TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DRESDEN

Fakultät Verkehrswissenschaften „Friedrich List“

Dissertation

Zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur (Dr.-Ing.)

Thema

Analyse und Modellierung des Reifenübertragungsverhaltens bei transienten und extremen Fahrmanövern

Bearbeiter

Dipl.-Ing. Stefan Einsle, M.Eng.
geb. am 15.03.1980 in Magdeburg

Gutachter

Prof. Dr.-Ing. Michael Beitelschmidt
Professur für Dynamik und Mechanismentechnik und
Professur für Fahrzeugmodellierung und -simulation
Technische Universität Dresden

Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. habil. Peter Lugner
Institut für Mechanik und Mechatronik
Technische Universität Wien

Tag der Einreichung: 31.05.2010

Tag der Verteidigung: 15.12.2010

VORWORT

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Professur für Kraftfahrzeugtechnik der Technischen Universität Dresden. Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Michael Beitelschmidt für die wissenschaftliche Betreuung der Arbeit. Die vielen konstruktiven Gespräche und daraus entstandenen Ideen haben ein Gelingen der Arbeit überhaupt erst möglich gemacht. Mein Dank richtet sich auch an Prof. Dr. techn. habil. Peter Lugner für das entgegengebrachte Interesse an der Arbeit und die Übernahme des Koreferates.

Die Durchführung der Untersuchungen war nur durch die Unterstützung der Audi AG möglich. Daher gilt mein Dank auch den Mitinitiatoren des Forschungsvorhabens, Herrn Dipl.-Ing. Thomas Kriegel und Dr.-Ing. Armin Schöpfel, sowie allen Mitarbeitern der Abteilung I/EF-13 für die gute Zusammenarbeit und die entgegengebrachte Unterstützung.

Meine besondere Anerkennung gilt weiterhin allen Mitarbeitern und Kollegen der Professur für Kraftfahrzeugtechnik und des Instituts für Automobiltechnik Dresden für ihre engagierte Unterstützung. Besonders hervorheben möchte ich Herrn Dr.-Ing. Carsten Hilscher und Herrn Dipl.-Ing. Frank Steinert, die durch unzählige Gespräche und Diskussionen ihren fachlichen und menschlichen Anteil am Gelingen der Arbeit haben.

Schließlich möchte ich herzlich meiner Familie für ihr Verständnis und ihre Unterstützung danken.

Dresden, Mai 2010 Stefan Einsle

KURZFASSUNG

Durch den zunehmenden Einsatz fahrdynamischer Regelsysteme und der Fahrzeugauslegung im Grenzbereich gewinnt die Modellierung des Reifenübertragungsverhaltens bei transienten und extremen Fahrmanövern signifikant an Bedeutung. Die im Rahmen dieser Arbeit neu entwickelten Messverfahren zur Analyse und Charakterisierung des transienten Reifenseitenkraftverhaltens zeigen, dass die bisher gewählten Verzögerungsansätze erster Ordnung, beschrieben durch die Einlauflänge, keine ausreichende Abbildungsgenauigkeit liefern. Folglich wird ein neuer Verzögerungsansatz zweiter Ordnung eingeführt und durch den Parameter Einlaufdämpfung D_α zweckmäßig beschrieben. Weiterhin wird nachgewiesen, dass die allgemein gebräuchliche Schätzung der Einlauflänge aus Schräglaufsteifigkeit und Lateralsteifigkeit vor allem bei hohen Radlasten deutlich zu geringe Werte liefert. Zur Abdeckung eines möglichst breiten Anwendungsbereichs werden die Parametereinflüsse Radlast, Fülldruck, Sturz, Vorspur und Geschwindigkeit messtechnisch ermittelt und im neuen Modellansatz berücksichtigt. Auch für die quasistatische Schräglaufsteifigkeit wird ein neues Bestimmungsverfahren mit entsprechenden Einflussanalysen vorgestellt. Bei extremen Fahrmanövern spielt die Fahrzeugstabilität, welche hochsensitiv auf das Reifenverhalten unter Extrembelastungen reagiert, eine entscheidende Rolle. Auch für diesen Anwendungsfall werden neue Mess- und Parametrisierungsverfahren eingeführt.

Im Gegensatz zu anderen Arbeiten wird auf den gesamten Entstehungsprozess von Reifenmodelldatensätzen eingegangen. Dieser besteht im Wesentlichen aus Reifenmessung, Signalverarbeitung, Auswahl charakteristischer Kennlinien, methodischer Reifenmodellauswahl, automatischer Parameteridentifikation und qualitativem sowie quantitativem Nachweis der Abbildungsgüte des entstandenen Datensatzes. In diesem Prozess werden Schwachstellen aufgezeigt und durch neue Methoden beseitigt. Die drei Reifenmodelle MF-Tyre, FTire und TM-Easy werden analysiert, parametrisiert und unter transienten und extremen Randbedingungen in Kombination mit MKS-Modellen validiert und getestet. Somit kann die Qualität der erzielten Ergebnisse im Verhältnis zum Parametrisierungsaufwand und der Prozesssicherheit für eine Einsatzempfehlung der verschiedenen Reifenmodelle herangeführt werden. Die Qualität der neuen Reifenmodelldatensätze in Verbindung mit der Radaufhängung wird anhand eines neu entwickelten hochdynamischen Achsprüfstandes durch den Vergleich von Messung und MKS-Simulation validiert. Dazu werden sowohl transiente als auch extreme Manöver mit deren realistischen Belastungssituationen nachgestellt. Auch der Einfluss auf die Gesamtfahrzeugsimulation wird anhand entsprechender Manöver nachgewiesen. Darüber hinaus erfolgt die Herleitung eines linearen Einspurmodells mit transientem Reifenseitenkraftverhalten im Zustandsraum, anhand dessen der dominante Reifeneinfluss auf die Gierreaktion von Fahrzeugen nachgewiesen wird.

ABSTRACT

Due to the growing influence of vehicle dynamic control systems and suspension dimensioning in stability regions, transient and extreme tyre transfer behaviour gains importance significantly. Two new measurement procedures are introduced to analyze and characterize this tyre behaviour. The results show that the commonly used estimation of the relaxation length by the quotient of cornering and lateral stiffness yields far too small values and that the first order transfer model is insufficient to describe the transient tyre lateral force behaviour. Consequently, a new second order approach is introduced and described by the new parameter relaxation damping D_{α}. The performed parameter study regarding wheel load, inflation pressure, camber angle, toe angle and driving velocity covers a wide application range of tyres. Moreover, the quasi-static cornering stiffness is measured and evaluated in an extended range with reduced temperature and wear influences.

Extreme manoeuvres are utilized to examine the stability of vehicles, which is dominated by the tyre transfer behaviour under extreme conditions. A new measurement and parameter identification procedure for those conditions is portrayed, as well. This thesis depicts the entire process to obtain a tyre model dataset, namely tyre measurements, signal processing, selection of characteristic curves, methodical selection of a tyre model, automatic parameter identification and qualitative and quantitative evaluation of the final dataset.

The tyre models MF-Tyre, FTire, and TM-Easy are analysed, parameterized and validated under transient and extreme conditions. A comparison of the results in relation to the complexity of the parameter identification and the process stability leads to global recommendations of applications for different tyre models. The quality of the created tyre model datasets in combination with a vehicle suspension is assessed by a comparison of measurements from the newly developed highly dynamical suspension test rig and equivalent multi-body simulations. That is, transient and extreme manoeuvres are performed and analysed. Additionally, a linear single-track model with transient tyre behaviour is been derived, that shows the dominant tyre influence on the vehicle’s yaw behaviour. Finally, the influence of the created tyre model datasets and the additional lateral transfer behaviour on full-vehicle simulations is verified.

INHALTSVERZEICHNIS

Formelverzeichnis/ Notation

Variable	Einheit	Beschreibung
a_y	m s^{-2}	Fahrzeugquerbeschleunigung
$\boldsymbol{A}$	-	Systemmatrix im Zustandsraum
α	rad (°)	Schräglaufwinkel am Rad
α_V, α_H	rad (°)	Schräglaufwinkel an der Vorder- bzw. Hinterachse
$\boldsymbol{B}$	-	Steuermatrix im Zustandsraum
B_y	-	MF-Tyre-Parameter zur Beschreibung der Seitenkraft
β	rad (°)	Schwimmwinkel
c_x	N/m	Reifenlängssteifigkeit
c_y	N/m	Reifenlateralsteifigkeit
c_z	N/m	Reifenvertikalsteifigkeit
c_α	N/rad	Schräglaufsteifigkeit
c_s	N/rad	Schräglaufsteifigkeit nach Rill
$c_{tors}, (c_\psi)$	Nm/rad	Reifentorsionssteifigkeit
$c_{M\alpha}$	Nm/rad	Rückstellmomentensteifigkeit infolge Schräglauf
$\boldsymbol{C}$	-	Beobachtungsmatrix im Zustandsraum
C_y	-	MF-Tyre-Parameter zur Beschreibung der Seitenkraft
$d_x,\ d_y$	Ns/m	longitudinale und laterale Reifendämpfung
D	-	Dämpfungskonstante
$\boldsymbol{D}$	-	Durchgangsmatrix im Zustandsraum
D_α	-	Einlaufdämpfung der Seitenkraft infolge Schräglauf
D_y	N	MF-Tyre-Parameter zur Beschreibung der Seitenkraft
δ	rad (°)	Lenkwinkel am Rad
δ_L	rad (°)	Lenkradwinkel
δ_A	rad (°)	Ackermannwinkel
E_y	-	MF-Tyre-Parameter zur Beschreibung der Seitenkraft
EG	rad/ (m/s²)	Eigenlenkgradient
$\epsilon, (\epsilon^2)$	-	Standardabweichung (Varianz) einer Zufallsgröße
f_c	Hz	Grenzfrequenz (bei PT1-Verhalten)
F_x	N	Längskraft
$F_y, (F_\alpha)$	N	Reifenseitenkraft
F_y^S, F_y^D	N	statische und dynamische Seitenkräfte nach Rill

Variable	Einheit	Beschreibung
F_z	N	Reifenvertikalkraft bzw. Radlast
F_{z0}	N	MF-Tyre-Parameter: nominelle Bezugsradlast
$\mathbf{\Phi}_i$	-	Bindungsvektor der Zwangsbedingung
G_{DS}	%	Globale Abbildungsgüte des Reifenmodelldatensatzes
G_{K_j}	%	Abbildungsgüte des Kennwertes K_j
G_{MuS}	%	Abbildungsgüte zwischen Messung und Simulation
γ	rad (°)	Sturzwinkel
$H_i(s)$	verschiedene	Übertragungsfunktion im Bildbereich
i_L	-	Lenkübersetzung
J_z	kgm^2	Trägheitsmoment (eines Fahrzeugs) um die z-Achse
K_p	verschiedene	statische Verstärkung eines PTx-Glieds
K_y	N/rad	Schräglaufsteifigkeit nach Pacejka
K^*	-	Skalierungsfaktor: Prüfstand zu Straße (statistisch verteilt)
l	m	Radstand (Länge)
l_L	m	halbe Latschlänge nach SCHLIPPE\DIETRICH
l_V, l_H	m	Abstand der Vorder- bzw. Hinterachse vom Schwerpunkt
$\boldsymbol{\lambda}$	-	Zwangskraftvektor
λ_i	-	MF-Tyre Skalierungsfaktoren
m	kg	(Fahrzeug-) Masse
$\boldsymbol{M}$	-	Massenmatrix
$M_{z,max}$	Nm	Reifenrückstell- bzw. Bohrmoment beim Lenken im Stand
μ_α, μ_y	-	lateraler Reibbeiwert
$n, (t)$	mm	Reifennachlauf
ω	s^{-1}	Kreisfrequenz
$\omega_{0,\psi}$	s^{-1}	Eigenkreisfrequenz der Gierverstärkung
ω_n	s^{-1}	Eigenkreisfrequenz
$\omega_\psi = \dot{\psi}$	rad/s	Giergeschwindigkeit eines Fahrzeugs
ω_{path}	m^{-1}	Wegkreisfrequenz
p_{Dyi}	-	MF-Tyre-Parameter des lateralen Reibbeiwertes
p_{Eyi}	-	MF-Tyre-Parameter des Formfaktors E
p_{Hyi}	-	MF-Tyre-Parameter der horizontalen Nullpunktverschiebung
p_{Kyi}	-	MF-Tyre-Parameter der Schräglaufsteifigkeit

Variable	Einheit	Beschreibung
p_{Tyi}	-	MF-Tyre-Parameter der Einlauflänge
p_{Vyi}	-	MF-Tyre-Parameter der vertikalen Nullpunktverschiebung
$r_D\lvert\Omega\rvert$	m/s	Translationsgeschwindigkeit der Felge nach RILL
r_i	m	Einlauflänge nach RILL
r_K	m	Kurvenradius
s	s^{-1}	Laplace-Variable
s_c	N/rad	Standardfehler der Schräglaufsteifigkeit
s_μ	-	Standardfehler des lateralen Reibbeiwertes
s_x, s_y	-	Längs- bzw. Querschlupf nach RILL
S_H	verschiedene	horizontale Kraftnullpunktverschiebung in MF-Tyre
S_V	N	vertikale Kraftnullpunktverschiebung in MF-Tyre
S	-	Sensitivitätsmatrix
S_{ji}	verschiedene	Sensitivitätskoeffizient
σ_α	m	Einlauflänge der Seitenkraft infolge Schräglauf
σ_κ	m	Einlauflänge der Längskraft infolge Längsschlupf
σ_ψ	s^{-1}	Abklingkonstante der Gierverstärkung
T	s	Periodendauer einer Sinusschwingung
T_d	s	Totzeit
$T_{63\%}$	s	Zeit bis 63% des stationären Endwertes erreicht sind
$\tau_\alpha, (\tau_y)$	s	Zeitkonstante der PT1-Verzögerung der Reifenseitenkraft
τ_i	s	Zeitkonstante
τ_d	s	Zeitkonstante eines D-Glieds
τ_r	s	2. Reifenzeitkonstante eines PT2-Gliedes
$\boldsymbol{u}$	-	Vektor der Systemeingangsgrößen (Zustandsraum)
$v_l, (v)$	m/s (km/h)	translatorische Fahrzeuggeschwindigkeit in Längsrichtung
x_a	verschiedene	Ausgangsgröße
x_e	verschiedene	Eingangsgröße
$\bar{x}_F$	m	Translatorische Position der Felge
x_e, y_e	m	Längs-/ Querverschiebung des Reifenaufstandsfläche nach RILL
ξ	-	Erwartungswert einer Zufallsgröße
y	-	Ausgangsgröße der Zustandsraumbeschreibung
$\boldsymbol{z}$	-	Zustandsvektor

