrollradius. Bei Vergrößerung der Radlast von 18,5 auf 44,8 kN federt der Reifen deutlich ein. Auf den dynamischen Abrollradius hat dies jedoch nur eine sehr geringe Auswirkung.

Die Werksangabe des Vorderreifens liegt mit 0,8177 m im Bereich der Messwerte. Da Angaben zu Fülldruck und Radlast fehlen, kann die Angabe den Messergebnissen nicht näher zugeordnet werden. Der Hinterreifen weist prinzipiell das gleiche Verhalten auf. Die Erhöhung der Radlast um 26 kN führt hier allerdings zu einer merklichen Verkleinerung des dynamischen Abrollradius um 2 cm, **Bild 54**.

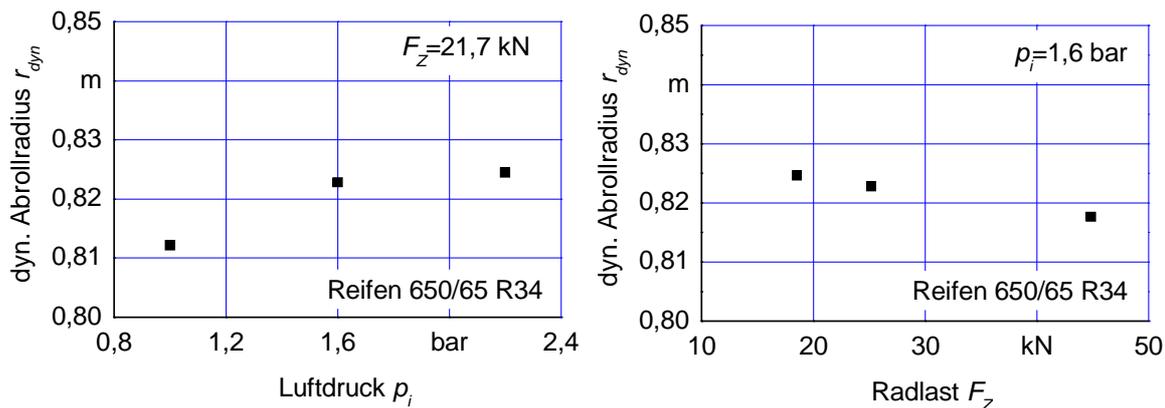


Bild 53: Einfluss von Luftdruck und Radlast auf den dynamischen Abrollradius für den Vorderreifen

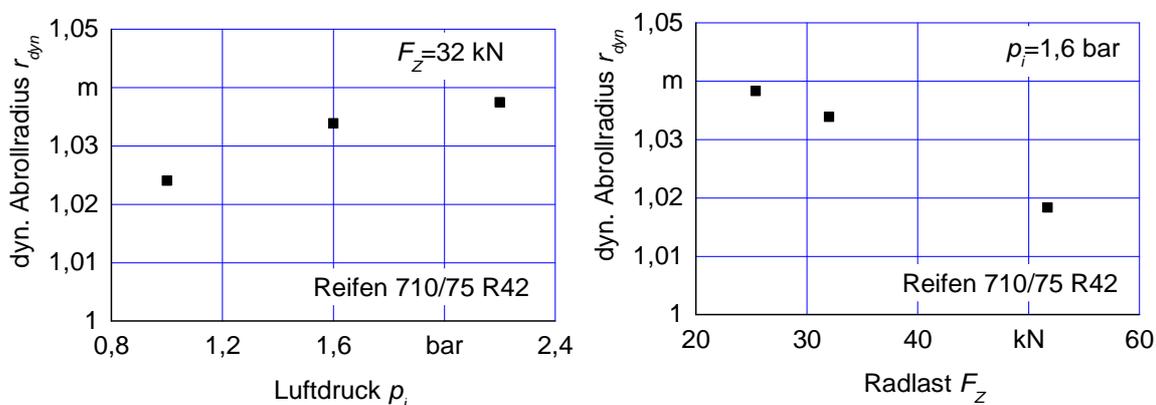


Bild 54: Einfluss von Luftdruck und Radlast auf den dynamischen Abrollradius für den Hinterreifen

Die Verwendung der Werksangabe für den dynamischen Abrollradius ist für einen weiten Gültigkeitsbereich ausreichend. Für extreme Situationen liefert eine Messung nach der vorgestellten Methode bessere Ergebnisse. Der Messaufwand ist mit einem Versuch in der jeweiligen Konfiguration aus Radlast und Luftdruck bei einer Geschwindigkeit gering.

Frühere Untersuchungen zum Rollwiderstand haben gezeigt, dass dieser bei Pkw- und AS-Reifen linear von der Radlast abhängt. Bei Nfz-Reifen wurde ein degressives Verhalten festgestellt [143,157]. In **Bild 55** und **Bild 56** sind die Rollwiderstandsbeiwerte ρ bei verschiedenen Luftdrücken und Radlasten aufgetragen. Der Vorderreifen wurde sowohl im Messfahrzeug als auch zum Vergleich mit der Einzelradmesseinrichtung vermessen. Bei beiden Verfahren wird unweigerlich die

Lagerreibung mit gemessen. Diese Größe ist jedoch zum einen nach Mitschke [157] vernachlässigbar, zum anderen für die Verwendung in der Simulation sogar erwünscht. Die Ergebnisse lassen die zuvor erwähnten Tendenzen nicht erkennen. Weder mit der Einzelradmesseinrichtung noch mit dem Messfahrzeug ist eine klare Abhängigkeit des Rollwiderstandsbeiwertes ρ von der Radlast F_Z nachzuweisen. Die bekannte Reduktion des Rollwiderstandsbeiwertes ρ mit zunehmendem Luftdruck p_i aufgrund geringerer Verformung des Reifens ist ebenfalls nicht erkennbar. Der Grund dafür liegt in der in beiden Messeinrichtungen leicht vorhandenen Signaldrift, die verbunden mit den kleinen Längskräften schnell in nicht unerheblichen Messfehlern resultiert, vgl. Genauigkeitsbetrachtung in Kap. 3.3.2. Alle Messungen fanden auf einem Außengelände in einem Temperaturbereich zwischen 10 und 25 °C statt. Wie auch schon in früheren Arbeiten [35, 39, 61, 143], so wird auch hier der Temperatureinfluss vernachlässigt. Die Messqualität des Versuchsfahrzeugs ist mit der der Einzelradmesseinrichtung vergleichbar.

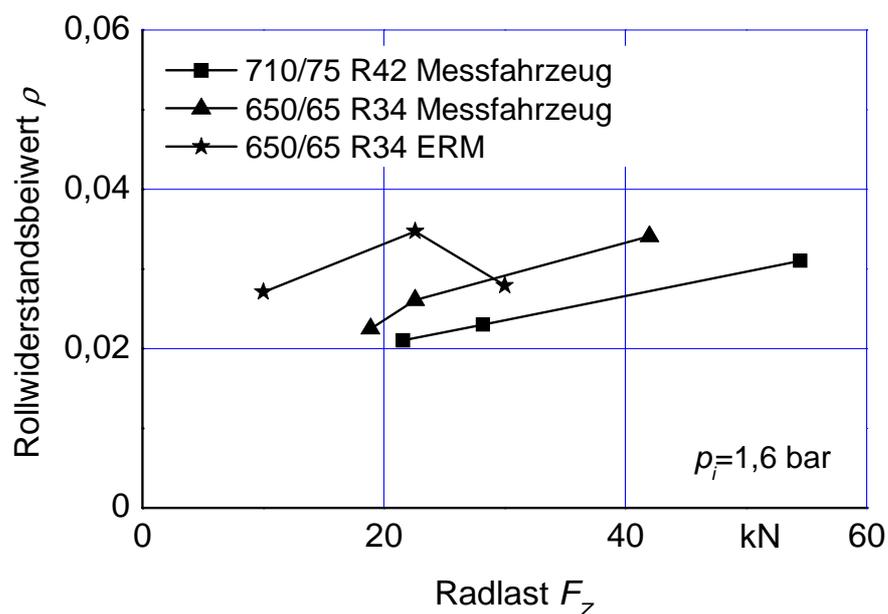


Bild 55: Rollwiderstandsbeiwerte bei verschiedenen Radlasten, ermittelt mit Einzelradmesseinrichtung und Messfahrzeug

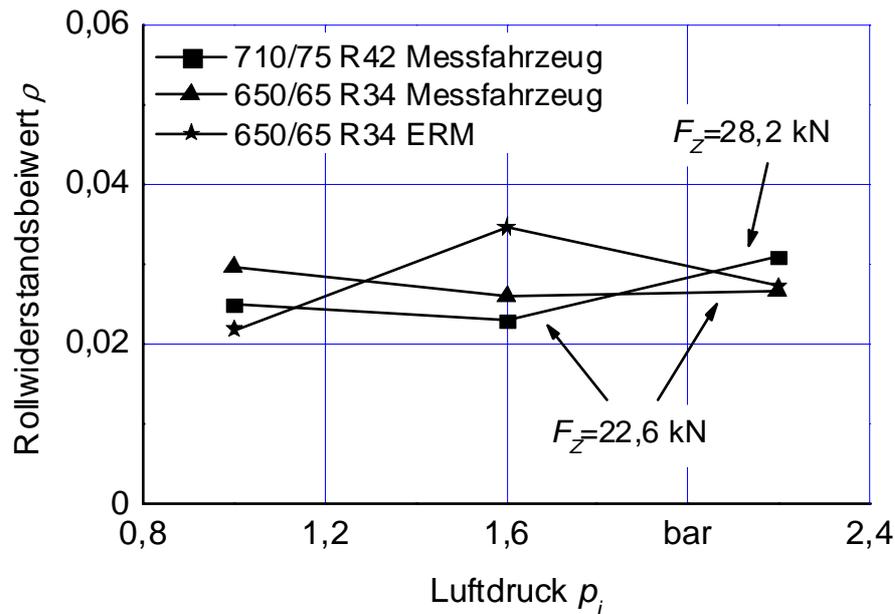


Bild 56: Rollwiderstandsbeiwerte bei verschiedenen Luftdrücken, ermittelt mit Einzelradmesseinrichtung und Messfahrzeug

Alternativ zur direkten Messung der Radkräfte sind Ausrollversuche des Gesamtfahrzeugs denkbar. Diese könnten zum einen durch Windeinflüsse gestört werden und benötigen daher eine hohe Wiederholzahl. Außerdem könnten wegen der unterschiedlichen Bereifung vorn und hinten keine Rückschlüsse auf die Rollwiderstandswerte des einzelnen Reifens getroffen werden.

6.3 Unrundheit

Die in Kap. 3.3.3 vorgestellte Methode wurde an zwei Radialreifen unterschiedlicher Hersteller der Dimension 650/65 R34 und 600/70 R34 getestet. Zusätzlich liefen beide Reifen auf dem Flachbandprüfstand unter einer Last von 16,6 kN bei 1 km/h. Die geometrische Vermessung wurde damit mit der alle Einflüsse beinhaltenen Messung verglichen. Die Ergebnisse sind in **Bild 57** zusammengefasst.

Der Versuch zeigt deutlich, dass sowohl die Größenordnung als auch der charakteristische Verlauf der Unrundheit durch die Laservermessung gut abgebildet werden. Die Anregung durch jeden einzelnen Stollen kann jedoch nicht dargestellt werden. Ob diese Vereinfachung ausreicht, hängt wesentlich von den gewünschten Simulationsaufgaben ab.

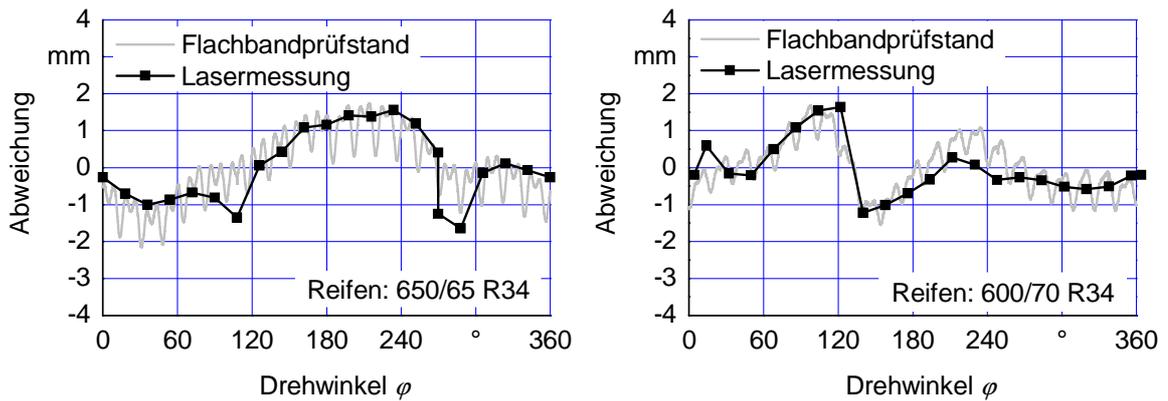


Bild 57: Vergleich zwischen Gesamtunrundheit (Flachbandprüfstand) und geometrischer Unrundheit (Lasermessung)

Böhler [128] verwendete das Pacejka-Similarity Reifenmodell und addierte die Unrundheit zum unbelasteten Radius wie der Ausdruck für die vertikale Reifenfederkraft zeigt, **Gl. (79)**.

$$F_{Cz} = c_{1z} \cdot f(\varphi)^{c_{2z}} = c_{1z} \cdot (r_0 + \Delta r(\varphi) - r_{dyn}')^{c_{2z}} \tag{79}$$

Die Unrundheit selbst wurde sehr genau über eine Fourierreihe dargestellt, die auch die Stollenanregung mit berücksichtigte, **Gl. (80)**.

$$\Delta r(\varphi) = \sum_{i=1}^{\infty} M_i \cdot \sin(i \cdot \varphi + \varphi_i) \tag{80}$$

Reifenmodelle wie das Hohenheimer Reifenmodell, die der Fahrdynamiksimulation dienen, können hochfrequente Anregungen oft nicht realistisch abbilden. Dies ist bei höheren Geschwindigkeiten für die Analyse der Fahrdynamik und Fahrsicherheit auch nicht von entscheidender Bedeutung [10,61]. Ferhadbegović beachtete für die Unrundheit daher nur die Schwingung erster Ordnung, **Gl. (81)**.

$$\Delta r(\varphi) = M \cdot \sin(\varphi + \varphi_v) \tag{81}$$

Die einfache Sinusschwingung trifft den Verlauf vieler Reifen. Dennoch gibt es Fälle wie beim dargestellten Reifen in der Dimension 600/70 R34, die davon abweichen. Derartige Verläufe können alternativ über die Implementierung einer

Wertetabelle beschrieben werden. Dies ist praktisch sehr gut umsetzbar, da die Tabelle durch die geometrische Vermessung bereits vorliegt und von Rechnern problemlos ausgelesen werden kann.

6.4 Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinie

Inhalt dieses Kapitels ist die Vorstellung des Vorgehens und der Ergebnisse zur Beschreibung der Längskraftcharakteristik nach den Methoden aus Kap. 3.3.4. Die Einflüsse von Radlast und Luftdruck werden erläutert und es folgt ein Vergleich mit den Kennlinien aus dem Prüfstandsversuch.

6.4.1 Zusammensetzung der Teilmessungen und Reproduzierbarkeit

In Kap. 3.3.4 ist das Vorgehen zur Ermittlung der Längskraftcharakteristik beschrieben. Die Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinie setzt sich aus zwei Teilversuchen zusammen, dargestellt in **Bild 58**. Da Mess- und Bremsfahrzeug über eine Zugstange und nicht über ein Seil miteinander verbunden waren, konnten leichte Druckkräfte übertragen werden. Die Messung im negativen Schlupfbereich reicht daher leicht in den positiven hinein. Der Übergang beider Teilmessungen ist von hoher Genauigkeit. Im Gebiet hohen positiven Schlupfes ist die Bandbreite des erfassten Umfangskraftbeiwertes μ deutlich stärker ausgeprägt als bei entsprechend negativem Schlupf.

Bei großem positiven Schlupf wird das Rad durch die durchrutschenden Stollen vertikal angeregt, während es bei großem negativen Schlupf eher zum Rutschen über wenige Stollenpaare kommt. Die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse ist oberhalb 20 % Schlupf gut, **Bild 59**. Unterhalb 10 % Schlupf reagiert die Kennlinie wegen des sehr steilen Anstiegs der Umfangskraft empfindlich auf Ungenauigkeiten in der Schlupfmessung. Daher empfiehlt sich die Mittelung über mehrere Kurven. In dieser Arbeit wurde jeweils über drei Kurven gemittelt.

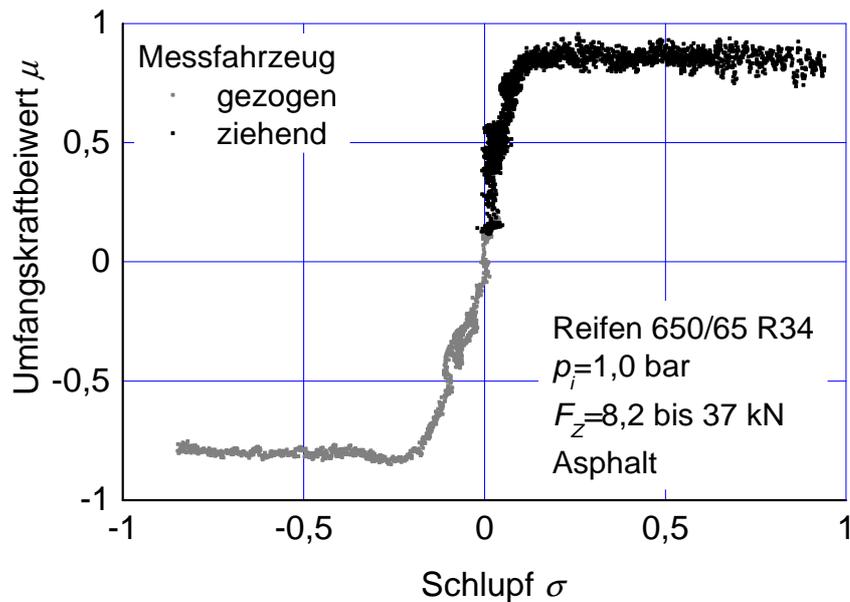


Bild 58: Zusammensetzung der Teilmessungen des Umfangskraftbeiwertes aus negativem und positivem Schlupfbereich

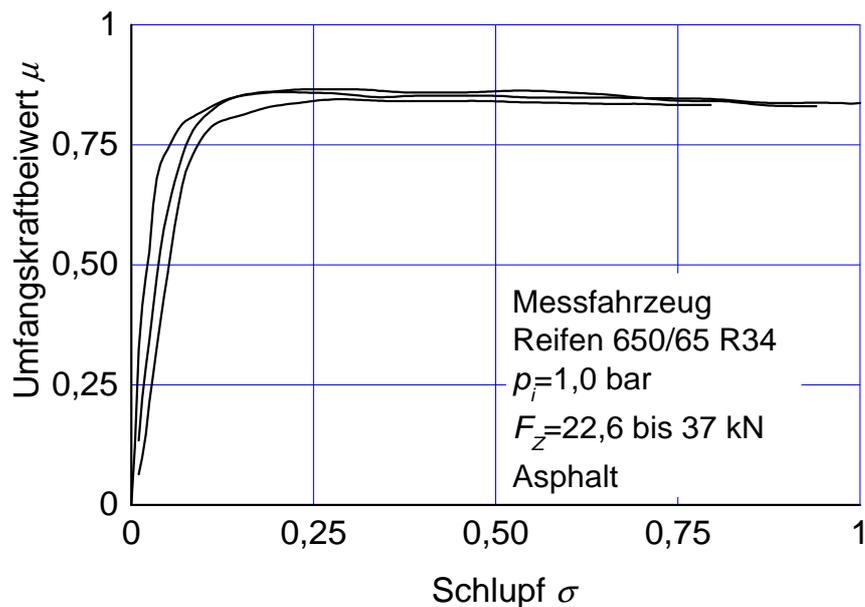


Bild 59: Reproduzierbarkeit der Triebkraft-Schlupf-Messungen, dargestellt für die Teilmessung positiven Schlupfes

6.4.2 Einfluss von Radlast und Luftdruck

Der Einfluss der Radlast sollte nach Angaben aus der Literatur vernachlässigbar sein. Um dies zu bestätigen, wurden ebenfalls Versuche mit unterschiedlichen Ballastierungen durchgeführt. Die Zugversuche fanden mit dem größten Fahr-

zeugmodell des Herstellers statt, vgl. Kap. 3.3.4. Eine Ballastierung des Messfahrzeugs würde zu einer Gewichtsannäherung zwischen Mess- und Bremsfahrzeug führen, so dass das Bremsfahrzeug seinen Traktionsvorteil verlöre. Daher fanden die Untersuchungen zum Einfluss der Radlast nur am Hinterrad statt. Durch Deaktivierung des Allradantriebs am Messfahrzeug stand am Bremsfahrzeug während aller Konfigurationen genug Bremskraft zur Verfügung. Das Ergebnis für drei Ballastierungen bei einem Luftdruck ist in **Bild 60** dargestellt. Es ist zu erkennen, dass der Radlasteinfluss im positiven Schlupfbereich für die dargestellten Messungen tatsächlich recht gering ist. Eine höhere Radlast führt tendenziell zu einem etwas besseren Kraftschlussbeiwert. Hohe Kräfte lassen sich dann übertragen, wenn die spezifische Normalkraft klein ist. Durch die höhere Radlast verformt sich der Reifen stärker, die Aufstandsfläche und damit die Adhäsionskräfte werden vergrößert. Allerdings kehren sich die Verhältnisse im negativen Schlupfbereich um. Hier ergibt sich bei der höchsten Radlast die schlechteste Kraftübertragung. Der Einfluss der Radlast ist zudem größer und das Niveau des Umfangskraftbeiwertes insgesamt niedriger. Eine mögliche Ursache für dieses Verhalten könnte in der Gestaltung des Reifens begründet sein. Der Reifen ist für die Längskraftübertragung in positiver Richtung optimiert. Bei Bremsschlupf und zunehmender vertikaler Belastung verformen sich die Stollen möglicherweise stärker um die Fahrzeugquerachse und die spezifische Normalkraft steigt überproportional an. Bei Manövern zur Analyse der Fahrdynamik treten in aller Regel jedoch nur geringe Schlupfwerte auf, so dass die Vernachlässigung des Radlasteinflusses zu nicht zu großen Verfälschungen führt. Im Gegensatz zum Vorderreifen werden am Hinterreifen höhere Umfangskraftbeiwerte erreicht. An beiden Reifen fällt die Kennlinie bei höheren Schlupfwerten leicht ab, wie dies auch von Pkw-Reifen bekannt ist.

Der Einfluss des Luftdrucks fällt nach **Bild 61** noch geringer aus als die Radlastabhängigkeit aus Bild 60. Alle drei Messungen fanden am unbeladenen Fahrzeug statt. Die Radlast lag je nach Zugkraft zwischen 8 und 36 kN. Bei sinkendem Luftdruck wäre eine Steigerung des Umfangskraftbeiwertes wegen der größeren Aufstandsfläche zu erwarten gewesen. Da diese Tendenz nicht erkennbar ist, muss festgehalten werden, dass die Messtoleranz größer ist als der Einfluss des Luftdrucks.

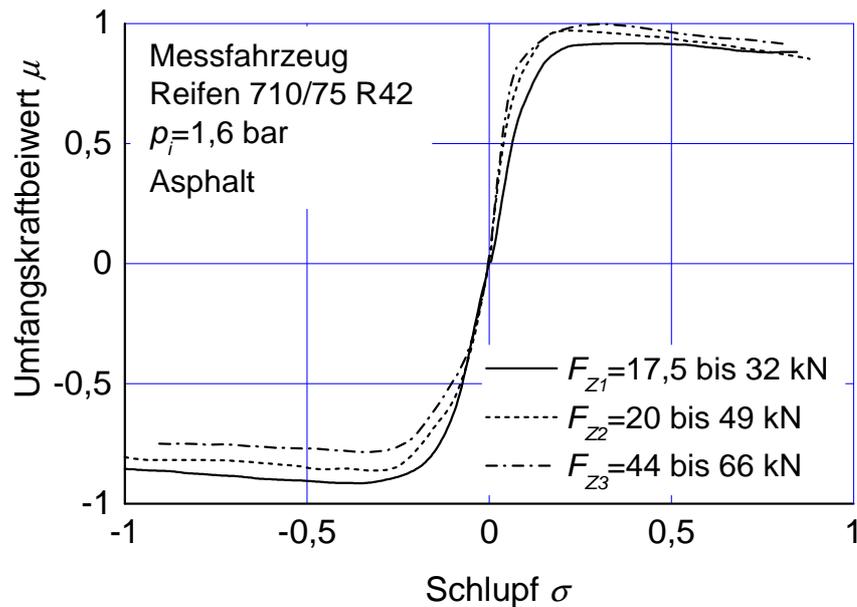


Bild 60: Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kurve des Hinterreifens bei 1,6 bar Innendruck

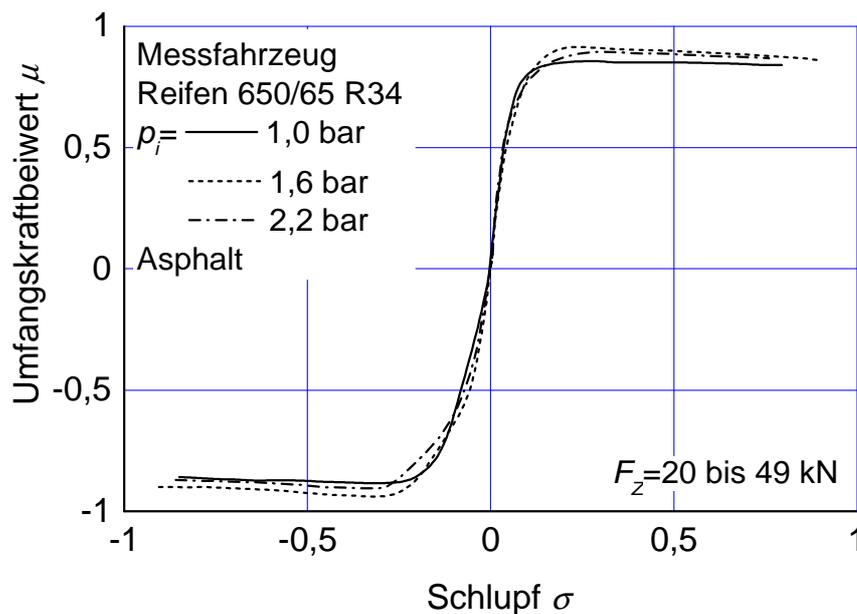


Bild 61: Einfluss des Luftdruckes auf die Umfangskraftbeiwert-Schlupf- Kennlinie

6.4.3 Kennlinienvergleich Fahrversuch und Einzelradmesseinrichtung

Vergleichsmessungen der Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinie aus Fahrversuch und mit der Einzelradmesseinrichtung ermöglichen Aussagen über Chancen und Grenzen des Verfahrens. Allerdings stand nicht der gleiche Untergrund zur Verfügung, da sich die Einzelradmesseinrichtung und die Versuchsfahrzeuge an

unterschiedlichen Standorten befanden. In beiden Fällen war Asphalt der Untergrund, einmal jedoch mit feiner (Versuchsfahrzeug) und einmal mit grober Körnung (Einzelradmesseinrichtung).

Aus den Ergebnissen der Fahrversuche aus Kap. 6.4.2 kann abgelesen werden, dass die Radlast einen geringen Einfluss auf die Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinie hat und dass unterschiedliche Luftdrücke noch geringere Unterschiede verursachen. Vergleichsmessungen mit der Einzelradmesseinrichtung zu unterschiedlichen Lasten, **Bild 62**, und zu unterschiedlichen Fülldrücken, **Bild 63**, resultieren in sehr ähnlichen Ergebnissen. Auch in diesem Fall ist die Differenz der Kennlinien für unterschiedliche Radlasten bei Triebsschlupf geringer als bei Bremschlupf. Ebenso führen unterschiedliche Luftdrücke zu fast identischen Ergebnissen.

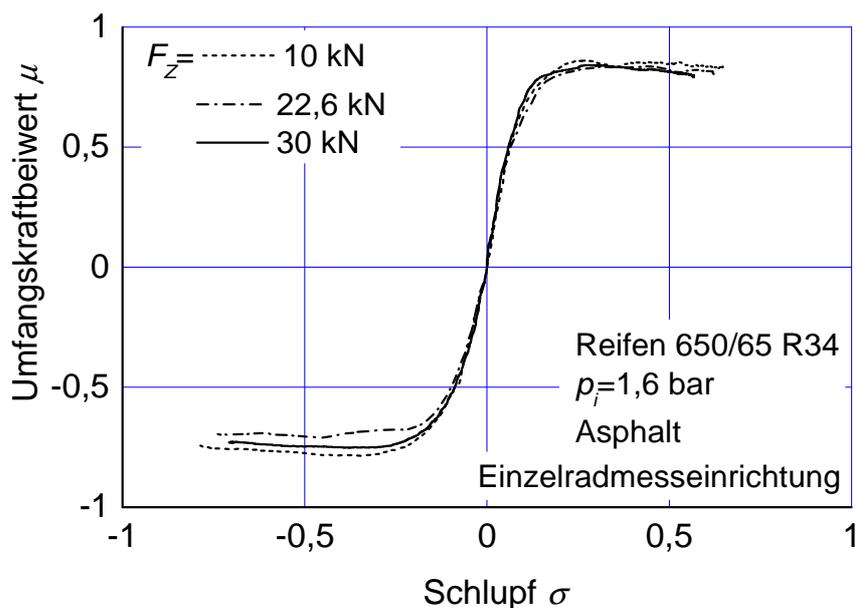


Bild 62: Einfluss der Radlast auf die Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinie gemessen mit der Einzelradmesseinrichtung

Der direkte Vergleich beider Kennlinien für den Vorderreifen bei 1,6 bar Fülldruck zeigt jedoch Unterschiede auf, **Bild 64**. Die mit der Einzelradmesseinrichtung aufgenommene Kurve knickt deutlich früher ab als diejenige aus dem Fahrversuch. Die Abweichung kann von den unterschiedlichen Untergründen verursacht sein. Der prinzipielle Verlauf beider Kurven ist jedoch ähnlich.

Die fehlende Erkennbarkeit von Unterschieden zwischen Luftdrücken und Radlasten kann zum einen an tatsächlich geringen Unterschieden bzw. an unzureichender Genauigkeit des Messsystems liegen. Da aber bei der Einzelradmesseinrichtung prinzipiell sehr ähnliche Ergebnisse entstehen, ist von tatsächlich geringen Unterschieden bei diesen Fahrbahnen auszugehen.

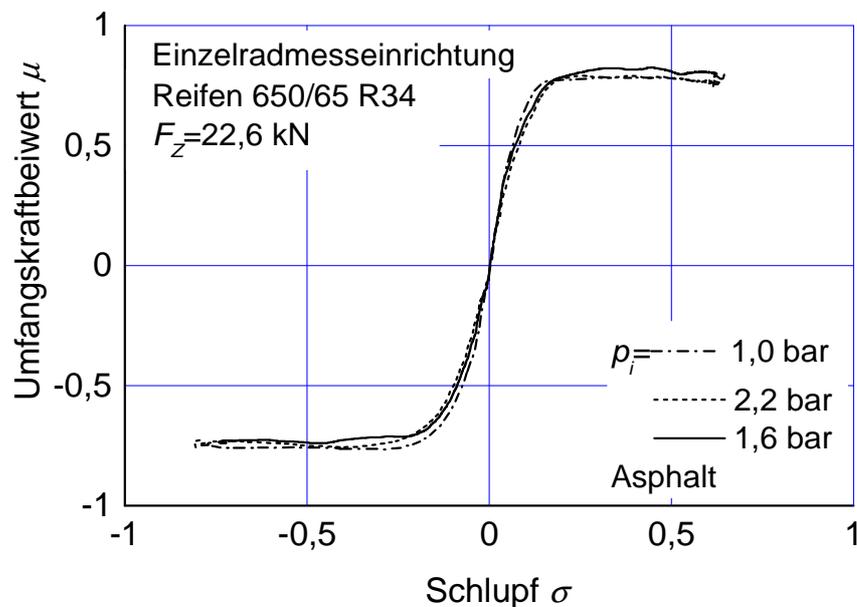


Bild 63: Einfluss des Luftdrucks auf die Umfangskraftbeiwert-Schlupf- Kennlinie gemessen mit der Einzelradmesseinrichtung

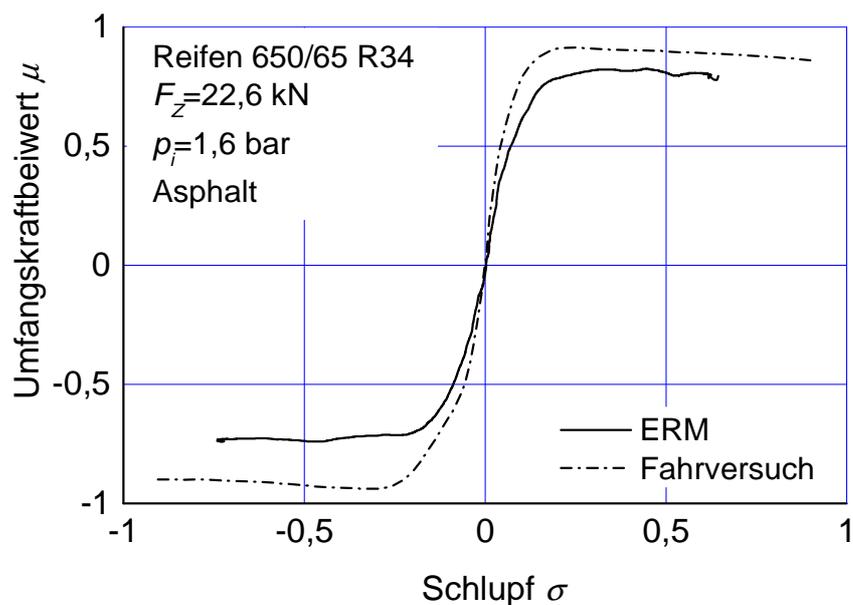


Bild 64: Vergleich zweier Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinien von Prüfstand und aus Fahrversuch

6.5 Vertikale Reifenparameter

In Kap. 2.3 sind die auf die vertikalen Feder- und Dämpferparameter wirkenden Einflussfaktoren erläutert, maßgeblich sind Radlast und Rollgeschwindigkeit. Diese werden in einer Parameterdatei berücksichtigt, **Tabelle 8**.