Variable	Einheit	Beschreibung
z_{Str}	m	Vertikale Auslenkung (Höhe) des Straßenprofils

Indizes

Variable	Einheit	Beschreibung
$\cdots_0$	-	Stationärwert
$\cdots_{Achse}$	-	auf Achse bezogen
$\cdots_{dyn}$	-	dynamisch (frequenzabhängig)
$\cdots_H$	-	Hinterachse
$\cdots_m$	-	Mittelwert
$\cdots_n$	-	Zeitschritt n
$\cdots_{max}$	-	Maximum
$\cdots_{MKS}$	-	aus dem MKS-Modell
$\cdots_\psi$	-	Gierbewegung
$\cdots_{Rad}$	-	auf Rad bezogen
$\cdots_{Res}$	-	Resultierende
$\cdots_{RPS}$	-	auf einem Reifenprüfstand gemessen
$\cdots_{slide}$	-	beim Gleiten
$\cdots_{stat}$	-	stationär/quasistatisch
$\cdots_{Straße}$	-	auf der Straße gemessen
$\cdots_{tC}$	-	transiente Zwangsbedingung (transient COUPLER)
$\cdots_{tLF}$	-	transiente Zusatzseitenkraft (transient Lateral Force)
$\cdots_{TM}$	-	Reifenmodell (Tyre Model)
$\cdots_V$	-	Vorderachse
$\ldots'$	-	modifiziert
$\ldots^*$	-	Zufallsvariable mit statistischer Verteilung

ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS

ADAMS ..... Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems (MKS-Software)
ALE .... Arbitrary Lagrangian Eulerian (numerische Berechnungsmethode)
ESM .... Einspurmodell
ESP .... Elektronisches Stabilitätsprogramm
ETRTO ...... European Tire and Rim Technical Organisation
FAT .... Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V.
FIR .... Finite Impuls Response (Filter ohne Rückkopplung)
ft .... Flachbahnreifenprüfstand (Flat Track)
FEM.......... Finite Elemente Modell
FTire .... Flexible Ring Tire Model
IABG .... Industrieanlagen-Betriebsgesellschaft mbH
IAD .... Institut für Automobiltechnik Dresden
IKA .... Institut für Kraftfahrzeuge Aachen
li .... links
LI .... Lastindex
MATLAB ... Matrix Laboratory (Programmiersprache)
MF-Tyre ... Magic Formula Tyre Model (Pacejka)
MKS .... Mehrkörpersystem
MSC .... MacNeal-Schwendler Corporation (Softwarehersteller)
norm. .... normiert
RAPS .... Radaufhängungsprüfstand
RPS .... Reifenprüfstand
re .... rechts
TNO .... Toegepast Natuurwetenschappelijk Onderzoek (Niederländische Organisation für Angewandte Naturwissenschaftliche Forschung)
tr .... Reifenmessanhänger (Trailer)
TYDEX .... Tyre Data Exchange Format
virt. .... virtuell
versch. ..... verschiedene
vRPS .... virtueller Reifenprüfstand
vRAPS........ virtueller Radaufhängungsprüfstand
ZSM .... Zweispurmodell

1 Einleitung

Der Reifen ist das wesentliche Element der Fahrzeugdynamik von Kraftfahrzeugen, da alle Kräfte, die das Fahrzeug auf einem vorgegebenen Kurs halten, über den Reifen-Fahrbahn-Kontakt übertragen werden müssen. Dieser immense Einfluss spiegelt sich in ähnlichem bzw. sogar stärkerem Maße in der Fahrdynamiksimulation wider. Es ist demnach das Ziel, das spezifische Reifenverhalten unter den oft stark variierenden Randbedingungen wie Radlast, Schräglauf, Sturz, Geschwindigkeit, Fülldruck, Temperatur, Alterung, Fertigungstoleranz und Reibwertschwankung durch Reifenmodelldatensätze möglichst exakt wiederzugeben. Dieser Herausforderung stellt sich eine große Anzahl kommerziell verfügbarer Reifenmodelle für Mehrkörpersysteme (MKS).

Im Zuge aufkommender fahrdynamischer Regelsysteme und der Fahrzeugauslegung im Grenzbereich gewinnt das Reifenübertragungsverhalten bei transienten und extremen Fahrmanövern zusätzlich an Bedeutung. Ziel ist eine möglichst exakte Vorhersage des Ansprechverhaltens der Fahrzeugreaktionsgrößen, um subjektiv wichtige Kriterien wie Agilität bereits in einer frühen Konzeptphase bewerten und auslegen zu können. Bei extremen Fahrmanövern wird die Stabilität z.B. gegen Kippen bewertet, welche ebenfalls hochsensitiv auf das Reifenverhalten unter Extrembelastungen reagiert.

Die Fahrdynamiksimulation von Kraftfahrzeugen stellt in der Praxis eine vermeintlich überschaubare Aufgabe dar. In dieser Arbeit wird jedoch auf den gesamten Prozess der Entstehung von Reifenmodelldatensätzen eingegangen. Dieser besteht im Wesentlichen aus Reifenmessung, Signalverarbeitung, Auswahl charakteristischer Kennlinien, methodischer Reifenmodellauswahl, automatischer Parameteridentifikation und qualitativem wie quantitativem Nachweis der Abbildungsgüte des entstandenen Datensatzes. In diesem Prozess werden Schwachstellen aufgezeigt und durch neue Methoden beseitigt.

Wie allerdings die große Anzahl von Randbedingung zeigt, ist es entscheidend, die Einflüsse durch valide Messungen sicher bestimmen zu können [KLA99, BES00, HIR09]. Dies stellt im Hinblick auf die Messtechnik und Auswerteroutinen eine mindestens gleichwertige Herausforderung dar. Auch der Parameteridentifikationsprozess wird im Detail betrachtet, da die oft vieldimensionalen Parameter- und Zielfunktionsräume eine große Parametervielfalt zulassen, welche jedoch der Vergleichbarkeit von Reifensimulationsergebnissen entgegensteht. Es werden die drei Reifenmodelle MF-Tyre, FTire und TM-Easy analysiert, parametrisiert und unter transienten und extremen Randbedingungen in Kombination mit MKS-Modellen validiert und getestet. Aus diesem ganzheitlichen Ansatz erfolgt die Ableitung methodischer Empfehlungen der Auswahl von Reifenmodellen für die einzelnen Anwendungen.

Da es, mit Ausnahme der Reifenhersteller, auf absehbare Zeit nicht möglich sein wird, die komplexen Eigenschaften der Reifen- und Profilkonstruktion durch physikalische Finite-Elemente-Modelle zu beschreiben, muss die Bereitstellung geeigneter Reifenkennlinien experimentell erfolgen. Sollte dies möglich werden, so bleibt die Anwendung von MKS-Reifenmodellen und der Prozess der Parametrisierung identisch erhalten, da dies die Anforderungen an Rechenzeiten, Modellstabilität und Vergleichbarkeit der Ergebnisse von Fahrdynamiksimulationen verlangen.

1.1 Stand der Forschung

Die Simulation der Fahr- bzw. Querdynamik von Kraftfahrzeugen begann ca. 1940 mit der Erstellung des ersten Einspurmodells von RIECKERT und SCHUNCK [RIE40, MIT05]. Seit dieser Zeit werden immer komplexere Fahrzeugquerdynamikmodelle entwickelt. Die Mehrkörpergesamtfahrzeugsimulation ist heutzutage aus den Entwicklungsabteilungen der Fahrzeughersteller nicht mehr wegzudenken. Trotzdem spielen Ein- und Mehrspurfahrzeugmodelle, zumeist ohne transientes Reifenseitenkraftverhalten, für Tendenzaussagen immer noch eine entscheidende Rolle [MIT04, KÖH00, HAL01, WAG03, MAN07, WAG10]. Oft werden diese einfachen Modelle zur Abstimmung von Fahrdynamikregelsystemen angewandt [FEN98, FIS02, MAO07, REI07]. KOBETZ [KOB04] entwickelt ein Fahrzeugmodell mit Wankabstützung und berücksichtigt die Einlauflängen durch den Ansatz erster Ordnung nach BÖHM (s.u.). Es werden Untersuchungen zum Gier-, Querbeschleunigungs- und Wankübertragungsverhalten durchgeführt. MEIßNER [MEI08] zeigt Verbesserungspotenziale der Querdynamik bei hochdynamischen Manövern im Grenzbereich durch geregelte Momentenverteilung auf, verzichtet jedoch auf ein spezielles Reifenmodell für transiente und extreme Fahrmanöver. Die Arbeit zeigt, welche Randbedingungen im querdynamischen Grenzbereich vom Reifen verlangt werden.
Schlussendlich zeigt sich, dass viele Anwendungen der Querdynamik zu hochtransienten und extremen Reifenbelastungen führen, dazu aber keine speziellen Reifenmodelle verwendet werden. Meist wird sogar gänzlich auf die Berücksichtigung der Einlauflänge verzichtet.

1.1.1 Transientes Reifenseitenkraftverhalten

SCHLIPPE UND DIETRICH [SCHL41, SCHL42] untersuchen und modellieren als erste das instationäre Seitenkraftverhalten von Reifen. Sie entwickeln aus Betrachtungen der Gürtelmechanik einen Verzögerungsansatz der Seitenkraft infolge Schräglaufwinkeländerung. Weitere Grundlagen zu dieser Problematik untersuchen u.a. FROMM [FRO43], FIALA [FIA54], BÖHM [BÖH66], PACEJKA [PAC66], SEGEL [SEG66]. Diese Ansätze werden in Kap. 3 eingehend dargestellt und verglichen. Deren wesentliche Gemeinsamkeit ist die Beschränkung auf einen Ansatz erster Ordnung und der Bezug auf den Abrollwegbereich, welcher zur Einführung der Einlauflänge (relaxation length) führt. Somit stellt die Seitenkraftentstehung einen Tiefpassfilter erster Ordnung dar. WEBER [WEB81] befasst sich mit instationären Reifenkräften zur besseren Beschreibung des Reifenverhaltens bei kritischen Fahrmanövern und geht dabei vor allem auf die transiente Längskraftentstehung infolge von Antriebs- und Bremseingriffen ein. Es wird darauf verwiesen, dass im realen Fahrbetrieb vor allem instationäre Betriebszustände vorliegen, was bei verschiedenen Manövern wie „Bremsen in der Kurve“ zeigt.

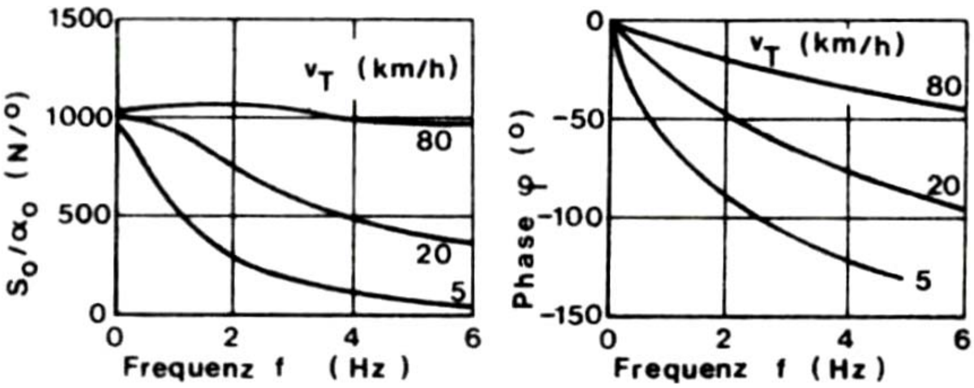


Abbildung 1.1: Amplituden- und Phasengänge von Reifen bei Schräglaufwinkel-gleitsinusanregung; α_{Ampl} = 0,5°; F_z = 4000 N [WEB81, S.21]

WEBER [WEB81] bezieht das transiente Seitenkraftverhalten, wie in Abbildung 1.1 dargestellt, in seine Betrachtungen ein. Bemerkenswert ist die Tatsache, dass der Amplitudengang bei 80 km/h eine Überhöhung der dynamischen Seitenkraft bis ca. 4 Hz aufweist. Überdies weisen Phasenverzüge von mehr als 90° auf ein Verzögerungsverhalten höherer Ordnung hin.
In den räumlichen Darstellungen dieser Zusammenhänge zeigen sich zusätzlich Überhöhungen der dynamischen Seitenkräfte bei hohen Geschwindigkeiten und hohen Frequenzen. Es werden jedoch keine analytischen Beschreibungen dazu angeführt.