Die Stufung des Parameterkennfeldes kann vom Benutzer frei erweitert oder verfeinert werden. Matlab/Simulink inter- und extrapoliert linear zwischen den Werten. In der Parameterdatei ist zusätzlich die statische Radlast anzugeben. Anhand dieser liest das Programm die entsprechenden Steifigkeits- und Dämpfungsparameter für den gesamten Simulationslauf aus. Die im Folgenden dargestellten Versuche erfolgen am stehenden und leeren Fahrzeug.

Tabelle 8: Aufbau der Parameterdatei für die Parameter c_{1Z} , c_{2Z} und d_Z

Radlast [kN]	Geschwindigkeit [km/h]												
	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
16,6													
19,6													
22,6	x												
25													

Die Radlast vorn beträgt 22,6 kN. Damit wird die mit einem x markierte Parameterkombination für die Berechnung der Feder- und Dämpferkräfte verwendet, auch wenn sich die Radlast innerhalb des Simulationslaufs, z. B. bei Kurvenfahrt, ändert.

Das Versuchsfahrzeug entsprach dem Serienstand. Um den Einfluss der hydro-pneumatisch gefederten Einzelradaufhängung und speziell die Qualität ihrer Modellierung getrennt untersuchen zu können, fanden Versuche mit aktivierter und gesperrter Vorderradfederung statt. Der Versuchsaufbau ist in **Bild 65** dargestellt.



Bild 65: Versuchsaufbau zur iterativen Bestimmung der vertikalen Reifenparameter vorn

Über die vorderen Unterlenker wurde das Fahrzeug an der Vorderachse ausgehoben und danach über einen Auslösemechanismus fallen gelassen. Messgrößen sind Einfederung und Vertikalkraft des vorderen linken Reifens. Dieser Versuchsaufbau wird in der Simulation nachempfunden. Mit Hilfe eines Vergleichs der am Flachbandprüfstand ermittelten vorderen Reifenparameter (vgl. Kap. 4.1) ist die Qualität des Mehrkörpermodells bewertbar.

Während bei gesperrter Federung der Verlauf annähernd der eines gedämpften Einmassenschwingers ähnelt, ist der sinusoidale Verlauf bei aktivierter Federung deutlich verstimmt, **Bild 66** und **Bild 67**. In beiden Fällen stimmen Messung und Simulation bzgl. Amplitude und charakteristischem Verlauf gut überein. Allerdings sind Abweichungen erkennbar. Diese können in der Modellierung der hydropneumatischen Federung liegen. Da die Abweichungen allerdings auch bei gesperrter Federung auftreten, sind diese vermutlich auf einige Vereinfachungen (z. B. Schwappen des Diesels und Öls, Vernachlässigung von Elastizitäten) oder Ungenauigkeiten (z. B. Bestimmung der Trägheiten, Feder- und Dämpfereigenschaften von Gummielementen, Reifenmodellierung) zurückzuführen.

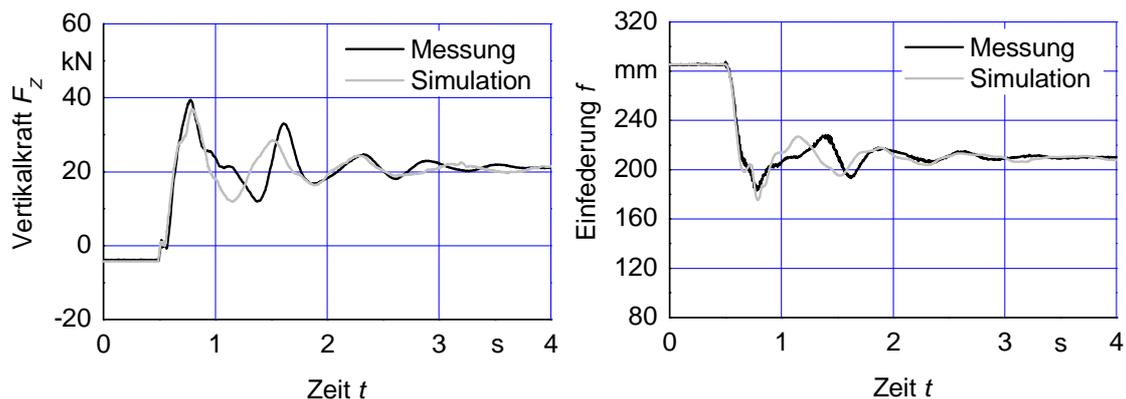


Bild 66: Vertikalkraft und Einfederung am Vorderrad bei aktivierter Einzelradfederung (Reifen: 650/65 R34, $p_f=2,2$ bar, $F_Z=22,6$ kN)

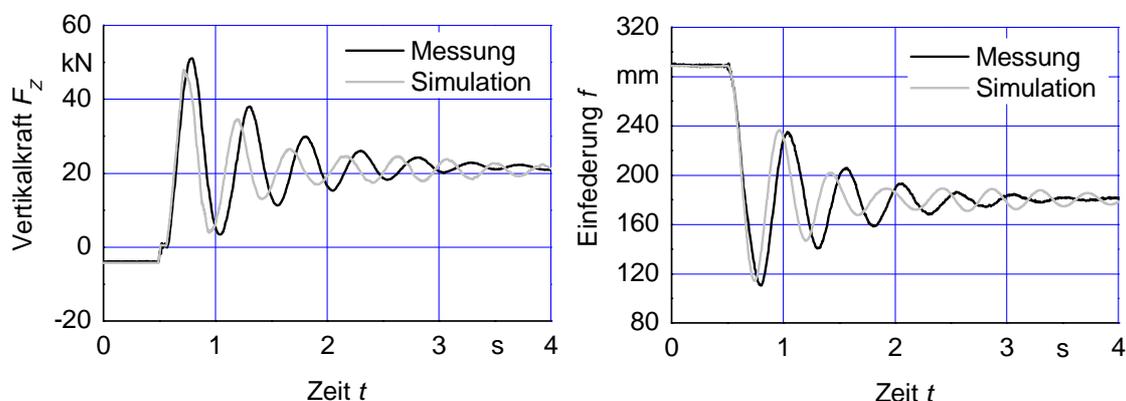


Bild 67: Vertikalkraft und Einfederung am Vorderrad bei gesperrter Einzelradfederung (Reifen: 650/65 R34, $p_f=1,0$ bar, $F_Z=22,6$ kN)

Die Bewertung der Simulationsqualität ist nicht einfach und erfolgt häufig durch optischen Vergleich im Zeitbereich. Manchmal ist es jedoch vorteilhaft, die Ergebnisse in den Frequenzbereich zu transformieren. Üblich ist dabei die Verwendung des Algorithmus der schnellen Fourier-Transformation. Der Frequenzbereich umfasst Amplituden- und Phasenspektrum. Beide Spektren zusammen haben den gleichen Informationsgehalt wie der Zeitbereich. Die Betrachtung des Amplitudenspektrums allein bedeutet demnach bereits eine Reduktion der Information. Allerdings werden die für die Analyse von Fahrdynamik und Fahrkomfort relevanten Eigenfrequenzen deutlich dargestellt. Nichtperiodische Funktionen, wie der dargestellte Ausschwingvorgang, führen immer zu einem kontinuierlichen Frequenzspektrum, im Gegensatz zu diskreten Spektren bei periodischen Funktionen. Der

große Spektrallinienabstand Δf ergibt sich durch den kurzen Signalausschnitt von nur wenigen Sekunden nach **Gl. (82)** [170].

$$\Delta f = \frac{1}{T} \quad (82)$$

Bild 68 zeigt die Amplitudenspektren für die Reifeneinfederung des linken Vorderades. In beiden Fällen stimmt die Eigenfrequenz von Messung und Simulation gut überein. Die Amplituden zeigen leichte Differenzen. Grundsätzlich verursacht die Vorderradfederung eine ungefähre Halbierung von Eigenfrequenz und Schwingamplitude.

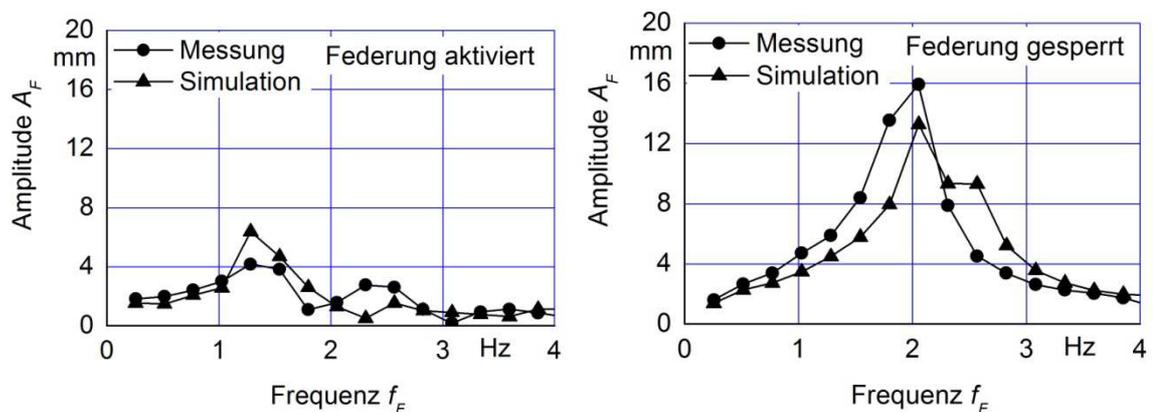


Bild 68: Frequenzspektrum der Reifeneinfederung bis 4 Hz bei aktivierter und gesperrter Vorderradfederung

Das verwendete Modell entspricht dem momentanen, mit vertretbarem Aufwand erzielbaren, Stand der Technik in der Industrie und wurde durch eigene Arbeiten weiter verfeinert, vgl. Kap. 2.5. Da Abweichungen zwischen Messung und Simulation bleiben, ist eine exakte Lösung durch Iteration der Parameter grundsätzlich nicht erzielbar. Unter der Voraussetzung eines genaueren Modells ist die Ermittlung der Reifenparameter durch iterative Annäherung von Mess- und Simulationsverlauf denkbar. Im Folgenden werden die Einflüsse der vertikalen Steifigkeits- und Dämpfungsparameter c_{1Z} , c_{2Z} und d_Z auf den Schwingungsverlauf detaillierter vorgestellt und anhand dessen eine Iteration durchgeführt.

6.5.1 Einfluss von c_{1z} auf den Schwingungsverlauf

In **Bild 69** bis **Bild 72** sind die Auswirkungen der Variation des ersten vertikalen Reifensteifigkeitsparameters c_{1z} (siehe Gl. (9)) bei aktivierter und gesperrter Vorderradfederung im Zeit- und Frequenzbereich dargestellt. Die Variation erfolgt über einen Vorfaktor, mit dem der erste Steifigkeitsparameter vor der Simulation multipliziert wird. Die an dieser Stelle beschriebenen Effekte wiederholten sich bei verschiedenen Luftdrücken, beispielhaft sind zwei Luftdrücke gezeigt.

Die Erhöhung des Steifigkeitsparameters c_{1z} führt erwartungsgemäß zu einer Verringerung der Amplitude und Erhöhung der Schwingfrequenz, Bild 69. Die Beschleunigung der Schwingung ist in Bild 71 aufgrund des zu großen Spektrallinienabstands nicht zu erkennen. Dementgegen wird die Abnahme der Amplitude klar herausgestellt. Bei gesperrter Federung ergeben sich die gleichen Ergebnisse, Bild 70 und Bild 72. Die Beschleunigung der Schwingung ist im Zeitbereich deutlicher herauszulesen, die Abnahme der Amplitude deutlicher im Frequenzbereich.

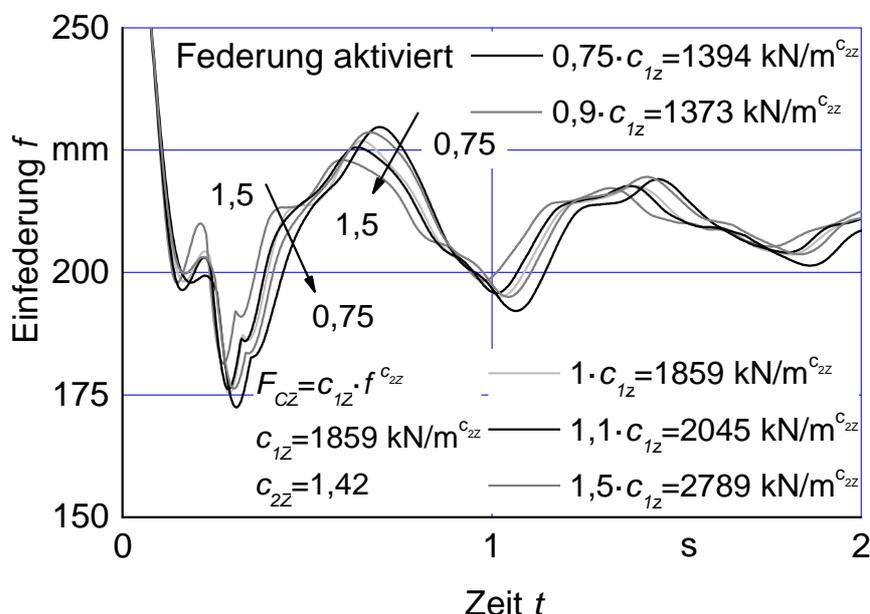


Bild 69: Auswirkung der Variation des ersten Steifigkeitsparameters c_{1z} am linken Vorderreifen (650/65 R34, $p_f=2,2$ bar, $F_z=22,6$ kN, $v=0$ km/h) im Zeitbereich bei aktivierter Federung. Unten links, die aus dem Prüfstandsversuch ermittelten Steifigkeitsparameter.

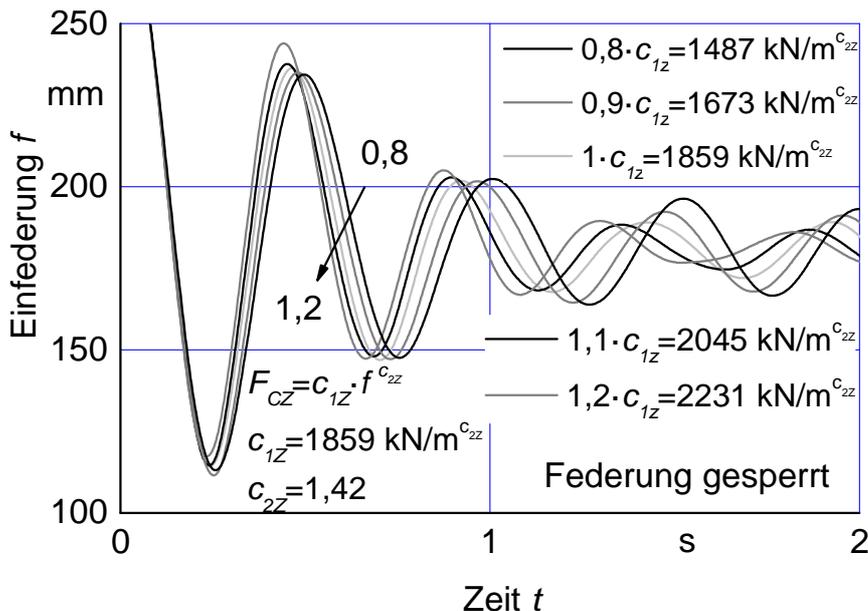


Bild 70: Auswirkung der Variation des ersten Steifigkeitsparameters c_{1z} am linken Vorderreifen (650/65 R34, $p_f=1,0$ bar, $F_Z=22,6$ kN, $v=0$ km/h) im Zeitbereich bei gesperrter Federung. Unten links, die aus dem Prüfstandsversuch ermittelten Steifigkeitsparameter.