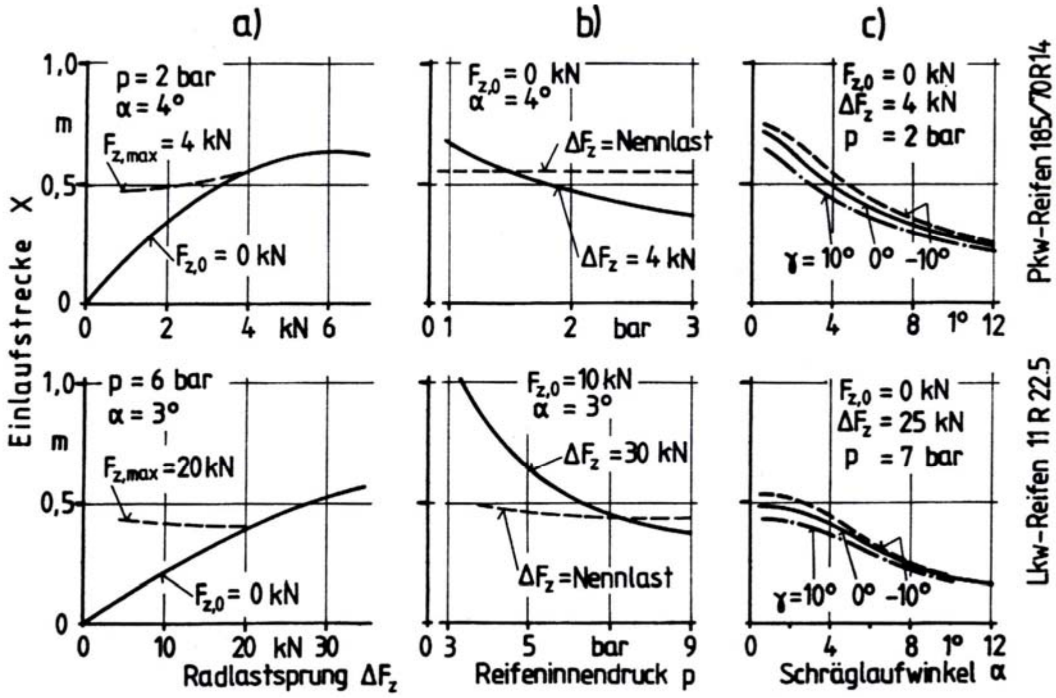


Abbildung 1.2: Einflussgrößen auf die Einlauflänge, a) Radlast, b) Fülldruck, c) Schräglaufwinkel [LAE86, S.53]

LAERMANN [LAE86] untersucht das Seitenführungsverhalten bei schnellen Radlaständerungen und stellt fest, dass das Einlaufverhalten der Seitenkraft einem Relaxationsverhalten folgt, das Reifenrückstellmoment jedoch ein komplexeres Verhalten zeigt. Implizit wird von einem

Verzögerungsverhalten erster Ordnung ausgegangen. Die Einflüsse auf die beschreibende Einlaufläge sind in Abbildung 1.2 dargestellt. Das dynamische Verhalten wird durch ein entwickeltes Reifenmodell mit starrem Gürtel und gekoppeltem Latschmodell beschrieben.

HANADA ET AL. [HAN89] untersuchen den Phasenverzug zwischen Seitenkraft und Schräglaufwinkel durch multivariate Korrelation in Bezug zur Schräglaufsteifigkeit, Gürtelbiegesteifigkeit in Reifenmittenebene sowie Radial-, Lateral- und Longitudinalsteifigkeit der Seitenwand. Die Messungen erfolgen bei nur einer Radlast, langsamer Geschwindigkeit und rechtechteckiger Verstellung der Schräglaufwinkelgeschwindigkeit mit einer Periodendauer von 16 s (0,06 Hz). Es wird vorgeschlagen, dass Reifenkonstruktionskennwerte in Bezug zum transienten Seitenkraftverhalten gesetzt werden, um das Übertragungsverhalten zu schätzen. Eine lineare multivariate Korrelation zwischen Phasenverzug und den untersuchten Steifigkeiten ist somit möglich. Es wird empfohlen den Durchmesser der maximalen Querschnittsbreite abzusenken, um das transiente Reifenverhalten zu verbessern.

BANDEL ET AL. [BAN89] stellen eine neue Methode zur Bestimmung der Schräglaufsteifigkeit und der Einlauflänge unter transienten Bedingungen vor, da die standardmäßige Bestimmung des Phasen- und Amplitudengangs aus Schräglaufwinkelsinusanregungen zu ungenau ist und außerdem von vielen Prüfständen nicht durchgeführt werden kann. Als Ansatz für das dynamische Reifenverhalten wird ein PT1-Ansatz verwendet und die entsprechende Einlauflänge als konstant angenommen, was nur in engen Grenzen richtig ist. Der Verzögerungsansatz ist wie folgt definiert [BAN89, S.127]:

$$\dot{F}_y = \frac{v}{\sigma_\alpha} \cdot \left(c_\alpha \cdot \alpha - F_y\right) \quad oder \quad \frac{\sigma_\alpha}{v} \cdot \dot{F}_y + F_y = c_\alpha \cdot \alpha \tag{1.1}$$

Dazu wird vorgeschlagen, den Reifen an einem horizontalen Balken zu befestigen, sodass dieser in lateraler Richtung (frei) schwingen kann (Anhang A.2). Erhält dieses System eine laterale Anregung so schwingt es in seiner Eigenfrequenz um die Nulllage. Aus der Frequenz und dem Abklingverhalten können sowohl die Schräglaufsteifigkeit als auch die Einlauflänge bestimmt werden (l ...Länge des Pendels, ω_n ...gemessene Eigenkreisfrequenz, D...gemessenes Dämpfungsmaß) [BAN89, S.133]:

$$c_\alpha \approx \omega_n^2 \cdot \frac{J_z}{l} \qquad \sigma_\alpha \approx l \cdot \left(1 - D \cdot \frac{v}{c_\alpha}\right) \tag{1.2}$$

Es wird angegeben, dass dieser Test erst oberhalb von 60 km/h genaue Ergebnisse liefert, da bei niedrigeren Geschwindigkeiten die Dämpfung zu hoch ist. Außerdem ist die Pendeleigenfrequenz oberhalb von 60 km/h nahezu unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit (Abbildung 1.3).

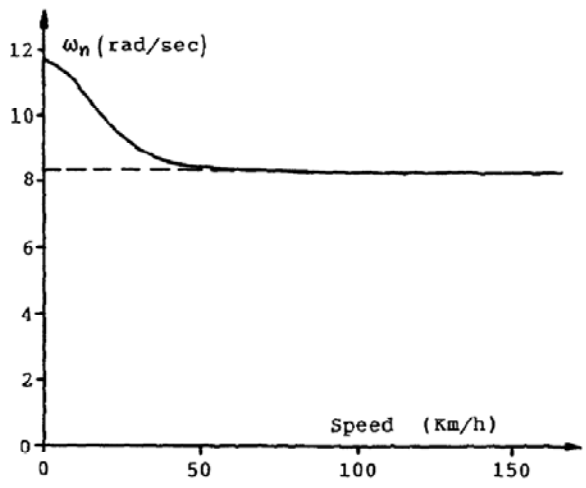


Abbildung 1.3: Änderung der Pendelfrequenz mit der Fahrgeschwindigkeit [BAN89, S.131]

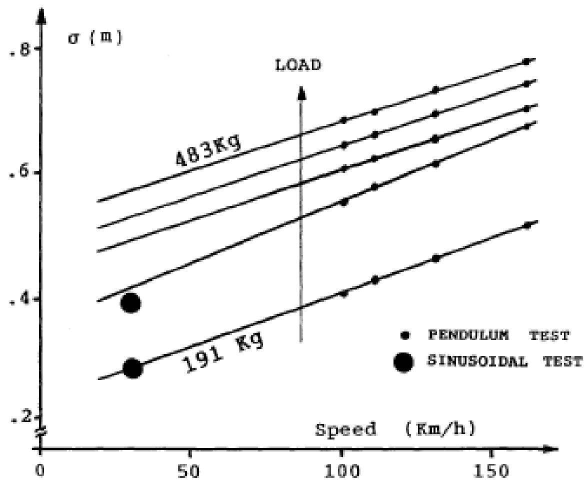


Abbildung 1.4: Einlauflängen in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit und der Radlast [BAN89, S.136]

Es zeigt sich eine Erhöhung der Einlauflänge von ca. 2 % pro 10 km/h (Abbildung 1.4).

GUENTHER ET AL. [GUE90] und LOEB [LOE85] entwickeln ein einfaches Approximationsmodell mit einer Zeitkonstante, die eine Funktion der Schräglaufsteifigkeit, der Lateralsteifigkeit und der Fahrzeuggeschwindigkeit ist. Nach COLLINS [COL72] wird die Einlauflänge dabei aus der Schräglaufsteifigkeit und der Lateralsteifigkeit geschätzt und beschreibt ein Reifenverhalten erster Ordnung (C…Schräglaufsteifigkeit, K…Lateralsteifigkeit, U…Fahrzeug- bzw. Reifengeschwindigkeit) [HEY94, S.253]:

$$\frac{F_{yL}}{F_y}(D) = \frac{1}{\tau_{TL} \cdot D + 1} \qquad \tau_{TL} = \frac{C}{K \cdot U} \tag{1.3}$$

Dies stellt die erste nachweisliche Erwähnung dieses empirischen Zusammenhangs dar. Es wird festgehalten, dass die Seitenkraft mit steigender Geschwindigkeit weniger gedämpft ist. Die zugehörigen Amplituden- und Phasengänge der Reifenseitenkraft in Abbildung 1.6 weisen jedoch auf einen unzureichenden Ansatz hin.

Auch HEYDINGER [HEY94] stellt fest, dass die dynamischen Reifeneigenschaften eine signifikante Rolle bei der Beschreibung der Fahrzeugdynamik bei Lenkwinkelsprung und Sinuslenkmanöver spielen. Es wird ein Verhalten zweiter Ordnung für den Phasenverzug zwischen Seitenkraft und Schräglaufwinkel vorgeschlagen. Dabei soll der Schräglaufwinkel verzögert werden, um das gesamte Reifenverhalten (Seitenkraft und Rückstellmoment) zu beeinflussen, was laut HEYDINGER das physikalische Verhalten deutlich besser abbildet. Der Ansatz wird jedoch nicht mit Komponentenmessungen verglichen und validiert. Die Abbildung 1.5 zeigt, dass durch die Einführung des PT1-Reifenverhaltens nach COLLINS [COL72] die Abbildungsgüte des eigentlich einfacheren Modells signifikant verbessert werden kann. Dies wird anhand einer verbesserten Gierreaktion sowie Lenkradschwingungen oberhalb 6 rad/s gezeigt. Der größere dynamische Phasenverzug der Reifenseitenkräfte führt zu größeren Schwimmwinkeln, was wiederum höhere Reifenseitenkräfte verursacht.

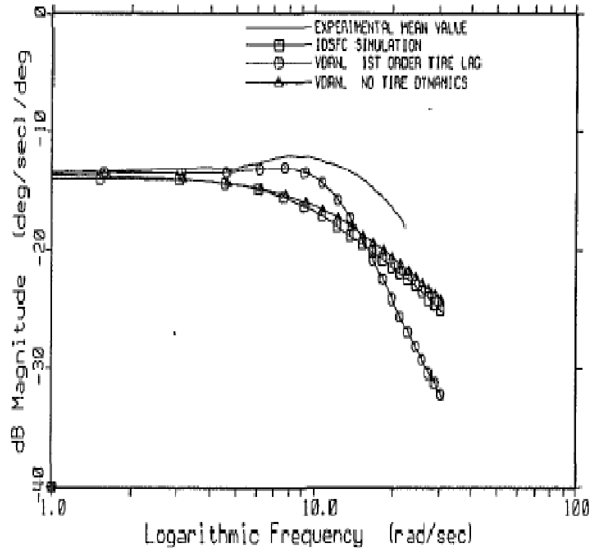


Abbildung 1.5: Einfluss des transienten Reifenverhaltens auf die Gierreaktion [HEY94, S.253]

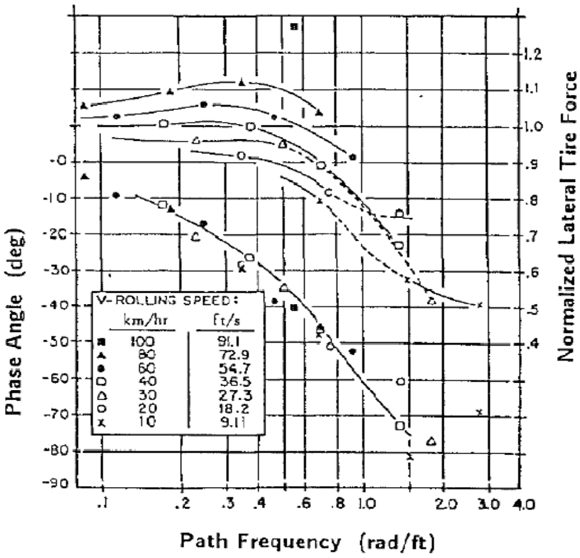


Abbildung 1.6: Normierter Amplituden- und Phasengang der Reifenseitenkraft [COL72]

Diese Erhöhung der Reifenseitenkräfte ist schließlich die Ursache für die größere Bandbreite der Gierverstärkung (vgl. [HEY94, S.254]). Da vorherige Modelle nur Frequenzen bis 2 Hz abbilden können, entwickelt WANG [WAN93] den Reifenmodellansatz *DYNA-TIRE* zur Beschreibung des transienten Reifenseitenkraftverhaltens. Es wird ein hybrides Modell aus mathematisch-phänomenologischem und mechanischem Ansatz verfolgt, da der Reifen ein komplexes nichtlineares Übertragungsverhalten ausweist und streng physikalische Modelle zu hohe Rechenzeiten erfordern. Es zeigt sich, dass DYNA-TIRE in der Lage ist, die Messdaten von STRACKERJAN [STR77] abzubilden und Phasenverzüge größer 90° zu berechnen.