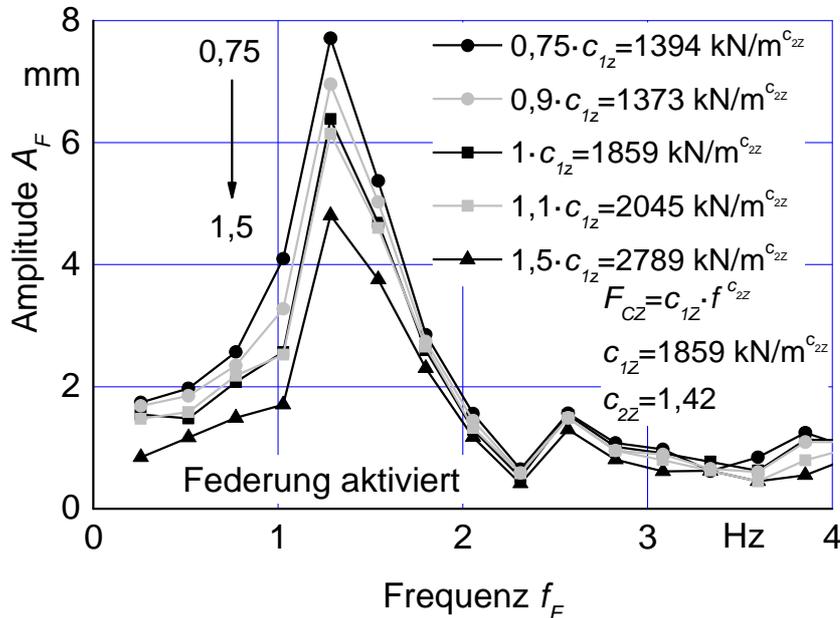


Bild 71: Auswirkung der Variation des ersten Steifigkeitsparameters c_{1z} am linken Vorderreifen (650/65 R34, $p_f=2,2$ bar, $F_Z=22,6$ kN, $v=0$ km/h) im Frequenzbereich bei aktivierter Federung. Unten rechts, die aus dem Prüfstandsversuch ermittelten Steifigkeitsparameter.

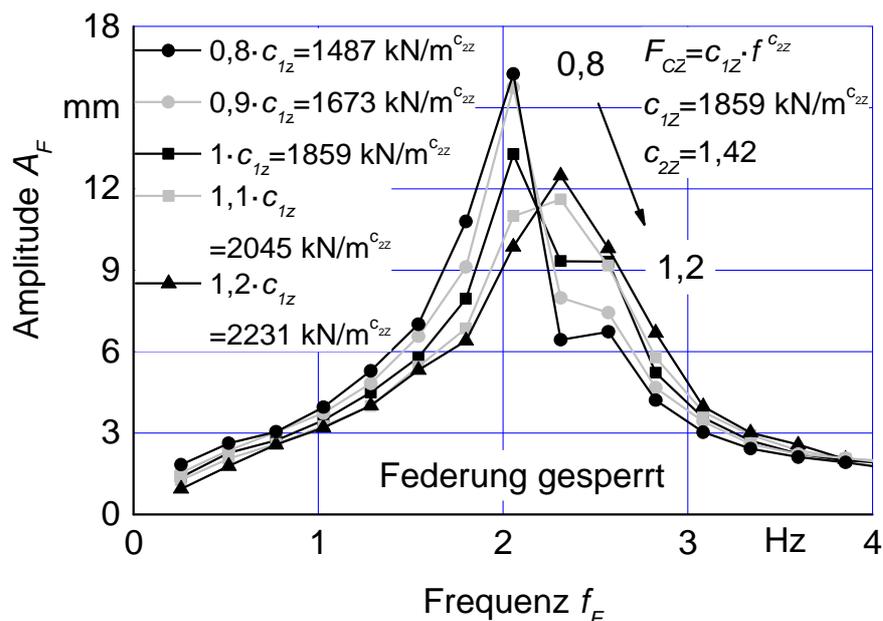


Bild 72: Auswirkung der Variation des ersten Steifigkeitsparameters c_{1z} am linken Vorderreifen (650/65 R34, $p_F=1,0$ bar, $F_Z=22,6$ kN, $v=0$ km/h) im Frequenzbereich bei gesperrter Federung. Oben rechts, die aus dem Prüfstandsversuch ermittelten Steifigkeitsparameter.

6.5.2 Einfluss von c_{2z} auf den Schwingungsverlauf

Wie bereits in Kap. 6.5.1 für den ersten vertikalen Reifensteifigkeitsparameter c_{1z} durchgeführt, so wird an dieser Stelle der Einfluss der Variation des zweiten vertikalen Reifensteifigkeitsparameters c_{2z} (siehe Gl. (9)) auf den Schwingungsverlauf bei aktivierter und gesperrter Vorderradfederung im Zeit- und Frequenzbereich dargestellt. Die Diagramme zu c_{2z} (**Bild 73** bis **Bild 76**) scheinen auf den ersten Blick denen in Kap. 6.5.1 sehr ähnlich zu sein. Es ist ebenfalls ein kontinuierlicher Einfluss von c_{2z} auf den Schwingungsverlauf zu erkennen. Im Gegensatz zu c_{1z} wirkt sich die prozentuale Veränderung jedoch empfindlicher aus. Bei genauerem Hinsehen ist aber ein gegenteiliger Effekt zu beobachten. Eine Vergrößerung des zweiten Steifigkeitsparameters führt zu einer Erhöhung der Amplitude und Verlangsamung der Schwingung. Dieses Verhalten scheint unplausibel, da eine stärkere Progression zu einem steileren Verlauf der Kraft-Weg-Kennlinie führt. Die Erklärung hierzu ist in **Bild 77** zu finden. Bei realistischen Einfederungen von deutlich weniger als einem Meter ist die Vertikalkraft des Reifens desto größer, je kleiner der zweite Steifigkeitsparameter ist.

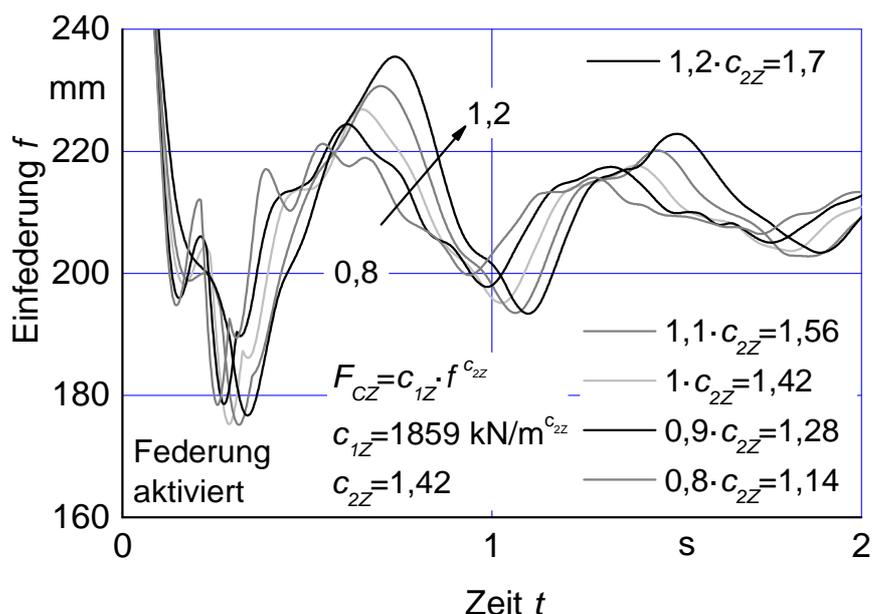


Bild 73: Auswirkung der Variation des zweiten Steifigkeitsparameters c_{2Z} am linken Vorderreifen (650/65 R34, $p_F=2,2$ bar, $F_Z=22,6$ kN, $v=0$ km/h) im Zeitbereich bei aktivierter Federung. Unten links, die aus dem Prüfstandsversuch ermittelten Steifigkeitsparameter.

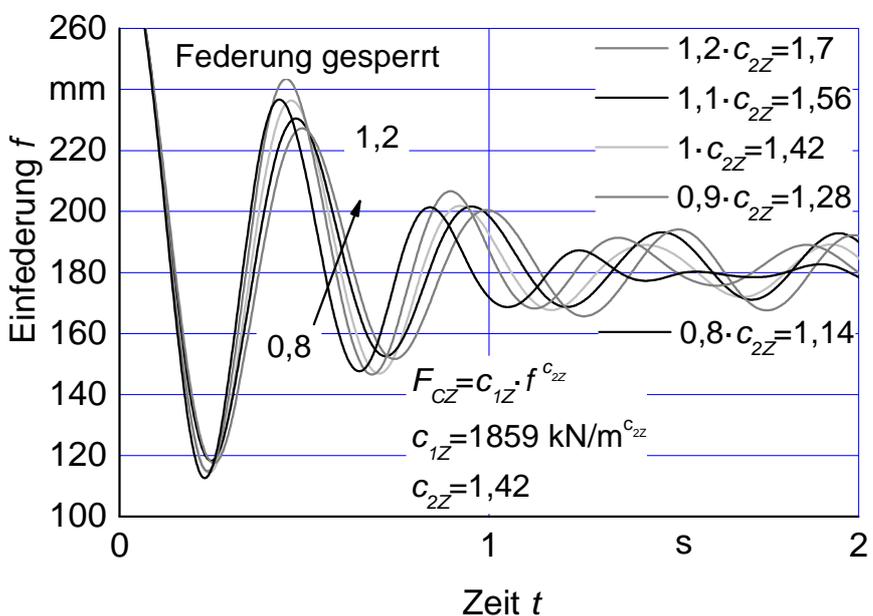


Bild 74: Auswirkung der Variation des zweiten Steifigkeitsparameters c_{2Z} am linken Vorderreifen (650/65 R34, $p_F=1,0$ bar, $F_Z=22,6$ kN, $v=0$ km/h) im Zeitbereich bei gesperrter Federung. Unten , die aus dem Prüfstandsversuch ermittelten Steifigkeitsparameter.

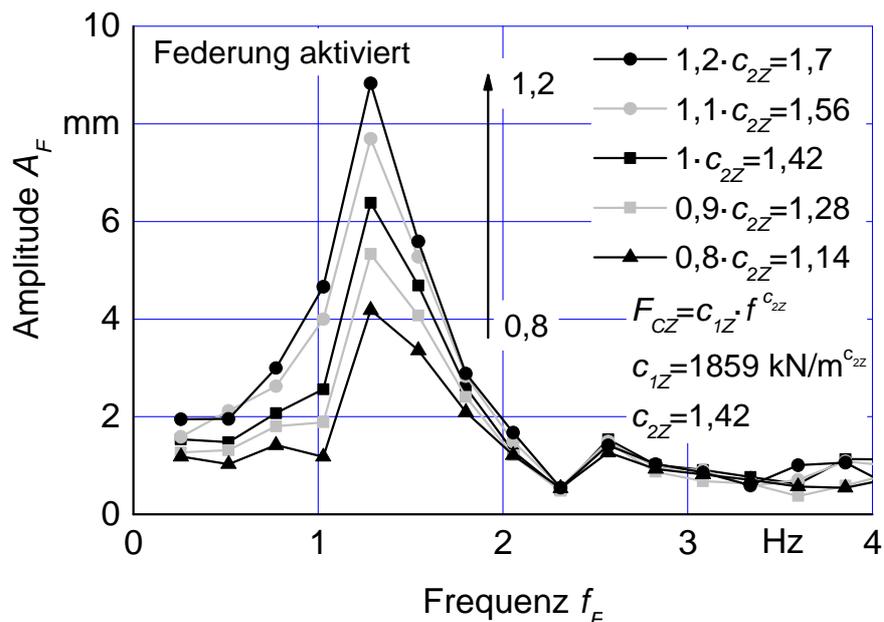


Bild 75: Auswirkung der Variation des zweiten Steifigkeitsparameters c_{2Z} am linken Vorderreifen (650/65 R34, $p_f=2,2$ bar, $F_Z=22,6$ kN, $v=0$ km/h) im Frequenzbereich bei aktivierter Federung. Unten rechts, die aus dem Prüfstandsversuch ermittelten Steifigkeitsparameter.

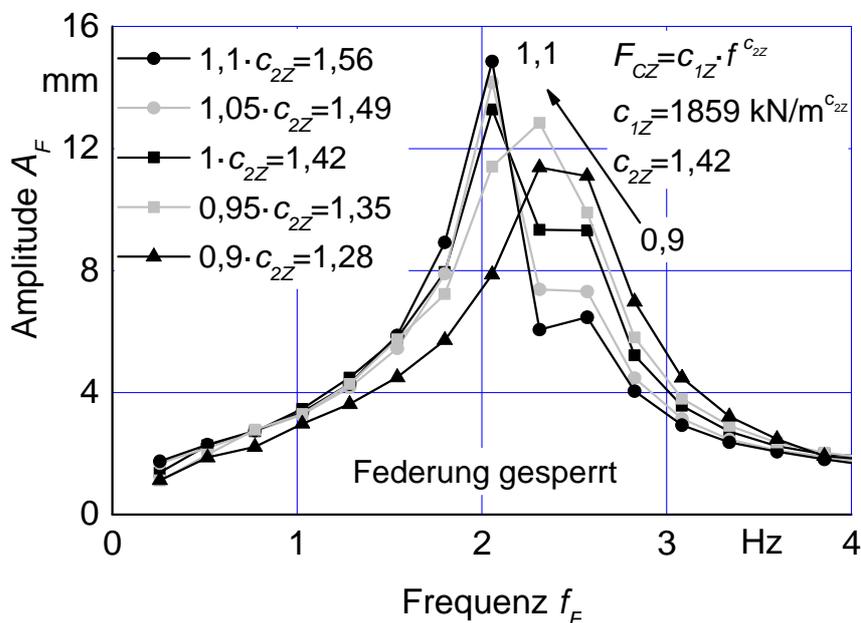


Bild 76: Auswirkung der Variation des zweiten Steifigkeitsparameters c_{2Z} am linken Vorderreifen (650/65 R34, $p_f=1,0$ bar, $F_Z=22,6$ kN, $v=0$ km/h) im Frequenzbereich bei gesperrter Federung. Oben rechts, die aus dem Prüfstandsversuch ermittelten Steifigkeitsparameter.

Diese Abhängigkeit setzt sich auch bei Steifigkeitswerten kleiner eins fort. Oberhalb eines Meters schneiden sich sämtliche Kurven und kehren das beschriebene Verhalten um.