Die vorgestellten Simulationsergebnisse zeigen jedoch sehr dominante Schwingungen auf den Seitenkraftsignalen. Die Einflussparameter auf die Einlauflänge von DYNA-TIRE sind im Anhang A.3 dargestellt. Diese Einflussparameter basieren jedoch ausschließlich auf Simulationsergebnissen und sind nicht durch Messungen belegt.

MANCOSU ET AL. [MAN00B] beschreiben in ihrem Artikel, dass die Sensitivität des Fahrzeugmodells bezüglich der Reifenmodellierung stark von den Betriebsbedingungen abhängt. Es wird hervorgehoben, dass sich open-loop-Manöver, wie Lenkwinkelsprung und Sinuslenken, speziell dazu eignen das Reifenverhalten zu charakterisieren. Der Vergleich des transienten Reifenverhaltens zwischen Messung und Simulation wird anhand des Hystereseverlaufs zwischen Seitenkraft und Schräglaufwinkel bei zwei Frequenzen durchgeführt. Weiterhin zeigt sich, dass die Sensitivität der Gierreaktion des Fahrzeugs beim Sinuslenken nur in einem Anregungsbereich zwischen 1,2 und 1,5 Hz deutlich von der Schräglaufsteifigkeit der Reifen abhängt. Die resultierende Querbeschleunigung wird vor allem im mittleren Frequenzbereich von der Schräglaufsteifigkeit und der Einlauflänge der Räder beeinflusst. Herausgearbeitet wird außerdem die entscheidende Beeinflussung der Fahrzeugreaktion auf die Parameter des Fahrerreglers bei closed-loop Manövern. Wird dieser träger eingestellt, so verwischt (filtert) der Fahrerregler die dynamischen Reifeneigenschaften, wodurch die Sensitivität des Fahrzeugmodells bzgl. Reifenparametern bei transienten Fahrmanövern sinkt.

HOLTSCHULZE [HOL00] stellt beispielhaft den Radlast- und den Geschwindigkeitseinfluss (Abbildung 1.7) auf den Amplituden- und Phasengang bei Schräglaufwinkelgleitsinusanregung dar. Auffällig ist dabei, dass die erreichten Phasenverzugswinkel mit maximal 60° bei 5 Hz vergleichsweise klein ausfallen.

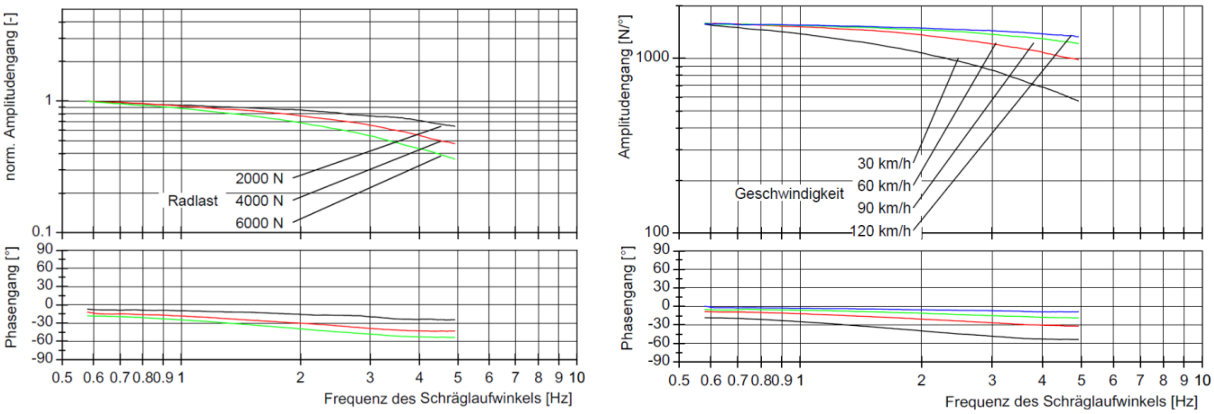


Abbildung 1.7: Schräglaufwinkelgleitsinusmessung: Radlasteinfluss bei v = 30 km/h (li) und Geschwindigkeitseinfluss bei F_z = 6000 N (re); α_{Ampl} = 1.5° [HOL00, S.8-9]

Es zeigt sich, dass der Abfall der Amplitude und der Phase stark von der Radlast und der Geschwindigkeit abhängen. Wird dies in Verhältnis zum Modellansatz der Einlauflänge gesetzt

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma_\alpha}{v} = \frac{c_\alpha}{c_y \cdot v_l} \qquad f_{c,\alpha} = \frac{1}{\tau_\alpha} = \frac{c_y \cdot v_l}{c_\alpha}, \tag{1.4}$$

so wird das Ansteigen der Grenzfrequenz mit steigender Fahrgeschwindigkeit direkt deutlich. HOLTSCHULZE [HOL00] schlussfolgert, dass für Schräglaufwinkelanregungen bis 5 Hz ein Verzögerungsansatz erster Ordnung ausreichend ist, Radlast und Geschwindigkeit den größten Einfluss auf das Einlaufverhalten haben und die Einlauflängen aus dem Ansatz von BÖHM bestimmt werden können.

1.1.2 Reifenverhalten unter Extrembedingungen

GNADLER ET AL. [GNA04, GNA06] untersuchen das Reifenverhalten unter Extrembelastungen und der Verschiebung der Lage der Kraftangriffspunkte, anhand einer Auswahl aktueller Fahrzeugreifen bei Radlasten bis 15 kN und Sturzwinkeln bis 20°. Zur Messung der Seitenwandverformung wird ein berührungslos arbeitendes Lichtschnittverfahren eingesetzt. Wie in Abbildung 1.8 zu sehen ist, führen positive Sturzwinkel im Bereich positiver Schräglaufwinkel zu einer leicht vergrößerten Schräglaufsteifigkeit und erhöhten maximalen Lateralkräften sowie gleichzeitig im Bereich negativer Schräglaufwinkel zu einer niedrigeren Schräglaufsteifigkeit und abgesenkten maximalen Lateralkräften. [GNA06, S.857]

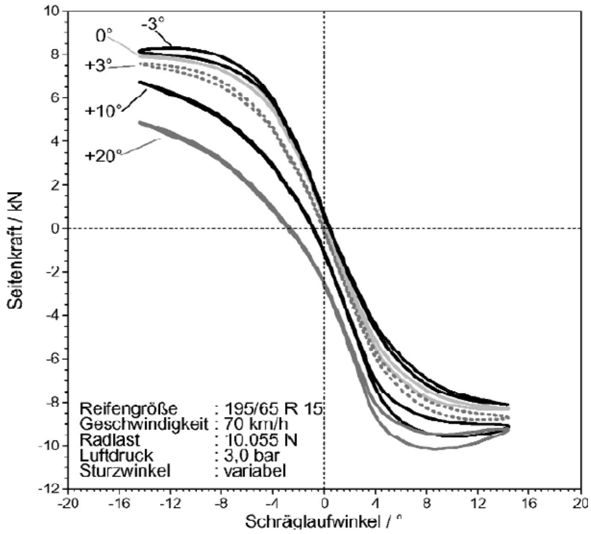


Abbildung 1.8: Einfluss von Sturzwinkeln bis 20° auf die Schräglaufkennlinie [GNA06, S.856]

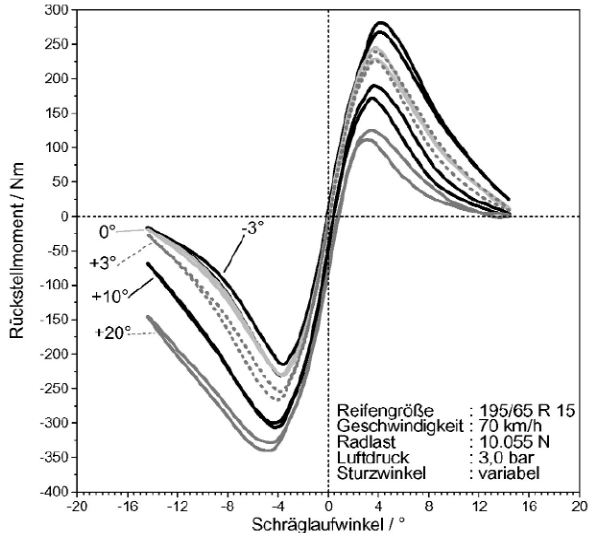


Abbildung 1.9: Einfluss von Sturzwinkeln bis 20° auf das Reifenrückstellmoment [GNA06, S.858]

Bei Extremmanövern tritt vorrangig die Kombination positiver Sturz und negativer Schräglaufwinkel auf. Abbildung 1.9 zeigt, dass für positive Sturzwinkel die Kennlinien in Richtung negativer Rückstellmomente verschoben werden, wodurch die maximalen Rückstellmomente bei negativen Schräglaufwinkeln betragsmäßig zunehmen. Hervorzuheben ist dabei, dass im gleichen Bereich die Seitenkräfte betragsmäßig abnehmen. GNADLER ET AL. erklären dies mit den veränderten Schlupfverhältnissen im Latsch, die durch die Stauchung infolge Verkantung der Reifenaufstandsfläche entstehen. Die Studie zeigt deutlich, dass eine größere Reifenbreite ein deutlich stärker verändertes Schräglaufverhalten zur Folge hat. Erst oberhalb der ETRTO-Last fallen die Schräglaufsteifigkeitswerte unter die bei dem höheren Fülldruck. Der Fülldruckeinfluss reduziert sich mit größeren Sturzwinkeln.

1.1.3 Kraftschlusspotential zwischen Reifen und Fahrbahn

KUMMER und MEYER [KUM67] entwickeln eine grundlegende Reibungstheorie für den Reifen-Fahrbahnkontakt (Abbildung 1.10). Diese stellt die Grundlage der meisten nachfolgenden Arbeiten auf diesem Gebiet dar. HAKEN [HAK93] stellt das Vorgehen der auf Reifenprüfständen ermittelten und zur Reifenmodellparametrisierung verwendeten Reibbeiwerte grundsätzlich in Frage. Ein sehr umfassende Zusammenstellung zum Reifen-Fahrbahn-Kontakt liefert BACHMANN [BAC96, BAC98]. Es werden die Einflüsse der Fahrbahn, der Nässe und des Fahrzeugs auf die übertragbaren Längs- und Seitenkräfte auf realen Straßen zusammengestellt. Diese werden mit bekannten und neuen Reibungstheorien bzw. –mechanismen in Bezug gesetzt. Jedoch sind die Ziele der Arbeiten in Richtung methodischer Reifen- und Fahrbahnentwicklung gesteckt.

WOHANKA [WOH01] befasst sich mit dem Reifenverhalten auf nassen Fahrbahnen. Es werden auch Ansätze der Übertragbarkeit von Messergebnissen auf trockener Fahrbahn angebracht und über eine Parametervariation wesentliche Einflüsse herausgestellt.

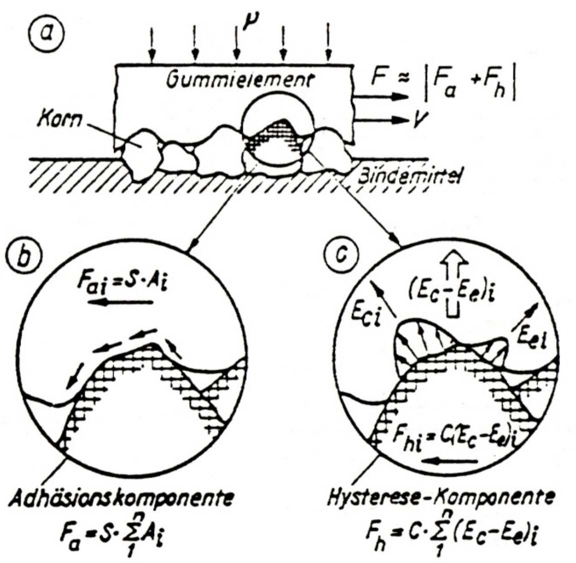


Abbildung 1.10: Mechanismus der Gummireibung zwischen Reifen und Fahrbahn [KUM67]

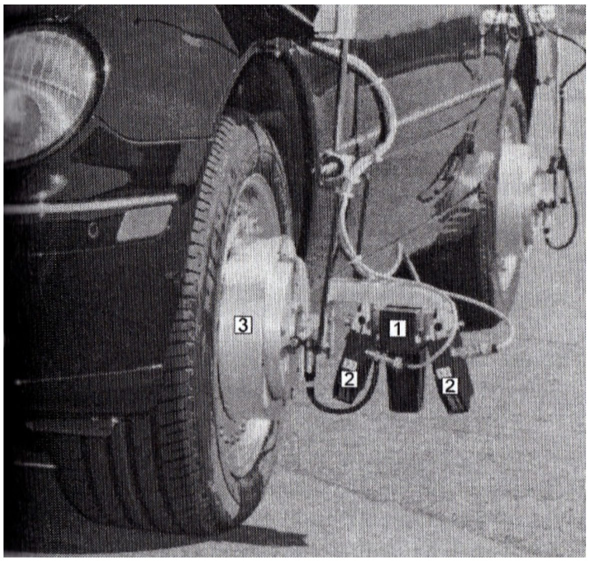


Abbildung 1.11: Messung der Reifenbelastungsgrößen im realen Fahrbetrieb [NÜS02, S.21]

NÜSSLE [NÜS02] entwickelt Methoden der Bestimmung von Reifeneigenschaften im Fahrbetrieb, durch gezielte Auswertung und Kombination geeigneter Sensorsignale am Fahrzeug (Abbildung 1.11). Daraus werden stationäre und dynamische Reifeneigenschaften auf realen Fahrbahnen geschätzt. Die Motivation der Arbeit ist die Analyse der Unterschiede in Makro- und Mikrotextur der Oberflächen. Für die Beschreibung des dynamischen Reifenseitenkraftverhaltens wird die Einlauflänge aus dem Quotienten Schräglauf- und Lateralsteifigkeit geschätzt und als „akzeptabel" bewertet [NÜS02, S.112].