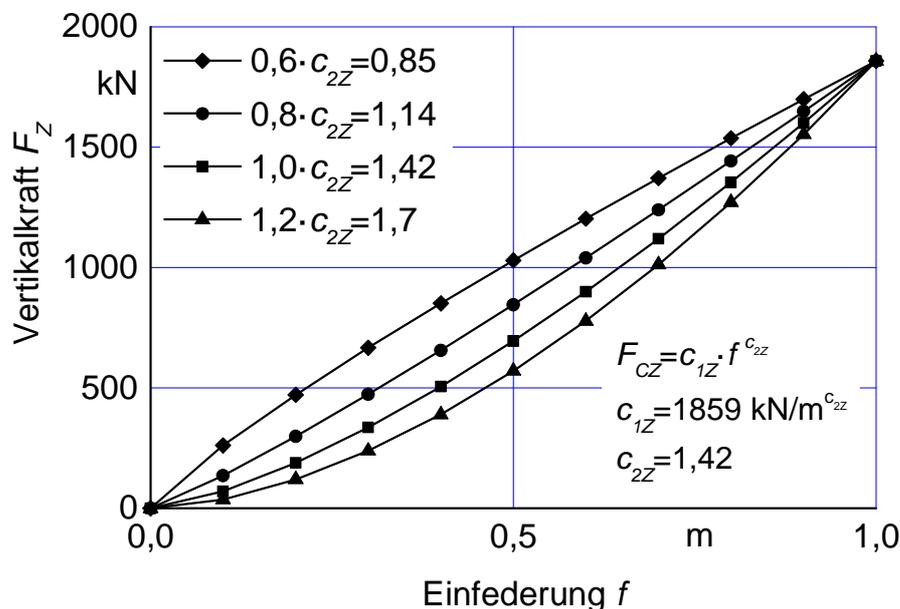


Bild 77: Auswirkung des zweiten Steifigkeitsparameters c_{2z} auf den Kraft-Weg-Verlauf des Vorderreifens (650/65 R34, $p_f=2,2$ bar, $v=0$ km/h)

6.5.3 Einfluss von d_z auf den Schwingungsverlauf

In **Bild 78** bis **Bild 81** ist gezeigt, dass auch die Variation des Dämpfungsfaktors zu kontinuierlichen Änderungen im Schwingungsverlauf führt. Allerdings beeinflusst die Reifendämpfung den Schwingungsverlauf des Gesamtfahrzeugs bei aktivierter Vorderradfederung nur geringfügig, Bild 78 und Bild 80. Die Kurven mit 90 oder 110 % des ursprünglichen Wertes unterscheiden sich kaum vom originären Verlauf. Selbst bei Reduzierung des Dämpfungsfaktors auf 1 % oder Vervielfachung auf 500 % weichen die Kurven nur geringfügig ab. Bei gesperrter Vorderradfederung ist der Einfluss der Reifendämpfung deutlicher. Halbierung oder Verdopplung des Dämpfungsfaktors wirken sich deutlich auf das Schwingungsverhalten aus, Bild 79 und Bild 81. In Bild 79 ist die sehr geringe Beeinflussung des Dämpfungsfaktors auf die Eigenfrequenz besonders anschaulich. Das ideale Abklingverhalten bei allen Dämpfungsfaktoren ist durch den stehenden Reifen begründet. So gibt es keine Einwirkungen der Unrundheit. Aber auch bei Vorwärts-

fahrt ist ein Abgleich zwischen Messung und Simulation möglich. Durch die in Kap. 3.3.3 vorgestellte Erfassung der Unrundheit am Versuchsfahrzeug ist es möglich diese im Reifenmodell zu hinterlegen und mit Hilfe von Start-Drehwinkel und Start-Drehgeschwindigkeit des Rades in der Simulation auch exakt nachzufahren. Der stärkere Einfluss der Reifendämpfung bei gesperrter Vorderradfederung ist begründet in der Geschwindigkeitsabhängigkeit der Dämpfungskraft, Gl. (59). Bei starrer Vorderachse liegt die Schwing-Eigenfrequenz etwa doppelt so hoch wie bei gefederter Vorderachse. Dies beeinflusst auch die Einfeder- geschwindigkeit. Der Dämpfungsparameter lässt sich desto präziser ermitteln, je höher die Einfeder- geschwindigkeit ist.

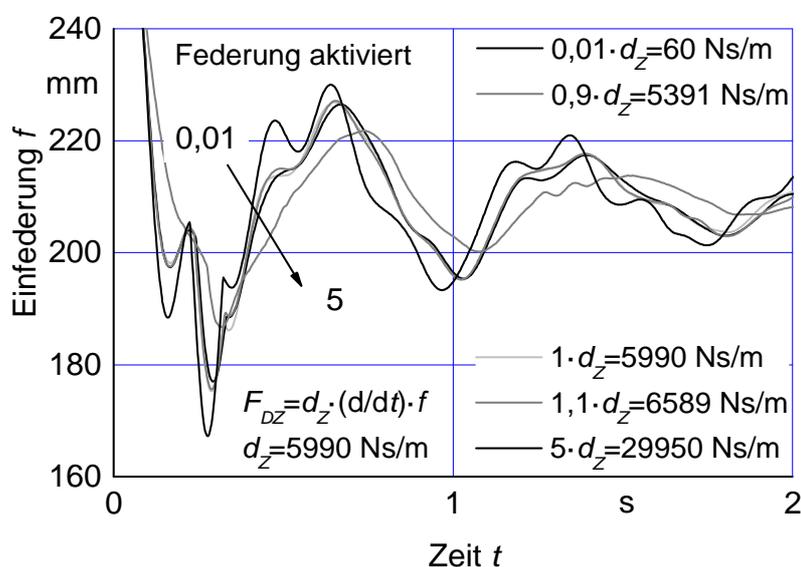


Bild 78: Auswirkung der Variation des Dämpfungsparameters d_z am linken Vorderreifen (650/65 R34, $p=2,2$ bar, $F_Z=22,6$ kN, $v=0$ km/h) im Zeitbereich bei aktivierter Federung. Unten links , der aus dem Prüfstandsversuch ermittelte Dämpfungsparameter.

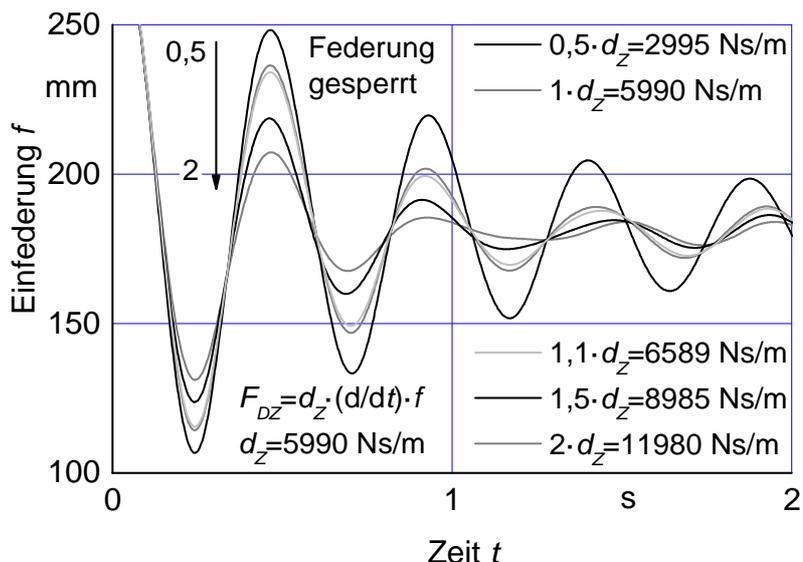


Bild 79: Auswirkung der Variation des Dämpfungsparameters d_z am linken Vorderreifen (650/65 R34, $p_f=1,0$ bar, $F_z=22,6$ kN, $v=0$ km/h) im Zeitbereich bei gesperrter Federung. Unten links , der aus dem Prüfstandsversuch ermittelte Dämpfungsparameter.

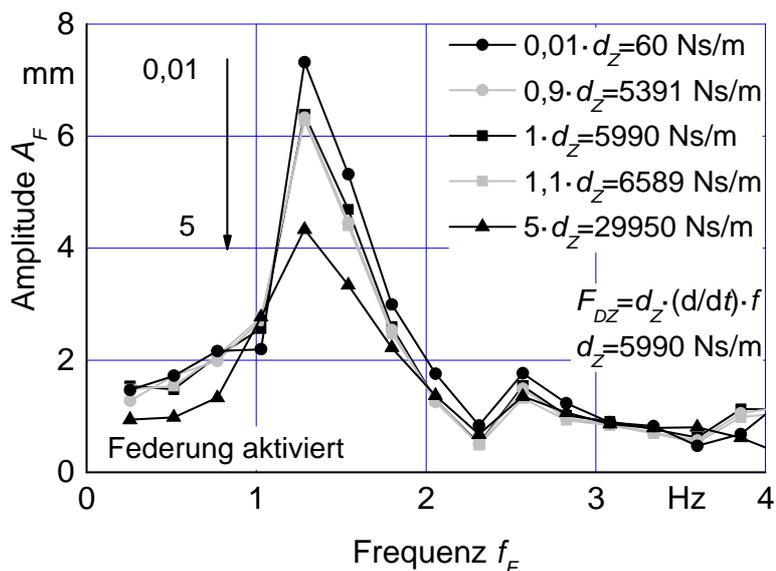


Bild 80: Auswirkung der Variation des Dämpfungsparameters d_z am linken Vorderreifen (650/65 R34, $p_f=2,2$ bar, $F_z=22,6$ kN, $v=0$ km/h) im Frequenzbereich bei aktivierter Federung. Unten rechts , der aus dem Prüfstandsversuch ermittelte Dämpfungsparameter.

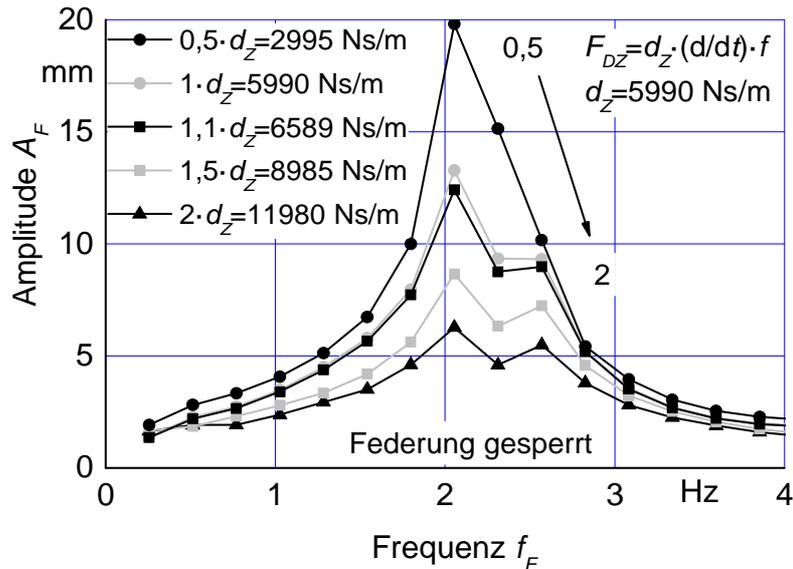


Bild 81: Auswirkung der Variation des Dämpfungsparameters d_Z am linken Vorderreifen (650/65 R34, $p_F=1,0$ bar, $F_Z=22,6$ kN, $v=0$ km/h) im Frequenzbereich bei gesperrter Federung. Oben rechts, der aus dem Prüfstandsversuch ermittelte Dämpfungsparameter.

6.5.4 Iteration am Modell und Bewertung des Verfahrens

In den Kapiteln 6.5.1 bis 6.5.3 wurden die Einflüsse der drei Feder- und Dämpferparameter analysiert. Die wichtigsten Ergebnisse sind zusammengefasst:

- c_{1Z} : Erhöhung des Parameterwertes führt zu Verringerung der Amplitude der Einfederung und Erhöhung der Frequenz
- c_{2Z} : Erhöhung des Parameterwertes verursacht Vergrößerung der Amplitude der Einfederung und Verringerung der Frequenz
- d_Z : Erhöhung des Parameterwertes verstärkt das Abklingverhalten, sehr geringer Einfluss auf Eigenfrequenz

Die Variation der Steifigkeitsparameter bewirkt, wenn auch bei gegensätzlicher Veränderung, optisch die gleiche Einflussnahme auf den Schwingungsverlauf. Die unterschiedlichen Funktionen, Grundsteifigkeit beim ersten und Progression der Kennlinie beim zweiten Parameter, sind weder im Zeit- noch im Frequenzbereich erkennbar. Eine eindeutige Identifikation ist daher nicht möglich. Der Dämpfungsparameter ist in der Regel sehr gering. Starke Veränderungen des Wertes wirken sich nur geringfügig auf den Schwingungsverlauf aus und verhindern eine exakte

Bestimmung. Dennoch ist durch manuelle Iteration eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation möglich, wie **Bild 82** bis **Bild 85** zeigen.

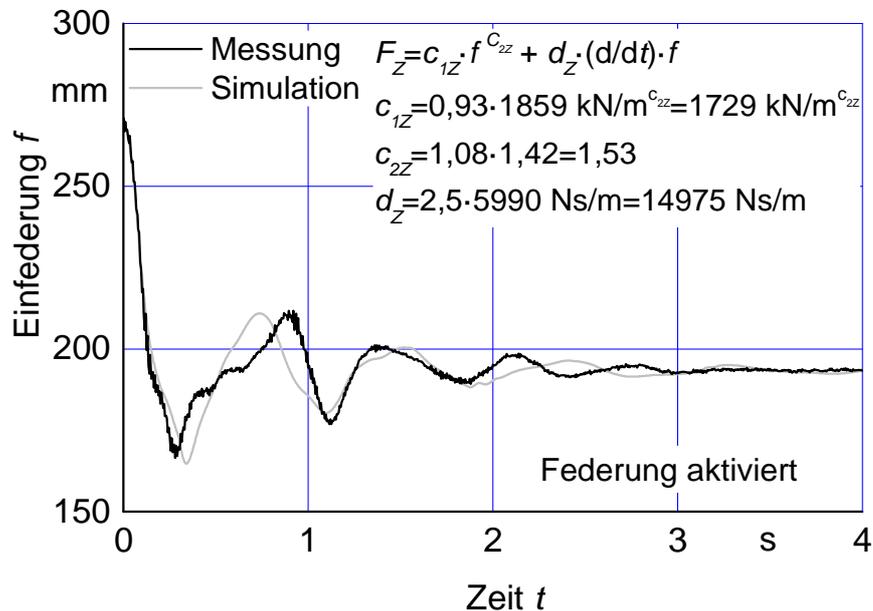


Bild 82: Vergleich von Messung und Simulation nach Iteration aller Reifenparameter am linken Vorderreifen (650/65 R34, $p_F=2,2$ bar, $v=0$ km/h) im Zeitbereich bei aktivierter Federung

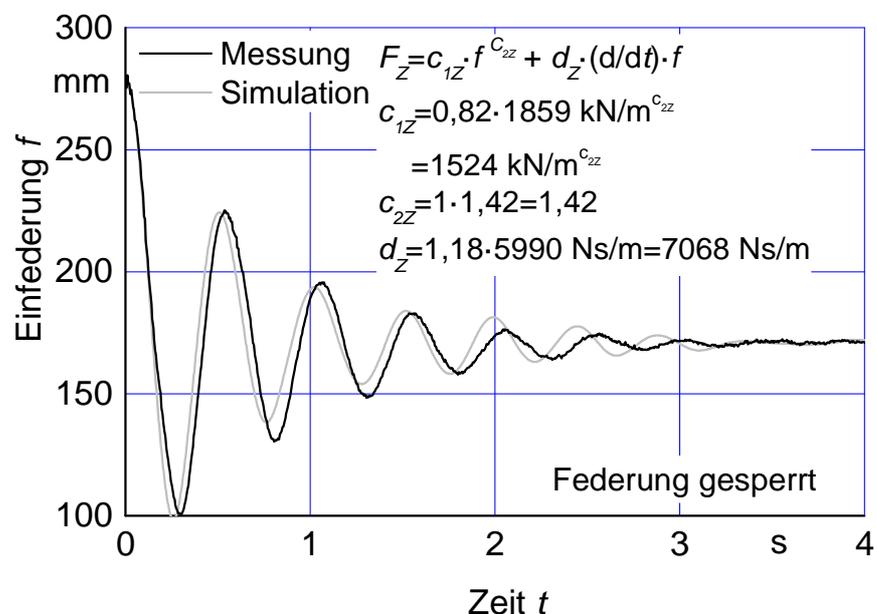


Bild 83: Vergleich von Messung und Simulation nach Iteration aller Reifenparameter am linken Vorderreifen (650/65 R34, $p_F=1,0$ bar, $v=0$ km/h) im Zeitbereich bei gesperrter Federung