AMMON ET AL. [Amm04] entwickeln ein Messverfahren zur Bestimmung lokaler Reibbeiwerte im Latsch bei unterschiedlichen Bodenaufstandsdrücken. Diese sollen der direkten Parametrisierung physikalischer Reifenmodelle dienen. Mit dem entwickelten Probenprüfstand werden die Einflüsse Gummimischung und Flächenpressung auf übertragbare Haft und Gleitreibbeiwerte gemessen und in ein Bürstenreifenmodell übertragen. SVENDENIUS ET AL. [SVE09] verfolgen einen ähnlichen Ansatz der Parametrisierung eines Bürstenreifenmodells mit realen Straßendaten. Es wird die enorme Streubreite der Messergebnisse quantifiziert.

HOLTSCHULZE [HOL06] untersucht eine Reibwertschätzung im Fahrzeug, um Fahrdynamikregelsysteme unterstützen zu können (Fahrsicherheitsaspekt). Die Arbeit zeigt mögliche Ansätze zur Sensierung des aktuellen Kraftschlusspotenzials zwischen Reifen und Fahrbahn. HOLTSCHULZE [HOL06, S.15ff] geht dabei auf querdynamische Regelsysteme ein, welche in heutigen Fahrzeugen vermehrt zum Einsatz kommen. Durch Bremseingriff in kritischen querdynamischen Situationen wird das Fahrzeug stabilisiert. Dazu werden Reifen- und Fahrzeugmodelle in Echtzeit während der Fahrt berechnet, deren Ausgangsgrößen als Sollgrößen für die Regelsysteme genutzt werden. Da diese vereinfacht sein müssen, liefern sie jedoch ungenaue Voraussagen. Weiterhin sind Schwimmwinkelmessungen derzeit im Serieneinsatz nicht möglich. Laut ZANTEN [ZAN02] weist das zu dessen Schätzung verwendete Modell erhebliche

Schwächen auf. Wären allerdings Schräglaufwinkelmessungen möglich, dann wären auch Giermomentkompensationen realisierbar.

KENDZIORRA [Ken09] stellt aktuelle Forschungsergebnisse zum Thema Fahrbahngriffigkeit vor. Ziel ist die Hervorhebung der zu optimierenden Reifen- und Fahrbahneigenschaften, um übertragbare Tangentialkräfte langfristig zu erhöhen. Dazu werden bekannte und neue Bestimmungsverfahren des Reibbeiwertes verglichen und auf Anwendbarkeit untersucht.

1.1.4 Standardisierte Reifenmessungen

LEISTER [LEI97] stellt die sechs Standardreifenmessprozeduren übersichtlich dar, bemängelt aber den Aufwand und die unrealistische Erwärmung. Daher wird ein Messverfahren „Tyre State Space Measurement" auf Basis real auftretender Reifenbelastungen entwickelt, welches ausschließlich in einem schmalen Band zwischen Radlast und Seitenkraft besteht.

Ein Standardmessverfahren für stationäre Reifenmessungen wird von KLAAS ET AL. [KLA99] mit der **Ti**re **Me**asurement (TIME) Prozedur vorgestellt. Diese ist aus einem Verbundprojekt verschiedener Reifen- und Fahrzeughersteller hervorgegangen. Ziel ist die Verbesserung der Vergleichbarkeit von Prüfstandsergebnissen. Es wird hervorgehoben, dass es durch die verschiedenen Prüfstandskonzepte und –steuerungen bei gleichzeitig sehr komplexen, temperaturabhängigen Material- und Reibungsgesetzen zu verschiedenen Messergebnissen kommen muss (vgl. Abbildung 1.12). Als noch problematischer stellen sich allerdings die Rangfolgeumkehrungen bei Parametervariation heraus.

Es wird eine Messprozedur mit Aufwärmphase propagiert, welche sich an einer Fahrdynamikreferenzstrecke orientiert um verschiedene Belastungskombinationen einzubeziehen und einseitige Reifenabnutzung zu verhindern.

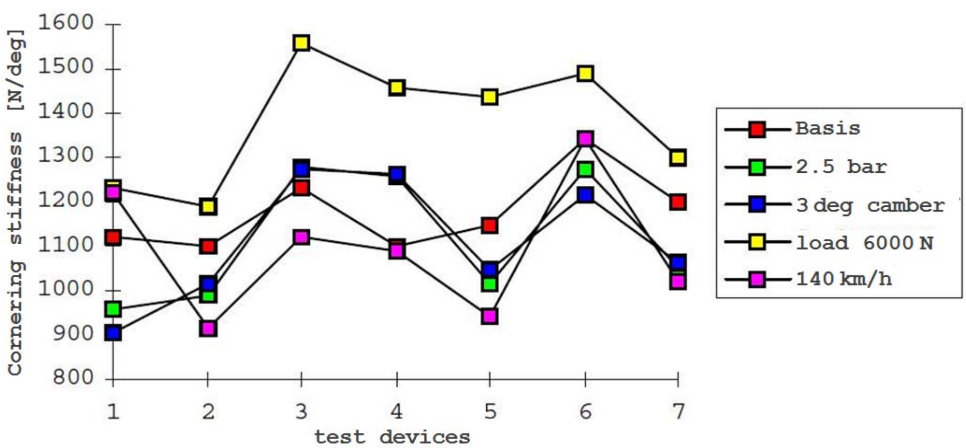


Abbildung 1.12: Vergleich der Schräglaufsteifigkeiten auf verschiedenen Reifenprüständen [Kla99, S.120]

Als maximale Randbedingungen werden 12° Schräglauf, 6° Sturz und das 1.4-fache der Reifentragfähigkeit verwendet (Abbildung 1.13). Für die Parametrisierung von Reifenmodellen wird die relativ geringe Anzahl stationärer Messpunkte als problematisch beschrieben. Daraus wird geschlussfolgert, dass ein angepasstes Reifenmodell entwickelt werden muss (siehe [Oos03]). Als zukünftige Problemstellung wird die Erstellung eines standardisierten transienten Reifenmessverfahrens dargestellt.

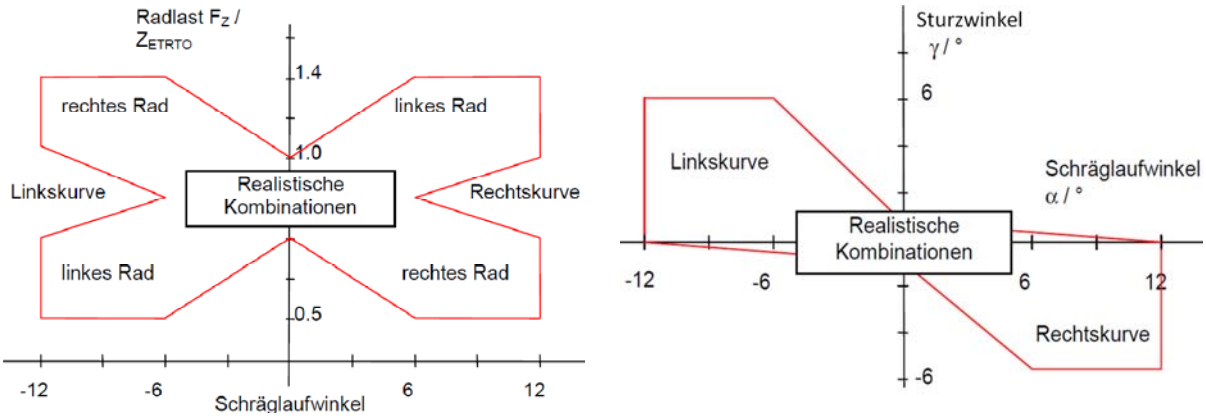


Abbildung 1.13: Kombinationen aus Radlast, Schräglauf- und Sturzwinkel bei realen Fahrmanövern [Kla99, S.125]

Buisson [Bui06] erweitert die TIME-Prozedur um die thermomechanischen Reifenbedingungen exakt wie im Fahreinsatz nachzubilden. Dabei wird unter anderem auf die statistische Verteilung der gemessenen Schräglaufsteifigkeit eingegangen.

Mancosu et al. [Man00a] stellen die drei bekannten Reifenmessverfahren: TIME, Wide-Range (WR) und Narrow-Range (NR) Sweep Charakterisierung gegenüber, indem sie die jeweils erhaltenen Reifendatensätze bei verschiedenen Gesamtfahrzeugmanövern vergleichen. Ergebnis ist, dass das Reifenmessverfahren signifikanten Einfluss auf die Reifenmodellcharakterisik hat und es nicht möglich ist, einen Reifenmodelldatensatz für ein breites Anwendungsspektrum in der Fahrdynamiksimulation zu bestimmen bzw. nutzen.

1.2 Motivation und Ziele dieser Arbeit

Es zeigt sich, dass eine Vielzahl von meist theoretischen Untersuchungen zum transienten Reifenverhalten dokumentiert ist. Im Allgemeinen besteht dagegen ein Mangel an geeigneten Reifenprüfstanden, weshalb Messergebnisse rar sind und die vorgestellten Charakteristiken stark streuen. Außerdem sind keine ausführlichen Einflussanalysen auf das transiente Reifenverhalten aktueller Reifenkonstruktionen bekannt. Auf dem Gebiet der Reifenmessung bei extremen Radlasten, Schräglauf- und Sturzwinkeln liegen ausführliche Studien von Gnadler et al. [Gna04, Gna06] vor. Simulationsergebnisse von Fishhook und Aufschaukelmanövern zeigen hingegen erweiterte Extrembedingungen am Reifen auf (Abbildung 1.14). Bei aktuellen Pkw der unteren Mittelklasse treten kurzzeitig Lenkwinkelraten von bis 800 °/s, Schräglaufwinkel von mehr als 15°, Schräglaufwinkelraten bis zu ca. 50 °/s, Radlasten bis zu 13 kN und Radlastgradienten bis ca. 22 kN/s auf. Demgegenüber ergeben sich während dieser Manöver lediglich Sturzwinkel von maximal 4° bis 5°, welche aber erheblich von der Achsgeometrie des Fahrzeugs abhängen. Ein weiteres Forschungsgebiet stellt der Einfluss des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes auf die Reifensimulation bei realen Fahrmanövern dar. Die

Einordnung der Ergebnisse sowie deren Auswirkung auf die Fahrzeugsimulation in Extremmanövern sollen in dieser Arbeit betrachtet werden.

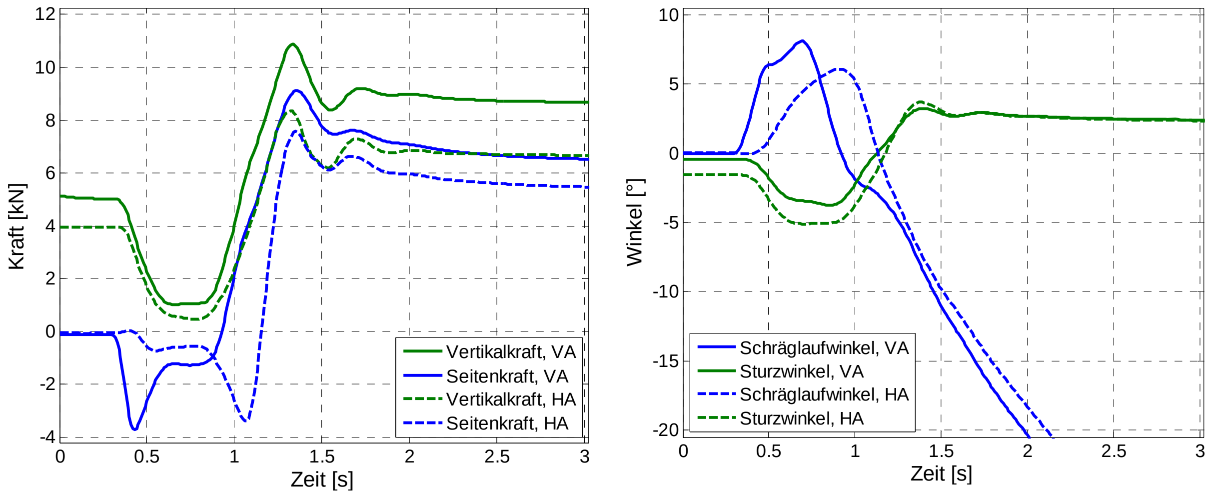


Abbildung 1.14: Simulationsergebnisse des MKS-Fahrzeugmodells bei einem Extremmanöver

Motivation und gleichzeitig Ziel dieser Arbeit ist es, neue Methoden zur Auswahl geeigneter Reifenmodelle sowie deren Parameteridentifikation für die MKS-Gesamtfahrzeugsimulation von transienten und extremen Fahrmanövern zu entwickeln. Weiterhin sollen neue, schnelle, kostengünstige und reproduzierbare Reifenmessverfahren zur Bestimmung charakteristischer Reifenkennlinien entwickelt werden. Globales Ziel ist dabei die möglichst vollständige Automatisierung des Prozesses der Ermittlung von Reifenmodelldatensätzen. Der Schwerpunkt dieser Arbeit liegt in der Analyse und Modellierung des transienten Reifenseitenkraftverhaltens. Diese Bedingungen treten bei transienten Fahrmanövern wie Lenkwinkelsprung und Sinuslenken auf, wobei Radlasten und stationäre Schräglaufwinkel tendenziell klein sind. Dazu werden theoretische Ansätze verglichen und bewertet, mit neuen Messergebnissen verglichen und gegebenenfalls durch erweiterte Ansätze ergänzt.