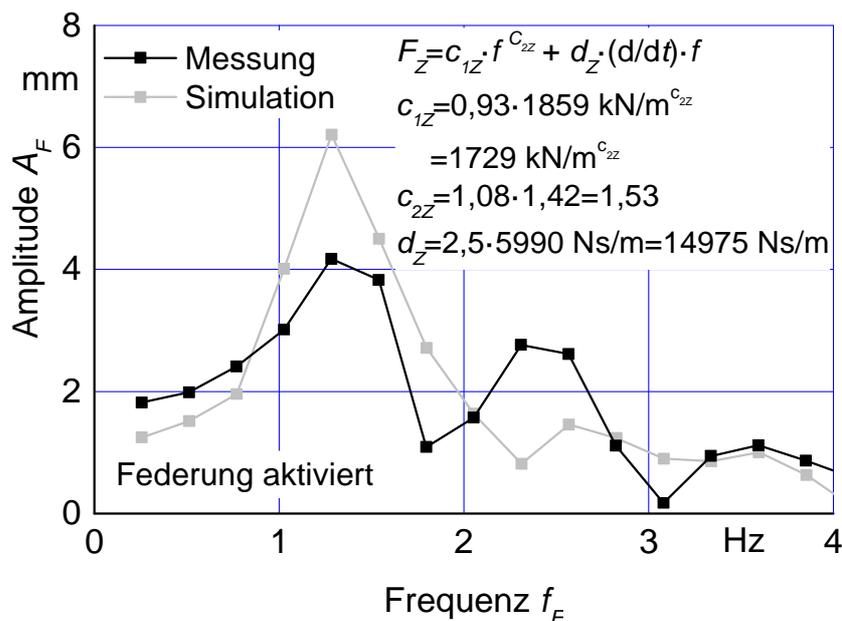


Bild 84: Vergleich von Messung und Simulation nach Iteration aller Reifenparameter am linken Vorderreifen (650/65 R34, $p_F=2,2$ bar, $v=0$ km/h) im Frequenzbereich bei aktivierter Federung

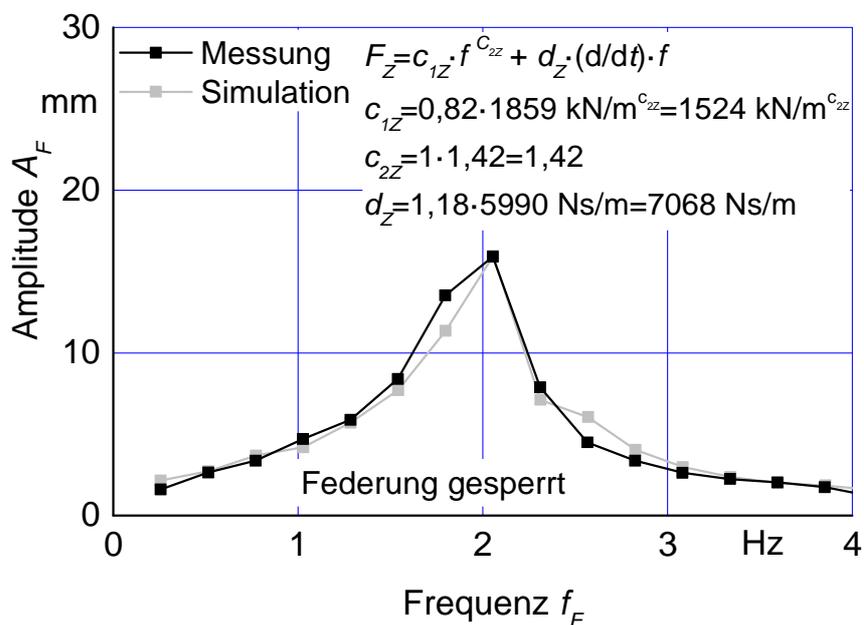


Bild 85: Vergleich von Messung und Simulation nach Iteration aller Reifenparameter am linken Vorderreifen (650/65 R34, $p_F=1,0$ bar, $v=0$ km/h) im Frequenzbereich bei gesperrter Federung

Besonders gut gelingt die Übereinstimmung bei gesperrter Vorderradfederung. Bei aktivierter Vorderradfederung existiert in der Messung eine Oberschwingung, die

im Modell nur in geringerer Stärke wiedergegeben wird. Diese Differenz lässt sich durch Variation der Reifenparameter nicht ausgleichen.

Der erste vertikale Reifensteifigkeitsparameter c_{1z} liegt 7 % (aktivierte Federung) bzw. 18 % (gesperrte Federung) unterhalb des mit dem Flachbandprüfstand ermittelten Wertes. Der zweite vertikale Reifensteifigkeitsparameter c_{2z} weist eine maximale Abweichung von 8 % auf. Wie bereits erwähnt, ist die Identifikation nicht eindeutig. Eine andere Verteilung von erstem und zweitem Steifigkeitsparameter kann einen sehr ähnlichen Schwingungsverlauf zur Folge haben. Bei der iterativen Bestimmung der Dämpfung ist nur bei gesperrter Vorderradfederung ein guter Wert mit 18 % Abweichung erzielbar. Die aktivierte Vorderradfederung und die damit verbundene schlechtere Modellqualität erschwert die Iteration des Dämpfungsparameters d_z und ergibt einen Wert von 250 % über dem Prüfstandswert.

Die Iteration am Fahrzeug mit dem vorgestellten Verfahren ist prinzipiell möglich. Jedoch ist die Zuordnung von Werten zu den einzelnen Steifigkeitsparametern nicht eindeutig. Einen erheblichen Einfluss auf die Qualität der Iteration hat die Modellgüte. Eine hohe Modellgüte ist allerdings nur mit großem Aufwand zu erzielen, besonders bei komplexen technischen Elementen wie einer hydropneumatischen Federung. Aber auch die Beschaffung der Trägheitsparameter ist aufwendig. Das Verfahren wurde in dieser Ausarbeitung nur am stehenden Fahrzeug getestet. Versuche während der Fahrt bräuchten zusätzlich zum Auslösemechanismus noch einen Anhebemechanismus, der sich an einem anderen Objekt abstützen müsste und damit den Aufwand nochmal erhöhen würde.

7 AUSBLICK

Die in dieser Arbeit vorgestellten Ergebnisse zur Identifikation einiger Reifenparameter ohne Vorhandensein entsprechender Prüfstände sollen die Integration der Mehrkörpersimulation in den Entwicklungsprozess von Ackerschleppern und landwirtschaftlichen Fahrzeugen fördern. Voraussetzung dafür ist die Ausstattung von Fahrzeugen mit Messtechnik. Neben einigen Standardsensoren sind mindestens zwei kostenintensive Kraftmessfelgen notwendig. Die in dieser Arbeit vorgestellten Messräder können aufgrund ihrer Modularität für viele verschiedene Radgrößen eingesetzt werden. Die Aufnahme von Lastkollektiven oder die Unterstützung bei der Entwicklung von Fahrerassistenzsystemen sowie die Möglichkeit des Einsatzes mit Zwillingsreifen und Radgewichten erweitern das Einsatzspektrum. Somit ist das Potential für eine feste Integration der Kraftmessfelgen in die Fahrzeugentwicklung gegeben. Für das Mehrkörpermodell sind ferner die korrekten Massenwerte erforderlich. Diese können, wie in dieser Arbeit vorgestellt, aus Messungen ermittelt werden. Es ist jedoch auch möglich, diese aus CAD-Daten zu gewinnen. Dies gelingt jedoch nur, wenn Massenkenndaten streng im Aufbau des digitalen Prototyps hinterlegt werden. Die Erfüllung aller Voraussetzungen zur Reifenparameteridentifikation bei überschaubaren Kosten wäre damit möglich.

Unter der Annahme des Vorhandenseins einer asphaltierten Versuchsfläche ausreichender Größe ist es mit Hilfe weniger Versuche problemlos möglich, dynamischen Abrollradius, Unrundheit, Rollwiderstandsbeiwert und Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinie zu ermitteln. Für die Aufnahme der Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie sind zahlreiche Ballastierungen notwendig, um eine ausreichende Datengrundlage zu erhalten. Abhängig von dieser Datengrundlage ergibt sich die Größe der Kennlinienausschnitte. Diese Ausschnitte können durch Extrapolation zu Kennlinien vervollständigt werden. Große Schräglaufwinkel können aufgrund der frühen fahrdynamischen Grenzen von Ackerschleppern jedoch nicht erreicht werden.

Die Bestimmung der physikalischen Parameter vertikale Steifigkeit und Dämpfung konnten am stehenden Versuchsfahrzeug mit einer Abweichung von $\pm 20\%$ ermittelt werden. Es zeigt sich jedoch, dass Ergebnisse an einem fahrenden Fahrzeug nur mit deutlich erhöhtem Versuchsaufwand zu erzielen sind, da gezielte Anregungen während der Fahrt erzeugt werden müssen. Ferner benötigt ein vollständiges Reifenkennfeld mit unterschiedlichen Radlasten und Geschwindigkeiten ein sehr ausführliches Testprogramm. An dieser Stelle stellt ein Prüfstand die deutlich elegantere Lösung dar. Empfohlen sei ein System mit minimierten Fehlereinflussgrößen, idealerweise ein Einmassenschwinger. Die vertikale Dämpferkraft übt nur geringen Einfluss auf das Gesamtschwingungsverhalten aus. Wegen ihrer Geschwindigkeitsabhängigkeit erleichtern sehr schnelle Bewegungen die Parameterbestimmung. Für die laterale und longitudinale Reifenrichtung sind die Steifigkeiten des stehenden Reifens in erster Näherung ausreichend. Ein etwaiger Prüfstand, der diese Forderungen abdeckt und den modernen Ackerschlepperreifen entsprechend dimensioniert ist, wäre in der Lage die für den Fahrkomfort elementaren Feder- und Dämpfereigenschaften präzise zu bestimmen.

8 LITERATURVERZEICHNIS

- [1] • Kutzbach, H.D.: Lehrbuch der Agrartechnik, Band 1. Hamburg: Verlag Paul Parey 1989.
- [2] • –,—: Bundesministerium für Ernährung, Landwirtschaft und Forsten: Statistisches Jahrbuch über Ernährung Landwirtschaft und Forsten 2009. Bremerhaven: Wirtschaftsverlag Nordwest 2010.
- [3] Bernhardt, H. und G. Weise: Transportmengen in der Landwirtschaft. Landtechnik 56 (2001) H. 1, S. 16-17.
- [4] Herrmann, A., P. Pickel und N. Fröba: Transportgeschwindigkeit von Traktoren. Landtechnik 55 (2000) H. 5, S. 338-339.
- [5] Renius, K.T.: Gesamtentwicklung Traktoren. In: Jahrbuch Agrartechnik, Band 18. Münster: Landwirtschaftsverlag GmbH 2006, S. 59-67.
- [6] Behra, J.P.: Development of a combine with increased road speed - The 40 kph driveline of the new Lexion 750 Terra Trac. VDI/MEG-Tagung Landtechnik, 27./ 28.10.2010 Braunschweig. In: VDI-Berichte Nr. 2111. Düsseldorf: VDI Verlag GmbH 2010, S. 465-470.
- [7] Rimmelman, A., B. Völker und K. Tischler: Hydraulic Power Brakes with ABS for Tractors and Mobile Equipment. VDI/MEG-Tagung Landtechnik, 06./07.11.2009 Hannover. In: VDI-Berichte Nr. 2060. Düsseldorf: VDI Verlag GmbH 2009, S. 97-103.
- [8] Kutzbach, H.D., P. Witzel und M. Schreiber: Single Wheel Field Tester for Farm Tractor Tyres A Review. 11th European Regional Conference of ISTVS, 5.-8.10.2009 Bremen. CD Publikation 2009.
- [9] Szente, M., S. Kriston und J.-. Forissier: A new single wheel tester - global traction and motion resistance measuring system. AgEng 2010 - International Conference on Agricultural Engineering, 06.-08.09.2010 Clermont-Ferrand, Frankreich. CD Publikation 2010.
- [10] • Kising, A.: Dynamische Eigenschaften von Traktor-Reifen. Dissertation Technische Universität Berlin, 1988, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14: Landtechnik/Lebensmitteltechnik Nr. 40. Düsseldorf: VDI-Verlag 1988.
- [11] • Wermann, K.-U.: Ein Beitrag zum Straßenfahrverhalten ungefederter schnellfahrender Radfahrzeuge unter besonderer Berücksichtigung der querdynamischen Fahrzeug- und Reifeneigenschaften. Dissertation Technische Hochschule Darmstadt, 1995, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 12: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik Nr. 243. Düsseldorf: VDI-Verlag 1995.

- [12] • Siefkes, T.: Die Dynamik in der Kontaktfläche von Reifen und Fahrbahn und ihr Einfluß auf das Verschleißverhalten von Traktor-Triebradreifen. Dissertation Technische Universität Berlin 1994, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14: Landtechnik/Lebensmitteltechnik Nr. 67. Düsseldorf: VDI-Verlag 1994.
- [13] Cabrera, J.A., A. Ortiz, A. Simon, F. Garcia und A. Perez de la Blanca: A Versatile Flat Track Tire Testing Machine. *Vehicle System Dynamics* 40 (2003), S. 271-284.
- [14] Böhm, F. und A. Duda: Off-road cars and tractors with 3D tyre models for fast rolling simulation. *Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis. Supplement to Vehicle System Dynamics* 43 (2005), S. 493-507.
- [15] Böhm, F.: Reifenmodelle und ihre experimentelle Überprüfung. In: *Hochfrequenter Rollkontakt der Fahrzeugräder*. Weinheim: WILEY-VCH 1998, S. 80-114.
- [16] • Schrogl, H.: Dynamische Eigenschaften von Ackerschlepper-Triebradreifen bei höheren Rollgeschwindigkeiten. Dissertation Universität Hohenheim, 1989, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG Nr. 159.
- [17] Kutzbach, H.D. und H. Schrogl: Dynamic Behaviour of Rolling Tractor Tires. 9th International Conference of ISTVS, 31.08.-04.09.1987 Barcelona.
- [18] • Langenbeck, B.: Untersuchungen zum Fahrverhalten von Ackerschleppern unter besonderer Berücksichtigung der Reifeneigenschaften. Dissertation Universität Stuttgart, 1992, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14: Landtechnik/Lebensmitteltechnik Nr. 55. Düsseldorf: VDI-Verlag 1992.
- [19] Langenbeck, B.: Nichtlineares Reifenmodell. VDI/MEG Kolloquium Landtechnik, 27./28.04.1989 München. In: *VDI-Gesellschaft Agrartechnik*. Düsseldorf 1989, S. 86-93.
- [20] • Plesser, J.: Dynamisches Verhalten von Ackerschlepperreifen in Vertikal- und Längsrichtung auf fester Fahrbahn. Dissertation Universität Stuttgart, 1997, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 14: Landtechnik/Lebensmitteltechnik Nr. 83. Düsseldorf: VDI-Verlag 1997.
- [21] Plesser, J.: Investigations on Agricultural Tyres -Spring and Damping Parameters-. 1st East European Conference of ISTVS, 23./24.09.1996 Wroclav, Polen. In: *ISTVS 1996*, S. 167-173.
- [22] • Owzar, A.: Ein Beitrag zur Untersuchung des Schwingungsverhaltens von ungefederten luftbereiften Fahrzeugen. Dissertation Technische Universität Berlin, 1975, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG Nr. 2.

- [23] • Sharon, I.: Untersuchungen über die Schwingungseigenschaften großvolumiger Niederdruckreifen. Dissertation Technische Universität Berlin, 1975, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG Nr. 3.
- [24] Keen, A.: The Effect of Wheel Vibration by Ground Displacement on Traction. 15th International Conference of ISTVS, 25.-29.09.2005 Hayama, Japan. CD Publikation
- [25] Keen, A.: The Effect of Wheel Vibration on Traction - An Investigation using a Single Wheel Tester. 6th Asian-Pacific ISTVS Conference, 03.-05.12.2001 Bangkok, Thailand. In: ISTVS 2001, S. 316-323.
- [26] Keen, A.: The Tyre and Suspension Characteristics of an off Road Vehicle Determined Using a Single Wheel Tester. 8th EAEC European Automotive Congress 18.-20.06.2001 Bratislava, Slowakei. CD Publikation 2001.
- [27] Hlawitschka, E.: Federungs- und Dämpfungsverhalten von Reifen auf gekrümmten Aufstandsflächen. Deutsche Agrartechnik 21 (1971) H. 2, S. 72-75.
- [28] • Lines, J.A.: The Suspension Characteristics of Agricultural Tractor Tyres. Dissertation Cranfield Institute of Technology, 1991.
- [29] Lines, J.A. und K. Murphy: The radial damping of agricultural tractor tyres. Journal of Terramechanics 28 (1991) H. 2/3, S. 229-241.
- [30] Lines, J.A. und K. Murphy: The stiffness of agricultural tractor tyres. Journal of Terramechanics 28 (1991) H. 1, S. 49-64.
- [31] Lines, J.A. und N.A. Young: A Machine for Mesuring the Suspension Characteristics of Agricultural Tyres. Journal of Terramechanics 26 (1989) H. 3/4, S. 201-210.
- [32] Crolla, D.A., D.N.L. Horton und R.M. Stayner: Effect of Tyre Modelling on Tractor Ride Vibration Predictions. Journal of Agricultural Engineering Research 47 (1990), S. 55-77.
- [33] Lehtonen, T.J., O. Kaijalainen, H. Pirjola und M. Juhala: Measuring stiffness and damping properties of heavy tyres. FISITA World Automotive Congress, 10.2006 Yokohama. CD-Publikation 2006.
- [34] • Heine, A.: Experimenteller Beitrag zum Schräglauf- und Lenkmomentverhalten rollender Reifen landwirtschaftlicher Fahrzeuge auf starrer Fahrbahn und nachgiebiger Fahrbahn. Dissertation Universität Stuttgart, 1991, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG Nr. 199.
- [35] • Armbruster, K.: Untersuchung der Kräfte an schräglaufenden angetriebenen Ackerschlepperrädern. Dissertation Universität Stuttgart, 1991, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 14: Landtechnik/Lebensmitteltechnik Nr. 53. Düsseldorf: VDI-Verlag 1991.