Das transiente Reifenverhalten ist darüber hinaus für die Fahrzeugstabilität im Grenzbereich entscheidend, d.h. für die Größenordnung der auftretenden Extrembelastungen am Reifen. Es ist jedoch nicht möglich, jeden einzelnen Reifen für solche Grenzbereiche bzw. auf verschiedenen realen Straßen zu vermessen und anschließend daraus Reifenmodelldatensätze abzuleiten. Demnach werden im Rahmen der vorliegenden Arbeit Methoden der Parametrisierung mit anschließender Übertragung auf reale Einsatzbedingungen vorgestellt.

1.3 Aufbau der Arbeit

Ausgangspunkt dieser Arbeit ist eine methodische Zieldefinition der zu untersuchenden Fahrmanöver und den dabei auftretenden Reifenbelastungsgrößen. Damit kann eine Vorauswahl geeigneter Reifenmodelle verschiedener Modellierungstiefe getroffen werden. Die Analyse der Abbildungsgüte standardmäßig parametrisierter Reifenmodelldatensätze soll zeigen, in welchen Bereichen Verbesserungspotenzial besteht. Abbildung 1.15 zeigt die dazu notwendigen und in dieser Arbeit umgesetzten Schritte. Kapitel 6 führt die aus den Modellansätzen (Kap. 4) und Reifenmessungen (Kap. 5) gewonnenen Erkenntnisse zusammen und stellt Möglichkeiten und Grenzen einer allgemeingültigen bzw. manöverspezifischen Nachparametrisierung von Reifenparametersätzen vor.

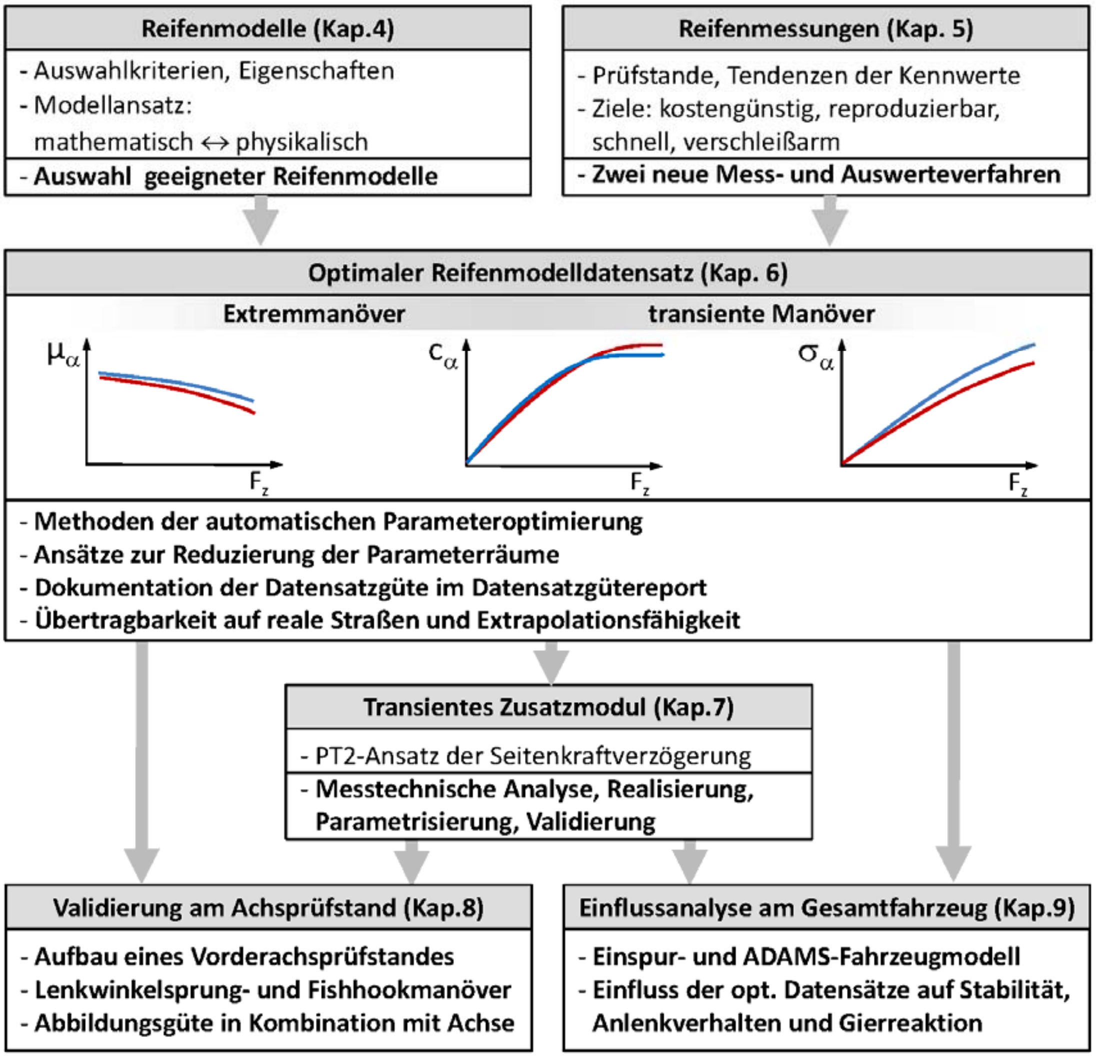


Abbildung 1.15: Schema des Aufbaus der vorliegenden wissenschaftlichen Arbeit

Da die Entwicklung eines komplett neuen Reifenmodells nicht Ziel dieser Arbeit ist, wird in Kapitel 7 die Einbindung einer transienten Zusatzübertragungskomponente der Reifenseitenkraft vorgestellt. Kapitel 8 zeigt die Konzeption, Aufbau und Messergebnisse des neu entstandenen hochdynamischen Achsprüfstandes. Die damit gewonnenen Messergebnisse werden zur Validierung der neuen Parametrisierungsroutinen und des neuen Zusatzübertragungsgliedes im Zusammenspiel mit dem Übertragungsverhalten des Mehrkörpermodells der Achse genutzt. Kapitel 9 stellt abschließend den Einfluss des neuen Vorgehens auf das Gesamtfahrzeugverhalten am Einspur- und Mehrköpermodell dar. Somit kann gezeigt werden, zu welchen Veränderung die Ansätze führen.

2 Theoretische Grundlagen

In diesem Kapitel sind die wesentlichen Grundlagen dieser Arbeit zusammengefasst.

2.1 Reifenkoordinatensysteme

Die Reifenkoordinatensysteme wurden in TYDEX-Kooperation [UNR97] festgelegt. Die beiden wesentlichen Koordinatensysteme sind das C-Achsensystem (Abbildung 2.1) und das W-Achsensystem (Abbildung 2.2). Deren Definition ist essentiell und muss vor allem für die Einbindung in ein Fahrzeugmodell genau beachtet werden. Auch die Ausgabe der Reifenmodellkräfte und –momente erfolgt in einem dieser Koordinatensysteme.

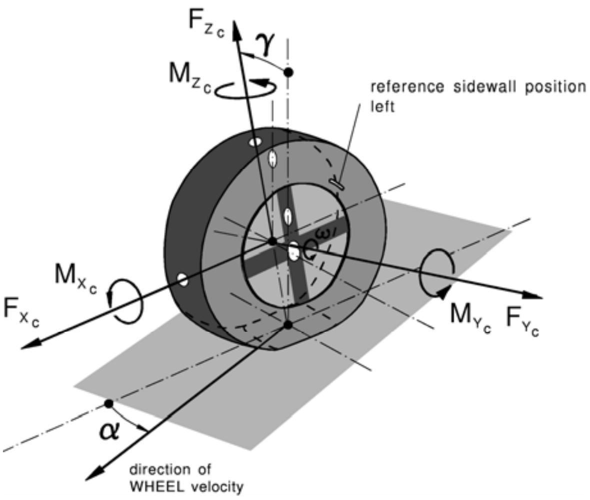


Abbildung 2.1: C–Achsensystem [UNR97, Kap.2.6.1]

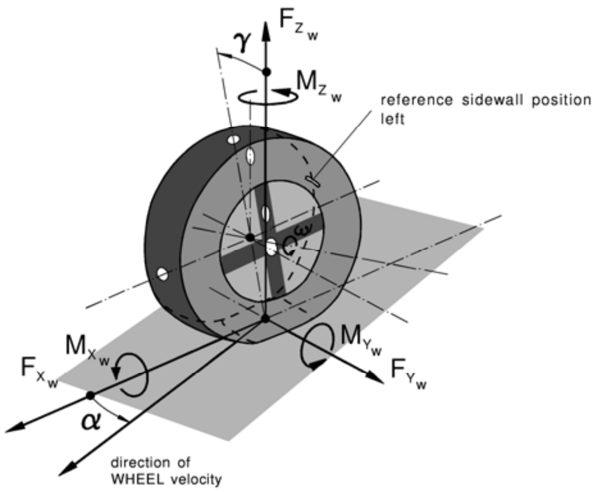


Abbildung 2.2: W–Achsensystem [UNR97, Kap.2.6.3]

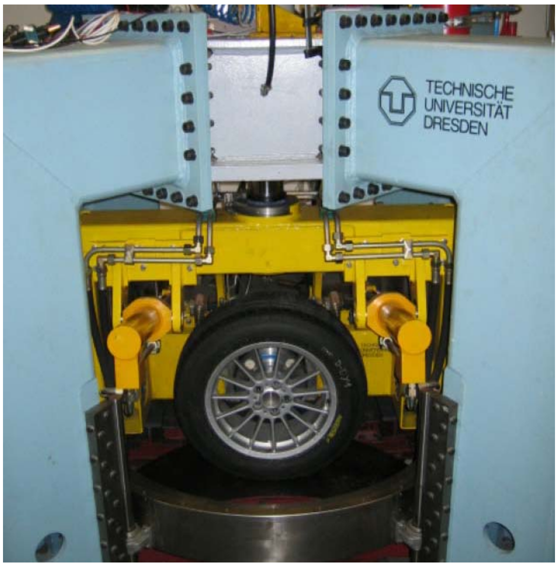
Aus dem C-System und dem Normalenvektor n des Untergrundes kann der Kontaktpunkt und damit der Ursprung des W-Systems sowie dessen Orientierung berechnet werden (siehe [BEC03]). Der tatsächliche Kontaktpunkt muss iterativ bestimmt werden [BEC03, PAC06], was jedoch auch divergieren kann und vor allem bei scharfen Kanten zu Instabilitäten führt. Für das Überfahren von allgemeinen Straßenkonturen (z.B. Straßengittern) ist daher eine numerisch stabilere Implementierung durch eine rekursive Formulierung möglich. PACEJKA [PAC06] fasst die wichtigsten Reifenkoordinatenkonventionen zusammen (Anhang A.1). Wesentlich ist, dass sowohl im SAE als auch im ISO Koordinatensystem ein positiver Schräglaufwinkel zu negativen Seitenkräften führt. Diese Arbeit bezieht sich auf diese Konvention.

2.2 Reifenprüfstände

Reifenprüfstände werden verwendet, um das reifenspezifische Verhalten unter gegebenen Randbedingungen messtechnisch erfassen zu können. Sie ermöglichen relative bzw. absolute Vergleiche des Verhaltens verschiedener Reifen. Daraus leitet sich auch die wichtigste Anforderung an Reifenprüfstände ab – die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse.

2.2.1 *Der Reifenprüfstand des IAD*

Der Reifenprüfstand des IAD ist seit über 13 Jahren in Betrieb und eine Eigenkonstruktion, die besonders auf eine hohe Steifigkeit ausgelegt ist. Diese wird vor allem für Komfortmessungen mit hohen dynamischen Kräften benötigt. Gleichzeitig ist der Prüfstand so ausgelegt, dass möglichst alle Reifenmessungen durchgeführt werden können. In Abbildung 2.3 ist der Prüfstand mit den wichtigsten technischen Daten dargestellt.



Technische Daten (Auszug):

- max. Geschwindigkeit: > 300 km/h
- max. Radlast: 30 kN
- max. Seitenkraft: 20 kN
- max. Schräglaufwinkel: 90°
- max. Sturzwinkel: 45°
- max. Raddurchmesser: 900 mm
- Schräglaufwinkeldynamik: 30 °/s
- Trommeldurchmesser: 2000 mm
- Trommelbreite: 500 mm

Abbildung 2.3: Der Reifenprüfstand des IAD[1]

2.2.2 *Flachbahnreifenprüfstand*

Flachbahnprüfstände sind noch immer selten, da Herstellung und Betrieb sehr aufwendig und teuer sind. Der MTS Flat-Trac-III ist ein aktuelles Modell (Abbildung 2.4). Ein solcher oder ähnlicher Prüfstand ist bei vielen Reifenherstellern wie Continental und Michelin sowie bei der IABG zu finden [Schm09, Kap. 3].