- [36] Grečenko, A.: Slip and Drift of the Wheel with Tyre on Soft Ground. 3rd International Conference of ISTVS, 10.-14.7.1969, Essen. In: Proceedings of 3rd International Conference of ISTVS, S. 77-95.
- [37] Grečenko, A.: Some Applications of the Slip and Drift Theory of the Wheel. 5th International Conference of ISTVS, 02.-06.06.1975, Detroit, USA. Proceedings of 5th International Conference of ISTVS, S. 449-472.
- [38] • Ammon, D.: Modellbildung und Systementwicklung in der Fahrzeugdynamik. Habilitationsschrift Universität Karlsruhe, 1997, Leitfäden der angewandten Mathematik und Mechanik, Bd. 73. Stuttgart: B.G. Teubner 1997.
- [39] • Schlotter, V.: Einfluss dynamischer Radlastschwankungen und Schräglaufwinkeländerungen auf die horizontale Kraftübertragung von Ackerschlepperreifen. Dissertation Universität Stuttgart, 2006, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG Nr. 437. Aachen: Shaker Verlag 2006.
- [40] Schlotter, V. und H.D. Kutzbach: Einfluss dynamischer Radlastschwankungen auf die Kraftübertragung am Traktorreifen. Landtechnik 57 (2002) H. 1, S. 144-145.
- [41] Schlotter, V.: Statische und dynamische Messung von Seitenkräften auf fester Fahrbahn. Landtechnik 55 (2000) Sonderheft, S. 110-112.
- [42] Schreiber, M., C. Brinkmann und V. Schlotter: Untersuchungen zum Angriffspunkt der resultierenden Kräfte im Reifenlatsch. Landtechnik 58 (2003) H. 5, S. 298-299.
- [43] Brinkmann, C., V. Schlotter und B. Ferhadbegović: Untersuchungen zur Verschiebung des Aufstandspunktes für angetriebene Reifen. Landtechnik 60 (2005) H. 2, S. 78-79.
- [44] Du Plessis, H.L.M.: The static and dynamic deflection characteristics of a 18.4-38 tractor tyre on hard and deformable surfaces. 12th International Conference on Agricultural Engineering, 1994 Mailand, Italien. In: Proceedings of 12th International Conference on AgEng. Mailand. S. 1-12.
- [45] Upadhyaya, S.K., J. Mehlschau, D. Wulfsohn und J.L. Glancey: Development of a Unique, Mobile, Single Wheel Traction Testing Machine. Transactions of the ASAE 29 (1986) H. 5, S. 1243-1246.
- [46] Way, T.R.: Three Single Wheel Machines for Traction Research. ASABE-Paper No. 071109.
- [47] Crolla, D.A.: Soil tank measurements of tyre lateral and longitudinal forces. Journal of Terramechanics 28 (1991) H. 2/3, S. 211-227.
- [48] Shmulevich, I., D. Ronai und D. Wolf: A New Field Single Wheel Tester. Journal of Terramechanics 33 (1996) H. 3, S. 133-141.

- [49] Bösch, P., D. Ammon und F. Klempau: Reifenmodelle - Wunsch und Wirklichkeit aus der Sicht der Fahrzeugentwicklung. 4. Darmstädter Reifenkolloquium, 17.10.2002 Darmstadt. In: VDI-Fortschritt-Berichte. Düsseldorf: VDI-Verlag 2002, S. 87-101.
- [50] Hirschberg, W., G. Rill und H. Weinfurter: User-Appropriate Tyre-Modelling for Vehicle Dynamics in Standard and Limit Situations. *Vehicle System Dynamics* 38 (2002) H. 2, S. 103-125.
- [51] Rill, G.: First Order Tire Dynamics. 3rd European Conference on Computational Mechanics - Solids, Structures and Coupled Problems in Engineering, 05. - 08.06.2006 Lissabon, Portugal. In: C.A. Mota Soares et al. Dordrecht: Springer Netherlands 2006, S. 776.
- [52] Pacejka, H.B. und E. Bakker: The Magic Formula Tyre Model. *Vehicle System Dynamics* 21 (1992) Supplement 1, S. 1-18.
- [53] Zegelaar, P., S. Gong und H.B. Pacejka: Tyre Models for the Study of In-Plane Dynamics. *Vehicle System Dynamics* (1994) H. 23, S. 578-590.
- [54] Zegelaar, P. und H.B. Pacejka: Dynamic Tyre Responses to Brake Torque Variations. *Vehicle System Dynamics* 27 (1997), S. 65-79.
- [55] Zegelaar, P. und H.B. Pacejka: The In-Plane Dynamics of Tyres on Uneven Roads. *Vehicle System Dynamics* 25 (1996) Sonderheft, S. 714-730.
- [56] Pacejka, H.B. und I.J.M. Besselink: Magic Formula Tyre Model with Transient Properties. Supplement to *Vehicle System Dynamics* (1997), In: Swets & Zeilinger, S. 234-249.
- [57] • Zegelaar, P.: The Dynamic Response of Tyres to Brake Torque Variations and Road Unevenness. Dissertation Technische Universität Delft, 1998.
- [58] Mancosu, F., R. Sangalli, F. Cheli, G. Ciarlariello und F. Braghin: A Mathematical-physical 3D Tire Model for Handling/comfort Optimization on a Vehicle: Comparison with Experimental Results. *Tire Science and Technology, TSTCA* 28 (2000) S. 210-232.
- [59] • Pacejka, H.B.: *Tyre and Vehicle Dynamics*. Oxford: Butterworth-Heinemann 2002.
- [60] Parsons, A.W. und A.H.O. Janssen: Tire vertical force description for vehicle handling simulations. *Vehicle System Dynamics* 21 (1992) H. 1, S. 175-177.
- [61] • Ferhadbegović, B.: Entwicklung und Applikation eines instationären Reifenmodells zur Fahrdynamiksimulation von Ackerschleppern. Dissertation Universität Stuttgart, 2008, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG Nr. 475. Aachen: Shaker Verlag 2008.

- [62] • Böhm, F., M. Swierczek und G. Csaki: Hochfrequente Rolldynamik des Gürtelreifens - das Kreisringmodell und seine Erweiterung. Düsseldorf: VDI-Verlag 1989.
- [63] Böhm, F.: Reifenmodell für hochfrequente Rollvorgänge auf kurzwelligen Fahrbahnen. In: VDI-Berichte Nr. 1088. Düsseldorf: VDI-Verlag 1993, S. 65-81.
- [64] Gallrein, A. und M. Bäcker: CDTire: a tire model for comfort and durability applications. *Vehicle System Dynamics* 45 (2007) Supplement, S. 69-77.
- [65] Witzel, P. und S. Böttinger: Upgrading of the Hohenheim Tyre Model to a radial approach for the simulation of obstacle passages. VDI/MEG-Tagung Landtechnik, 11.-12.11.2011 Hannover. In: VDI-Berichte Nr. 2124. Düsseldorf: VDI-Verlag 2011, S. 431-437.
- [66] Witzel, P. und S. Böttinger: Erweiterung des Hohenheimer Reifenmodells zu einem Radialmodell. *Landtechnik* 66 (2011) H. 2, S. 144-146.
- [67] Oertel, C. und A. Fandre: Das Reifenmodellsystem RMOD-K. *Automobil-technische Zeitschrift* 103 (2001), S. 1074-1079.
- [68] Gipser, M.: FTire: Ein physikalisch basiertes, anwendungsorientiertes Reifenmodell für alle wichtigen fahrzeugdynamischen Fragestellungen. 4. Darmstädter Reifenkolloquium, 17.10.2002 Darmstadt. In: VDI-Fortschritt-Berichte. Düsseldorf: VDI-Verlag 2002, S. 42-68.
- [69] Gipser, M., R. Hofer und P. Lugner: Dynamical tyre forces response to road unevennesses. *Vehicle System Dynamics* 27 (1997) H. 1, S. 94-108.
- [70] Zhou, J., J. Wong und R.S. Sharp: A Multi-Spoke, Three Plane Tyre Model for Simulation of Transient Behaviour. *Vehicle System Dynamics* 31 (1999) H. 1, S. 35-45.
- [71] Gipser, M.: DNS-Tire 3.0: die Weiterentwicklung eines bewährten strukturemechanischen Reifenmodells. Darmstädter Reifenmodell, 10.10.1996 Darmstadt. In: VDI-Fortschritt-Berichte. Düsseldorf: VDI-Verlag 1996, S. 52-62.
- [72] Zachow, D.: 3D Membrane Shell Model in Application of a Tractor and PKW Tyre. *Vehicle System Dynamics* 27 (1997) Supplement, S. 163-172.
- [73] Chang, Y.P., M. El-Gindy und D.A. Streit: Literature survey of transient dynamic response tyre models. *International Journal of Vehicle Design* 34 (2004) H. 4, S. 354-386.
- [74] • von Holst, C.: Vergleich von Reifenmodellen zur Simulation der Fahrdynamik von Traktoren. Dissertation Technische Universität Berlin, 2001, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 14: Landtechnik/Lebensmitteltechnik Nr. 102. Düsseldorf: VDI-Verlag 2001.

- [75] Riepl, A., W. Reinalter und G. Fruhmann: Rough road simulation with tire model RMOD-K and FTire. *Vehicle System Dynamics* 41 (2004) Supplement, S. 734-743.
- [76] Riepl, A., W. Reinalter und M. Schmid: Application of the tyre model FTire in the vehicle development process at MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik. *Vehicle System Dynamics* 43 (2005) Supplement, S. 370-383.
- [77] Lugner, P. und M. Plöchl: Tyre model performance test: first experiences and results. *Vehicle System Dynamics* 43 (2005) Supplement, S. 48-62.
- [78] Lugner, P. und M. Plöchl: Results. *Vehicle System Dynamics* 45 (2007), S. 29-55.
- [79] Ferhadbegović, B., H.D. Kutzbach und T. Beckert: Dynamic Longitudinal Model for Agricultural Tyres. 33. International Symposium on Agricultural Engineering, 21.-25.02.2005 Opatija, Kroatien. In: Proceedings of 33. International Symposium on Agricultural Engineering.
- [80] Ferhadbegović, B., C. Brinkmann und H.D. Kutzbach: Dynamic Longitudinal Model for Agricultural Tyres. 15th International Conference of the ISTVS, 25.-29.9.2005 Hayama, Japan. In: Proceedings of the 15th International Conference of the ISTVS. Proceedings of 15th International Conference of ISTVS, CD Publikation 2005.
- [81] Ferhadbegović, B., C. Brinkmann, H.D. Kutzbach und S. Böttinger: Hohenheim Tyre Model - A Transient Model for Driving Dynamics Simulation. 10th European Conference of ISTVS, 03.-06.10.2006 Budapest, Ungarn. In: Proceedings of 10th European Conference of ISTVS, CD Publikation 2006.
- [82] Ferhadbegović, B., C. Brinkmann, H.D. Kutzbach und S. Böttinger: Hohenheim Tyre Model - A Dynamic Model for Agricultural Tyres. 16th CIGR World Congress: Agricultural Engineering for a Better World/ EurAgEng/ VDI, 03.-07.09.2006 Bonn. In: Proceedings of 16th CIGR World Congress: Agricultural Engineering for a Better World. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH, 2006. CD Publikation.
- [83] Ferhadbegović, B., H.D. Kutzbach und S. Böttinger: Driving dynamics simulation of agricultural tractors using the Hohenheim Tyre Model. 7. Internationales Stuttgarter Symposium Automobil- und Motorentechnik, 20.-21.03.2007 Stuttgart. In: Dokumentation, Band 1. Wiesbaden: Vieweg Verlag 2007, S. 311-326.
- [84] Ferhadbegović, B., C. Brinkmann, H.D. Kutzbach und S. Böttinger: Hohenheimer Reifenmodell - ein dynamisches dreidimensionales Modell für Fahrdynamiksimulation. *Agrartechnische Forschung* 13 (2007) H. 1, S. 1-14.

- [85] Ferhadbegović, B., S. Böttinger und H.D. Kutzbach: Handling Analysis of Agricultural Tractors Using Multibody Simulation. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 9.-10.11.2007 Hannover. In: VDI-Berichte Nr. 2001. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH 2007, S. 103-108.
- [86] Ferhadbegović, B., S. Böttinger und H.D. Kutzbach: A Multi-Body Model of an Agricultural Tractor for Driving Dynamics Analysis. Joint North America, Asia-Pacific ISTVS Conference and Annual Meeting of Japanese Society for Terramechanics, 23.-26.06.2007 Fairbanks, USA. CD-Publikation 2007.
- [87] Ferhadbegović, B., S. Böttinger und H.D. Kutzbach: Mehrkörpersimulation in der Fahrdynamik von Ackerschleppern. 27. GIL Jahrestagung, 5.-7.3.2007 Stuttgart. In: Böttinger, S., L. Theuvsen, S. Rank und M. Morgenstern. Bonn: Köllen Druck+Verlag GmbH 2007, S. 71-74.
- [88] Ferhadbegović, B.: Rückstellmomentberechnung bei landwirtschaftlichen Reifen auf festem Boden. Landtechnik 62 (2007) H. 4, S. 212-213.
- [89] Gipser, M.: Pneumatic Tire Models: the Detailed Mechanical Approach. In: Road and Off-Road Vehicle System Dynamics Handbook. London: Taylor and Francis. Im Druck.
- [90] Guo, K. und Q. Liu: Modelling and Simulation of Non-Steady State Cornering Properties and Identification of Structure Parameters of Tyres. Vehicle System Dynamics 27 (1997) Supplement, S. 80-93.
- [91] Ahmed, O.B. und J.F. Goupillon: Predicting the ride vibration of an agricultural tractor. Journal of Terramechanics 34 (1997) H. 1, S. 1-11.
- [92] Allen, R.W., J.P. Chrstos und T.J. Rosenthal: A Tire Model for Use with Vehicle Dynamics Simulations on Pavement and Off-Road Surfaces. Vehicle System Dynamics 27 (1997) Supplement, S. 318-321.
- [93] Baffet, G., A. Charara, D. Lechner und D. Thomas: Experimental evaluation of observers for tire-road forces, sideslip angle and wheel cornering stiffness. Vehicle System Dynamics 46 (2008) H. 6, S. 501-520.
- [94] Bruni, S., F. Cheli und F. Resta: On the Identification in Time Domain of the Parameters of a Tyre Model for the Study of In-Plane Dynamics. Vehicle System Dynamics 27 (1997) H. 1, S. 136-150.
- [95] Mancosu, F., G. Matrascia und F. Cheli: Techniques for determining the parameters of a two-dimensional tire model for the study of ride comfort. Tire Science and Technology, TSTCA 25 (1997) H. 3, S. 187-213.
- [96] van Oosten, J.J.M. und E. Bakker: Determination of magic tyre model parameters. Vehicle System Dynamics 21 (1992) H. 1, S. 19-29.
- [97] Mastinu, G. und E. Pairana: Parameter identification and validation of a pneumatic tyre model. Vehicle System Dynamics 21 (1992) H. 1, S. 58-81.