Technische Daten (Auszug):

- max. Geschwindigkeit: ± 250 km/h
- max. Radlast: 25 kN
- max. Seitenkraft: 15 kN
- Antriebsmoment: ±2800 Nm
- max. Schräglaufwinkel: -12..+45°
- max. Reifendurchmesser: 910 mm
- max. Reifenbreite: 400 mm

Abbildung 2.4: Der Flachbahnprüfstand von MTS (Flat Trac) [MTS03]

---

[1] http:\\tu-dresden.de\kft.

Wesentlicher Vorteil dieser Technologie ist, dass das Rad auf einem ebenen Untergrund abrollt und somit keine Verfälschung der Kontaktkräfte in Längs- und Querrichtung zu erwarten ist. Nachteile liegen im Ausweichen des Bandes, begrenzten Leistungsdaten und den Kosten.

2.2.3 Reifenmessanhänger (Trailer)

Reifenmessanhänger basieren auf dem Ansatz, dass die Reifenmodelldatensätze ein möglichst realistisches Reifenverhalten auf realen Straßen widerspiegeln sollen. So werden Testreifen unter einem massiven Lkw-Anhänger mit hydraulischer Belastungseinheit über reale Straßen gezogen und die Reaktionsgrößen an der Radnabe gemessen (Abbildung 2.5).

Abbildung 2.5: Der Reifenmessanhänger (trailer) von TNO, Netherlands [TNO09]

Seit kurzem wird auch am IKA ein solcher Reifenmessanhänger entworfen, zu welchem jedoch noch keine Messdaten vorhanden sind [HAR09].

2.3 Der Reifen unter Schräglauf

Läuft ein Reifen ohne Sturz und gerade zur Fahrtrichtung des Fahrzeugs ab, so ergeben sich ausschließlich Nullseitenkräfte aus Konizität (conicity) und Lageneffekt (ply-steer). Sobald eine äußere Seitenkraft, z.B. durch die Zentrifugalkraft bei Kurvenfahrt, an einem Fahrzeug angreift, muss diese an den vier Rädern abgestützt werden. An jedem Einzelrad verformen sich die Profilelemente lateral und führen dazu, dass der projizierte Geschwindigkeitsvektor der Rotation des Rades und Geschwindigkeitsvektor der translatorischen Bewegung der Radnabe in verschiedene Richtungen zeigen. Abbildung 2.6 zeigt anschaulich, wie diese Kraft bei durchgängig haftenden, elastisch verformten Profilblöcken zu einem endlichen Reifenschräglauf führt. Hervorzuheben ist, dass ähnlich dem Pseudoschlupf in Längsrichtung bei kleinen Schräglaufwinkeln noch kein Gleiten von Profilelementen auftritt. Auch eine Begrenzung der Verformbarkeit der Profilstollen wird an dieser Stelle nicht berücksichtigt. Darüber hinaus stellt die Beschreibung der Reibungsbedingungen eine große Herausforderung dar, da nicht nur lokale Gleitgeschwindigkeiten sondern auch Bodenaufstandsdruck und Temperatur starken Veränderungen unterliegen.

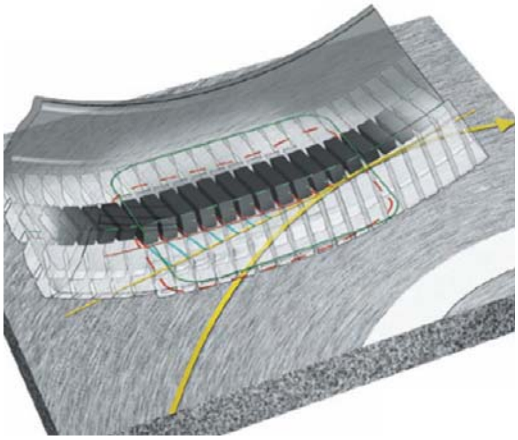


Abbildung 2.6: Profilstollenverformung eines Reifens unter Schräglauf [MIC05, S.51]

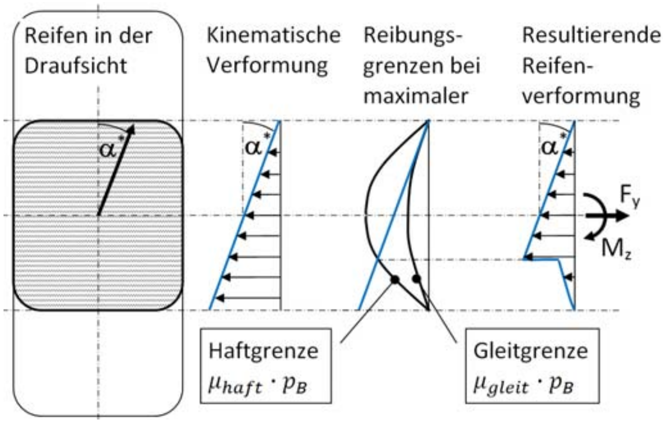


Abbildung 2.7: Kraftschlussausnutzung eines Reifens unter Seitenkraft nach AMMON [nach AMM97, S.114]

Abbildung 2.7 zeigt schematisch, wie sich die lokale Haft- und Gleitgrenze aufgrund der Bodendruckverteilung ändern und wie sich daraus der Übergang vom Haften zum Gleiten einzelner Profilelemente herleiten lässt. Werden am Übergang beider Gebiete keine gürtelmechanischen Eigenschaften berücksichtigt, so entsteht eine Unstetigkeit. Aufgrund dieser kausalen Kette wird üblicherweise die Reifenseitenkraft als Funktion des Schräglaufwinkels als charakteristischer Zusammenhang betrachtet. Es ergibt sich eine Kraft als Folge eines Verdrehwinkels, was auch die ungewöhnliche Einheit N/rad für die Schräglaufsteifigkeit c_α zur Folge hat. Im Allgemeinen sind Kräfte jedoch die Folge von translatorischen Verformungen (Verschiebungen) und Momente die Folge von Verdrehungen. Somit sollte die Entstehung einer Seitenkraft über einen Zwischenschritt definiert werden. Die Folge des Schräglaufs ist ein Rückstellmoment. Dieses kann über die sich ergebende Größe Reifennachlauf in eine Seitenkraft umgerechnet werden. Daraus wird sofort ein möglicher Zusammenhang zwischen Schräglaufsteifigkeit und Torsionssteifigkeit deutlich. Beide sind stark radlast- und fülldruckabhängig.

2.4 Grundlagen der Fahrdynamik und Einspurmodell

Das Fahrzeugkoordinatensystem ist in DIN 70000 definiert. Die Achsen, in denen ein Fahrzeug Bewegungen ausführen kann, sind in Abbildung 2.8 dargestellt.

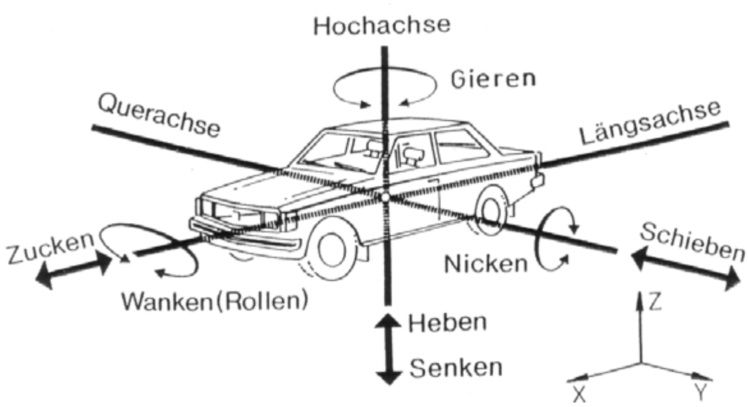


Abbildung 2.8: Die Bewegungsachsen eines Kraftfahrzeugs [BRU03]

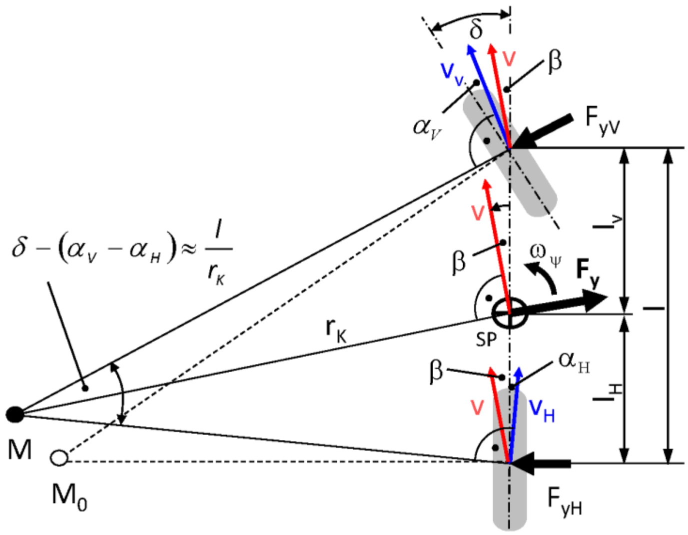
Der Eigenlenkgradient (EG) beschreibt das Eigenlenkverhalten eines Fahrzeuges, also die vom Fahrer- und Antriebseinfluss unabhängigen Lenkeigenschaften:

$$EG = i_L \cdot \frac{\partial \delta_L}{\partial a_y} - \frac{\partial \delta_A}{\partial a_y} \tag{2.1}$$

Mit Hilfe dieses Wertes kann das Eigenlenkverhalten eines Fahrzeugs unter stationären Bedingungen in drei Bereiche eingeteilt werden: EG < 0 für übersteuerndes, EG = 0 für neutrales und EG > 0 für untersteuerndes Eigenlenkverhalten.

2.4.1 Einspurmodell

Die ersten Einspurmodelle verwenden RIECKERT und SCHUNCK [RIE40] bereits 1940, um das Systemverhalten von Fahrzeugen analytisch beschreiben zu können. Durch deren Einsatz wird es möglich, ähnlich einer Sensitivitätsanalyse, hauptsächliche Einflüsse von physikalischen Fahrzeugeigenschaften, wie Masse und Trägheitsmoment, auf das Verhalten bei querdynamischen Manövern zu analysieren.

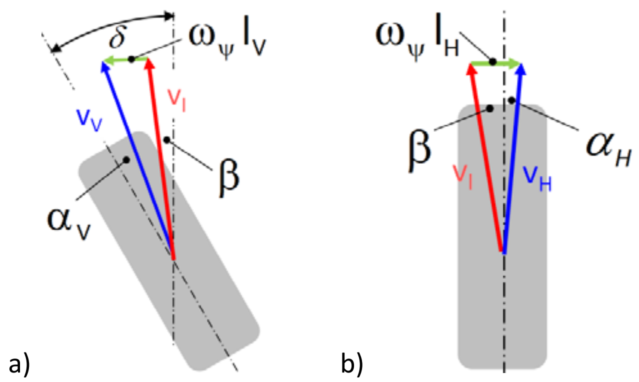


Grundlegende Vereinfachungen

- Schwerpunkthöhe Null
- Nur Gieren und Schwimmen
- kein Nicken und kein Wanken
- Querbeschleunigung < 4 m/s²
- kleine Lenk- und Schräglaufwinkel
- Reifenrückstellmomente werden vernachlässigt

Abbildung 2.9: Das Einspurmodell bei schneller Kreisfahrt

In Abbildung 2.9 ist eine schematische Darstellung eines Einspurmodells bei schneller Kreisfahrt und wesentliche Vereinfachungen dargestellt.



$$\alpha_V = \delta - \arctan\left(\frac{v_l \sin\beta + l_V\,\omega_\psi}{v_l \cos\beta}\right)$$

$$\alpha_V \approx \delta - \beta - \frac{l_V}{v_l}\omega_\psi$$

$$\alpha_H = -\arctan\left(\frac{v_l \sin\beta - l_H\,\omega_\psi}{v_l \cos\beta}\right)$$

$$\alpha_H \approx -\beta + \frac{l_H}{v_l}\omega_\psi$$

Abbildung 2.10: Winkelverhältnisse am Vorder-(a) und Hinterrad (b) des Einspurmodells

Die geometrische Definition der Schräglaufwinkel ist für elementare Herleitungen essentiell (siehe Abbildung 2.10). Es zeigt sich, dass nur der Schräglaufwinkel an der Vorderachse durch den Lenkwinkel beeinflussbar ist, beide entgegengesetzt zum Schwimmwinkel verlaufen und unterschiedlich von der Giergeschwindigkeit abhängen. Daraus lässt sich schlussfolgern, dass Seitenkräfte an der Hinterachse erst entstehen können, wenn das Fahrzeug schwimmt oder giert.
Für das Reifenverhalten gelten die aus den Vereinfachungen abgeleiteten Bedingungen wie konstante Radlasten, linearisierte Reifenkennlinien sowie Vernachlässigung von Reifennachlauf, Reifenrückstellmoment und Umfangskraft. So ergibt sich die lineare Definition der Schräglaufsteifigkeit pro Rad:

$$c_{\alpha,i} = \frac{F_{y,i}}{\alpha_i} \quad mit \quad i = \{V, H\} \tag{2.2}$$

Aus der daraus abgeleiteten Schräglaufwinkeldifferenz zwischen Vorder- und Hinterachse lässt sich der lineare Eigenlenkgradient ableiten:

$$EG = \frac{\partial(\alpha_V - \alpha_H)}{\partial a_y} = \frac{m \cdot \left(c_{\alpha,H}\, l_H - c_{\alpha,V}\, l_V\right)}{2\, l\, c_{\alpha,V}\, c_{\alpha,H}} \tag{2.3}$$

Anhand dieser Gleichung können wesentliche Einflussparameter auf das globale Fahrzeugverhalten abgeleitet werden. Für ein neutrales Eigenlenkverhalten werden eine geringe Masse, ein großer Radstand, eine längssymmetrische Schwerpunktlage (bei identischen Schräglaufsteifigkeiten) sowie möglichst gleiche und hohe Schräglaufsteifigkeiten der Reifen gefordert.