- [98] Cheli, F., F. Braghin, F. Resta und E. Sabbioni: Identification of Pacejka's Coefficients Through Full Vehicle Experimental Tests. ASME International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, 04. -07.09.2007 Las Vegas, USA. In: Proceedings of ASME International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, S. 1001-1008.
- [99] Van der Jagt, P. und A.W. Parsons: Road Surface Correction Tire Test Data. *Vehicle System Dynamics* 25 (1996) H. 2, S. 147-165.
- [100] Leister, G.: New Procedures For Tyre Characteristic Measurement. *Vehicle System Dynamics* 27 (1997) H. 1, S. 22-36.
- [101] Weber, R. und M. Münster: Zum Verhalten von Nutzfahrzeugreifen bei instationärem Schräglauf auf echten Fahrbahnen. *Automobil-Industrie* (1985) H. 6, S. 735-739.
- [102] Zamow, J.: Messung des Reifenverhaltens auf unterschiedlichen Prüfständen. Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn, Tagung, 19./20.10.1995 Hannover. In: VDI-Berichte Nr. 1224. Düsseldorf: VDI Verlag 1995, S. 43-60.
- [103] Arosio, D., F. Braghin, F. Cheli und E. Sabbioni: Identification of Pacejka's scaling factors from full-scale experimental tests. *Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis*, 29. - 31.8.2004 Wien. In: Lugner, P. und M. Plöchl, Glasgow: Taylor & Francis 2005, S. 457-474.
- [104] • Maulick, T.: Ein neues Verfahren zur Berechnung von Reifenkennfeldern. Dissertation Universität Stuttgart, 200, Schriftenreihe des Instituts für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen Nr. 17. Renningen: expert-Verlag, 2000.
- [105] Cabrera, J.A., A. Ortiz, B. Estebanez, F. Nadal und A. Simon: A coevolutionary algorithm for tyre model parameters identification. *Structural and Multidisciplinary Optimization* 41 (2010), S. 749-763.
- [106] Ortiz, A., J.A. Cabrera, J. Guerra und A. Simon: An easy procedure to determine Magic Formula parameters: a comparative study between the starting value optimization technique and the IMMA optimization algorithm. *Vehicle System Dynamics* 44 (2006) H. 9, S. 689-718.
- [107] • Pohlheim, H.: Evolutionäre Algorithmen - Verfahren, Operatoren und Hinweise für die Praxis. Berlin/Heidelberg: Springer-Verlag 2000.
- [108] Gallrein, A., J. de Cuyper, W. Dehandschutter und M. Bäcker: Parameter identification for LMS CDTire. *Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis*, 29.-31.08.2004 Wien, Österreich. In: Lugner, P. und M. Plöchl. Glasgow: Taylor & Francis 2005, S. 444-456.

- [109] Kerschbaumer, A., C. Pretenthaler, D. Kollreider, W. Hirschberg, G. Schlagerl und M. Peinsitt: About the Identification of Tyre Characteristics Based on Vehicle Dynamics Measurement. Internationales Stuttgarter Symposium Automobil- und Motorentechnik, 16./17.03.2010 Stuttgart. In: 10th Stuttgart International Symposium. Wiesbaden: Vieweg und Teubner Verlag 2010, S. 211-230.
- [110] • Kollreider, D.: Identifikation der Reifeneigenschaften als Grundlage zur Fahrdynamikbewertung. Dissertation Technische Universität Graz, 2009, Graz.
- [111] • Popp K. und Schiehlen W.: Fahrzeugdynamik. Stuttgart: Teubner 1993.
- [112] Haack, M.: Über die günstige Gestaltung der Schleppersitzfederung bei luftbereiften Ackerschleppern mit starrer Hinterachse. Landtechnische Forschung 3 (1953) H. 1, S. 1-13.
- [113] Coenenberg, H.H.: Dynamische Beanspruchungen bei Ackerschleppern I. Landtechnische Forschung 11 (1961) H. 6, S. 145-150.
- [114] Coenenberg, H.H.: Dynamische Beanspruchungen bei Ackerschleppern I (Fortsetzung). Landtechnische Forschung 12 (1962) H. 1, S. 7-12.
- [115] Coenenberg, H.H.: Dynamische Beanspruchungen bei Ackerschleppern II. Landtechnische Forschung 12 (1962) H. 2, S. 33-39.
- [116] Coenenberg, H.H.: Das "äußere" Schwingungsverhalten von Ackerschleppern, insbesondere ihre dynamischen Achslasten. Landtechnische Forschung 12 (1962) H. 6, S. 157-165.
- [117] • Jungerberg, H.: Ein Beitrag zur experimentellen und numerischen Simulation von Traktorschwingungen. Dissertation Technische Universität Berlin, 1984, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 14: Landtechnik/Lebensmitteltechnik Nr. 26. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH 1984.
- [118] • Ulrich, A.: Untersuchungen zur Fahrdynamik von Traktoren mit und ohne Anbaugeräte. Dissertation Technische Universität Berlin, 1983. Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG Nr. 82.
- [119] Stayner, R.M., T.S. Collins und J.A. Lines: Tractor Ride Vibration Simulation as an Aid to Design. Journal of Agricultural Engineering Research 29 (1984) H.49, S. 345-355.
- [120] • Weigelt, H.: Schwingungseigenschaften vorderachsgefederter landwirtschaftlicher Traktoren. Dissertation Technische Universität Berlin, 1987, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 14: Landtechnik/Lebensmitteltechnik Nr. 33. Düsseldorf: VDI-Verlag 1987.

- [121] • Pickel, P.: Simulation fahrdynamischer Eigenschaften von Traktoren. Dissertation Technische Universität Berlin, 1993, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 14: Landtechnik/Lebensmitteltechnik Nr. 65. Düsseldorf: VDI-Verlag 1993.
- [122] • Kaplick, C.: Verifikation und Bewertung fahrdynamischer Traktor-Simulationsmodelle. Dissertation Technische Universität Berlin, 1995, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 14: Landtechnik/Lebensmitteltechnik Nr. 73. Düsseldorf: VDI-Verlag 1995.
- [123] Hoppe, U. und H.J. Meyer: Entwicklung und Realisierung eines vollgefederten Traktors. VDI/MEG-Tagung Landtechnik, 04.-05.11.2005 Hannover. In: VDI-Berichte Nr. 1895. Düsseldorf: VDI-Verlag 2005, S. 119-124.
- [124] • Hoppe, U.: Einfluss der Hinterachsfederung auf die Fahrdynamik von Traktoren. Dissertation Technische Universität Berlin, 2007, Forschungsberichte aus dem Fachgebiet Konstruktion von Maschinensystemen Nr. 2. Duisburg: WiKu-Verlag 2007.
- [125] • Sarami, S.: Development and Evaluation of a Semi-active Suspension System for Full Suspension Tractors. Dissertation Technische Universität Berlin, 2009, Forschungsberichte aus dem Fachgebiet Konstruktion von Maschinensystemen Nr. 3. Berlin 2009.
- [126] Hammes, S. und H. Meyer: Entwicklung eines semi-aktiven Federungssystems für hydropneumatisch vollgefederte Traktoren. VDI/MEG-Tagung Landtechnik, 27./28.10.2010 Braunschweig. In: VDI-Berichte Nr. 2111. Düsseldorf: VDI-Verlag 2010, S. 31-41.
- [127] • Betzler, J.W.: Verfahren zur Beschreibung schneller ungefederter Radfahrzeuge hinsichtlich Fahrverhalten und Fahrbahnbelastung. Dissertation Technische Hochschule Darmstadt, 1989, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 12: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik Nr. 130. Düsseldorf: VDI-Verlag 1989.
- [128] • Böhler, H.: Traktormodell zur Simulation der dynamischen Belastungen bei Transportfahrten. Dissertation Technische Universität München, 2001, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 14: Landtechnik/Lebensmitteltechnik Nr. 104. Düsseldorf: VDI-Verlag 2001.
- [129] • Späth, R.: Dynamische Kräfte an Standardtraktoren und ihre Wirkungen auf den Rumpf. Dissertation Technische Universität München, 2003, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 14: Landtechnik/Lebensmitteltechnik Nr. 115. Düsseldorf: VDI-Verlag 2003.
- [130] Lehtonen, T.J.: Validation of an agricultural tractor MBS model. International Journal of Heavy Vehicle Systems 12 (2005) H. 1, S. 16-27.

- [131] Lehtonen, T.J. und M. Juhala: Predicting the ride behaviour of a suspended agricultural tractor. *International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing* 1 (2005) H. 1/2/3, S. 131-142.
- [132] • Thomas, B.: Konzeption und Simulation eines passiven Kabinenfedersystems für Traktoren. Dissertation Technische Universität Braunschweig, 2001, Forschungsberichte des Instituts für Landmaschinen und Fluidtechnik. Aachen: Shaker Verlag 2001.
- [133] Harnisch, C. und B. Lach: Off road vehicles in a dynamic three-dimensional realtime simulation. 14th International Conference of the ISTVS, 20.-24.10.2002 Vicksburg, USA. In: *Proceedings of 14th International ISTVS Conference*.
- [134] • Harnisch, C.: Dynamische Echtzeitsimulation der Geländefahrt mehrachsiger Radfahrzeuge. Dissertation Universität der Bundeswehr Hamburg, 2002, Berichte aus dem Fachgebiet Kraftfahrwesen der Universität der Bundeswehr Hamburg, VDI-Fortschritt-Berichte Nr. 488. Düsseldorf: VDI-Verlag 2002.
- [135] Harnisch, C., B. Lach, R. Jakobs, M. Troulis und O. Nehls: A new tyre-soil interaction model for vehicle simulation on deformable ground. *Vehicle System Dynamics* 43 (2005) Supplement 1, S. 384-394.
- [136] Ki, N.: Application of Simulation to Tractor Test and Design. VDI/MEG-Tagung Landtechnik, 04.-05.11.2005 Hannover. In: *VDI-Berichte Nr. 1895*. Düsseldorf: VDI-Verlag 2005, S. 147-154.
- [137] Previati, G., M. Gobbi und G. Mastinu: Farm tractor models for research and development purposes. *Vehicle System Dynamics* 45 (2007) H. 1, S. 37-60.
- [138] Rupp, A. und W. Grünbeck: Betriebslastenmessung an Baufahrzeugen. Antriebssysteme für Off-Road-Einsätze, 18./19.09.2003 Garching. In: *VDI-Berichte Nr. 1793*. Düsseldorf: VDI-Verlag 2003, S. 1-11.
- [139] Gobbi, M., M. Aiolfi, M. Pennati, G. Previati, F. Levi, M. Ribaldone und G. Mastinu: Measurement of the forces and moments acting on farm tractor pneumatic tyres. *Vehicle System Dynamics* 43 (2005) Supplement, S. 412-433.
- [140] Späth, R.: Messrad für die Erfassung der Radkräfte an der Traktorhinterachse. *Landtechnik* 5 (2001) H. 56, S. 312-313.
- [141] Schulze Zumkley, H. und S. Böttinger: Modular measuring wheels for high horsepower tractors. VDI-MEG Tagung Landtechnik / AgEng 6./7.11.2009 Hannover. In: *VDI-Berichte Nr. 2060*. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH 2009, S. 33-39.

- [142] Barreilmeyer, T.: Längs- und Seitenkräfte an Ackerschlepperrädern bei Gelände- und Straßenfahrt. *Agrartechnische Forschung* 3 (1997), S. 99-108.
- [143] • Barreilmeyer, T.: Untersuchung der Kräfte an gelenkten und angetriebenen Ackerschlepperrädern bei Gelände- und Straßenfahrt. Dissertation Universität Stuttgart, 1996, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 14: Landtechnik/Lebensmitteltechnik Nr. 79. Düsseldorf: VDI-Verlag 1996.
- [144] Barreilmeyer, T.: Einfluß der Lenk- und Schlupfänderungsgeschwindigkeit auf die Seiten- und Triebkraftherzeugung an einem Ackerschlepper. VDI/MEG-Tagung Landtechnik, 12./13.10.1995 Braunschweig. In: VDI-Berichte Nr. 1211. Düsseldorf: VDI-Verlag 1995, S. 39-42.
- [145] Barreilmeyer, T.: Forces Acting on Driven Tractor Tyres with Stationary and Instationary Slip Angles. 6th European ISTVS conference, 28.-30.09.1994 Wien, Österreich. In: Proceedings of 6th European ISTVS conference, S. 238-262.
- [146] Schlotter, V. und A. Keen: The dynamic characteristics of off road tyres. 9th European conference of the ISTVS, 8./9.11.2003 Harper Adams, UK. In: Proceedings of 9th European ISTVS conference, S. 460-479.
- [147] Kutzbach, H.D., V. Schlotter und T. Barreilmeyer: Investigations on longitudinal and lateral forces on tractor tyres. 13th International conference of the ISTVS, 14.-17.09.1999 München. In: Proceedings of 13th International ISTVS conference, S. 397-404.
- [148] Kutzbach, H.D., V. Schlotter und A. Schnauer: Forces acting on wide tractor tyres. International conference on Agricultural Engineering, 24.-27.08.1998 Oslo, Norwegen. Paper Nr. 98-A-030.
- [149] • Reimpell J. und Zomotor A.: Fahrwerktechnik: Fahrverhalten. Würzburg: Vogel-Buchverlag 1987.
- [150] Persson, S.: Basic concepts in traction mechanics - a discussion. 5th North American conference of the ISTVS, 10.-12.05.1995 Saskatoon, Kanada. In: Proceedings of the 5th North American ISTVS Conference, S. 99-108.
- [151] • Schreiber, M.: Kraftstoffverbrauch beim Einsatz von Ackerschleppern im besonderen Hinblick auf CO₂- Emissionen. Dissertation Universität Hohenheim, 2006, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG Nr. 442. Aachen: Shaker Verlag 2006.
- [152] Schreiber, M. und H.D. Kutzbach: Comparison of different zero-slip definitions and a proposal to standardize tire characteristics. 9th European conference of the ISTVS, 08.-11.09.2003 Newport, England. In: Proceedings of 9th European ISTVS conference, S. 487-496.

- [153] -, -: General Terminology for Traction of Agricultural Traction and Transport Devices and Vehicles. ANSI/ASAE S296.5 W/Corr. 1 DEC 2003 (R2013).
- [154] Schüring, D.: Zur Theorie des Geländerads. *Forschung im Ingenieurwesen* 35 (1969) H. 1, S. 7-11.
- [155] Schüring, D.: Zur Theorie des Geländerads. *Forschung im Ingenieurwesen* 34 (1968) H. 6, S. 165-177.
- [156] Steinkampf, H. und G. Jahns: Betriebseigenschaften von Ackerschlepperreifen bei unterschiedlichen Einsatzbedingungen. *Landbau-forschung Völkenrode* (1986) S. 1-427.
- [157] • Mitschke, M. und H. Wallentowitz: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Berlin/Heidelberg: Springer-Verlag 2003.
- [158] • Yeh, C.K.: Experimentelle Untersuchungen über Unwuchten und Unrundheiten von Ackerschlepperreifen. Dissertation Technische Universität Berlin, 1992, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG Nr. 219.
- [159] von Holst, C. und H. Göhlich: The System Tractor - Tire under the Influence of Tractor Development. *Vehicle System Dynamics* 27 (1997) Supplement, S. 330-334.
- [160] • Rill, G.: *Road Vehicle Dynamics: Fundamentals and Modeling*. Boca Raton: CRC Press. 2011
- [161] • Marquard, E.: *Schwingungsdynamik des schnellen Straßenfahrzeugs*. Essen: W. Girardet 1952.
- [162] • Bauer, W.: *Hydropneumatische Federungssysteme*. Heidelberg: Springer-Verlag 2008.
- [163] -, -: *Trägheitsmomente*. NATO Publikation Erprobungsverfahren für Fahrzeuge. NATO International Staff-Defence Support Division (1991), Sev 01-50.
- [164] • Dresig, H. und F. Holzweißig: *Maschinendynamik*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag 2009.
- [165] Bode, O., P. Ochner, P. Koeßler, H. v. Bruchhausen, M. Mitschke und W. Becker: Vergleich verschiedener Verfahren zur Feststellung der dynamischen Radlast. *Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik* (1959) H. 131.
- [166] Kummer, H.W. und W.E. Meyer: Verbesserter Kraftschluß zwischen Reifen und Fahrbahn - Ergebnisse einer neuen Reibungstheorie Teil 1. *Automobil-technische Zeitschrift* 69 (1967), S. 245-251.

- [167] Kummer, H.W. und W.E. Meyer: Verbesserter Kraftschluß zwischen Reifen und Fahrbahn - Ergebnisse einer neuen Reibungstheorie Teil 2. Automobiltechnische Zeitschrift 69 (1967), S. 382-386.
- [168] Meyer, W.E. und H.W. Kummer: Die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn. Automobiltechnische Zeitschrift 66 (1964), S. 245-250.
- [169] • Laermann, F.-J.: Seitenführungsverhalten von Kraftfahrzeugreifen bei schnellen Radlaständerungen. Dissertation Technische Universität Braunschweig, 1986, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 12: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik Nr. 73. Düsseldorf: VDI-Verlag 1986.
- [170] • Karrenberg, U.: Signale - Prozesse - Systeme. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag 2005.