2.4.2 Standardisierte transiente und extreme Fahrmanöver

Bei Fahrmanövern wird zwischen den Kategorien „Open-Loop“ (ohne Fahrer) und „Closed-Loop“ (mit Fahrer) unterschieden. Die am weitesten verbreiteten Manöver sind die Stationäre Kreisfahrt (ISO 4138), der Lenkwinkelsprung (DIN ISO 7401), der NHTSA-Fishhook [NHT01] und der ISO Spurwechsel (ISO 3888). Im Anhang A.4 ist eine chronologische Übersicht wichtiger Fahrmanöver zur Auslegung von Fahrzeugen zusammengestellt.

2.5 Eigenschaften elementarer Übertragungsglieder

Zur Beschreibung des transienten Systemverhaltens bietet die lineare Systemtheorie geeignete Ersatzmodelle. Die folgenden Übertragungsglieder werden im weiteren Verlauf der Arbeit häufig verwendet und daher kurz erläutert.

2.5.1 *Das PT1-Glied*

In der Literatur sind verschiedene Schreibweisen des PT1-Gliedes im Laplace-Bildbereich bekannt. Die folgende Schreibweise wird verwendet, da diese es zulässt, die Parameter K_p und $\tau = f_c^{-1}$ im Amplitudenspektrum direkt abzulesen:

$$H_{PT1}(s) = \frac{K_P}{\tau \cdot s + 1} \tag{2.4}$$

Die Systemantwort im Zeitbereich ist wie folgt beschrieben [LUN06, S. 169]:

Sprungantwort:
$$y(t) = K_P \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right) \tag{2.5}$$

Rampenantwort:
$$y(t) = K_P \cdot \left(t - \tau \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right) \right) \tag{2.6}$$

Aus der Sprungantwort ergibt sich das oft verwendete Verfahren der Systemidentifikation. So wird $t = \tau$ gesetzt, was zu einem Klammerausdruck von ca. 63 % führt. Folglich ist die Zeit bis die Ausgangsfunktion $y(t)$ 63 % ihres stationären Endwertes erreicht hat gleich der Zeitkonstante τ. Ein PT1-Verhalten ist im Frequenzbereich durch einen stetig fallenden Amplituden- und Phasengang charakterisiert (siehe Abbildung 2.13). Charakteristisch ist die Grenzfrequenz f_c bei der sich die Amplitude halbiert hat und der Phasenwinkel -45° beträgt. Strebt die Frequenz gegen unendlich, so wird die Amplitude Null und die Phasenlage -90°.

2.5.2 *Das PT2-Glied*

Die allgemeine Formulierung eines PT2-Gliedes mit der Zeitkonstante τ und Dämpfungskonstante D stellt sich wie folgt dar:

$$H_{PT2}(s) = \frac{K_P}{\tau^2 \cdot s^2 + 2\,D\,\tau \cdot s + 1} \tag{2.7}$$

Ein Pol-Nullstellen-Diagramm eines PT2-Gliedes mit variierter Dämpfungskonstante D ist der Abbildung 2.11 zu entnehmen. Anhand des Diagramms wird deutlich, dass eine Fallunterscheidung des Systemverhaltens über den Parameter D erfolgen muss. Ist $0 < D < 1$ erreicht das System den statischen Endwert mit Überschwingen. Ist hingegen $D > 1$, so nähert sich die Systemantwort dem stationären Endwert aperiodisch. In diesem Fall kann ein PT2-Glied als Reihenschaltung von zwei PT1-Gliedern betrachtet werden, wobei die stationäre Verstärkung einem der beiden Glieder zugeordnet werden sollte. Die statische Verstärkung des anderen PT1-Gliedes sollte zu Eins gesetzt werden.

$$H_{PT2}(s) = \frac{1}{\tau_2 \cdot s + 1} \cdot \frac{K_P}{\tau_1 \cdot s + 1} = \frac{K_P}{\tau_1 \tau_2 \cdot s^2 + (\tau_2 + \tau_1) \cdot s + 1} \tag{2.8}$$

Ein Koeffizientenvergleich zeigt, dass:

$$\tau = \sqrt{\tau_1 \tau_2} \qquad und \qquad D = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2\sqrt{\tau_1\,\tau_2}} \tag{2.9}$$

Unter der Bedingung $\tau_1, \tau_2 \geq 0$ ist zu beweisen, dass $D \geq 1$:

$$D = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2\sqrt{\tau_1\,\tau_2}} \geq^! 1 \qquad \text{oder} \qquad \frac{\tau_1 + \tau_2}{2\sqrt{\tau_1\,\tau_2}} - 1 \geq 0 \tag{2.10}$$

Eine Umformung führt zu:

$$\frac{\tau_1 - 2\sqrt{\tau_1\,\tau_2} + \tau_2}{2\sqrt{\tau_1\,\tau_2}} = \frac{(\sqrt{\tau_1} - \sqrt{\tau_2})^2}{2\sqrt{\tau_1\,\tau_2}} \geq 0 \tag{2.11}$$

Die sich ergebende Bedingung (2.11) ist für alle $\tau_1, \tau_2 \geq 0$ erfüllt. Der Term wird minimal, wenn $\tau_1 = \tau_2$. An dieser Stelle ist $D = 1$. Dies ergibt sich zwangsläufig, da der Ansatz (2.8) so gestaltet ist, dass der Nenner sich aus dem Produkt zweier reeller Summen ergibt.

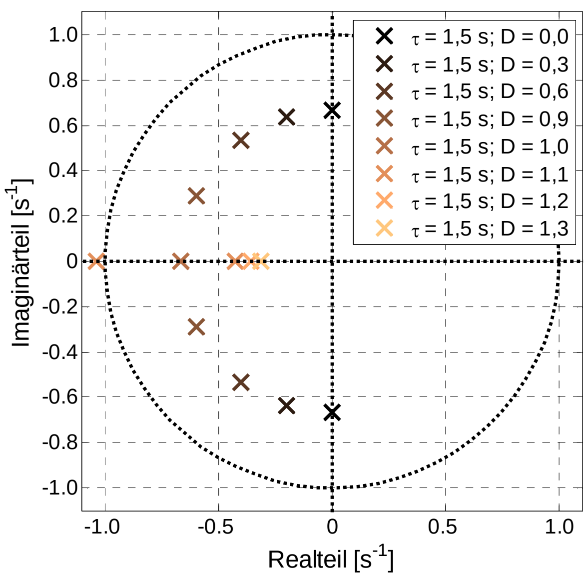


Abbildung 2.11: Pol-Nullstellen-Diagramm eines PT2-Gliedes mit variabler Dämpfung

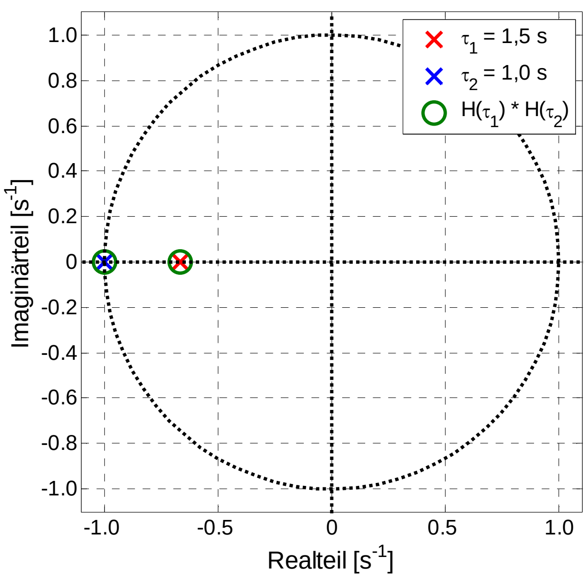


Abbildung 2.12: Pol-Nullstellen-Diagramm zweier PT1-Glieder und deren Reihenschaltung

Somit bleiben bei der Reihenschaltung zweier PT1-Glieder beide reellen Pole erhalten (siehe Abbildung 2.12) und das neue System ist überkritisch gedämpft bzw. aperiodisch. Die Sprungantwort im Zeitbereich kann wie folgt angegeben werden [LUN06, S. 170]:

$$y(t) = K_P \cdot \left(1 - \frac{\tau_1}{\tau_1 - \tau_2} e^{-\frac{t}{\tau_1}} + \frac{\tau_2}{\tau_1 - \tau_2} e^{-\frac{t}{\tau_2}}\right) \tag{2.12}$$

Ein PT2-Verhalten mit $D > 1$ ist im Frequenzbereich charakterisiert durch eine Eigenfrequenz oberhalb derer die Amplitude doppelt so steil wie bei einem PT1-Glied abfällt (siehe Abbildung 2.13). Bis zu dieser Eigenfrequenz fällt die Phase auf -90° ab und erreicht mit weiter steigender Frequenz asymptotisch einen Phasenwinkel von -180°.

2.5.3 Das PDT1-Glied

Die allgemeine Formulierung eines PDT1-Verhaltens im Bildbereich ist wie folgt definiert:

$$H_{PDT1}(s) = \frac{K_P \cdot (\tau_d\, s\ + 1)}{\tau\, s + 1} \tag{2.13}$$

Das Verhalten dieses Übertragungsgliedes im Frequenzbereich ist vom Verhältnis der Zeitkonstanten abhängig. Für den Fall, dass $\tau_d < \tau$ fällt die Amplitude stetig ab, wobei das Verhalten für $\tau_d \rightarrow 0$ dem eines PT1-Gliedes entspricht (Kap. 2.5.1). Die Phasenlage hingegen geht von Null zu einem negativen Maximum (> -90°) und steigt schließlich wieder nach Null an (siehe Abbildung 2.13).

2.5.4 Das Totzeit-Glied

Die allgemeine Formulierung eines Totzeit-Gliedes im Zeitbereich ist wie folgt definiert:

$$y(t) = x(t) \cdot (t - T_d) \tag{2.14}$$

Das Übertragungsverhalten eines Totzeitgliedes kann im Bildbereich nicht über eine gebrochen rationale Funktion dargestellt werden. LUNZE [LUN06] beschreibt zwei Möglichkeiten der Umsetzung: eine Approximation über eine endliche Anzahl in Reihe geschalter PT1-Glieder oder die Padé-Approximation, welche in den meisten Fällen zur Anwendung kommt. Der Amplitudengang ist im gesamten Frequenzbereich gleich Eins und der Phasengang fällt linear ab, wobei die Zeitkonstante den Anstieg angibt (siehe Abbildung 2.13).

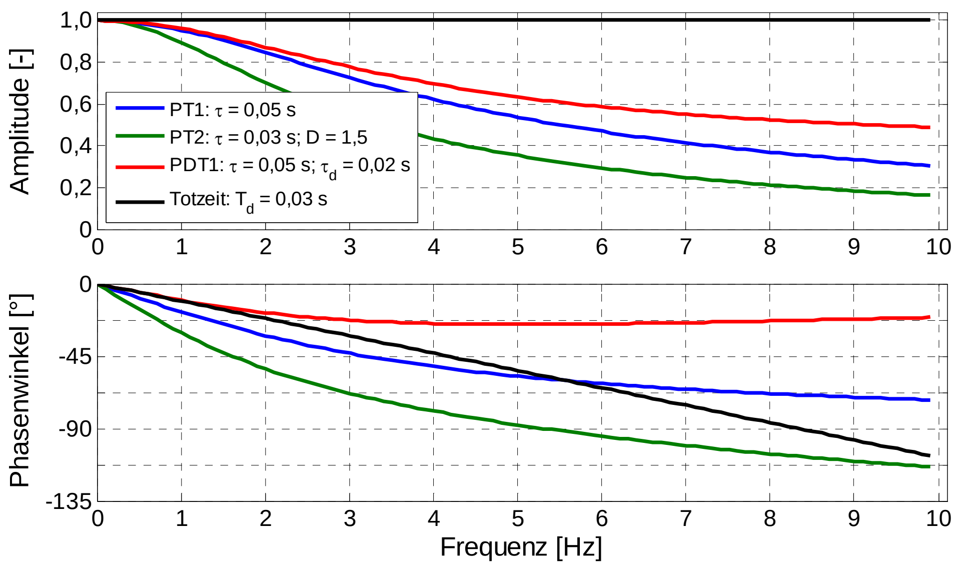


Abbildung 2.13: Amplituden- und Phasengänge wichtiger Übertragungsglieder

2.6 Optimierungsverfahren

Die meisten ingenieurtechnischen Aufgaben befassen sich implizit mit der Optimierung. Beispiel ist eine Konstruktion bestimmter Festigkeit zu möglichst geringen Kosten und/oder geringem Bauraum. Mathematische Optimierungsverfahren suchen, im Allgemeinen numerisch, Minima kontinuierlicher oder diskreter Funktionen. WEISE [WEI09] erstellt eine sehr umfassende Übersicht verschiedener Optimierungsverfahren (Abbildung 2.14).

Optimierungsverfahren werden für die automatische Parameteridentifikation von Simulationsmodellen eingesetzt, wobei häufig Monte-Carlo-, Simplex- und Evolutionäre-Algorithmen zum Einsatz kommen.

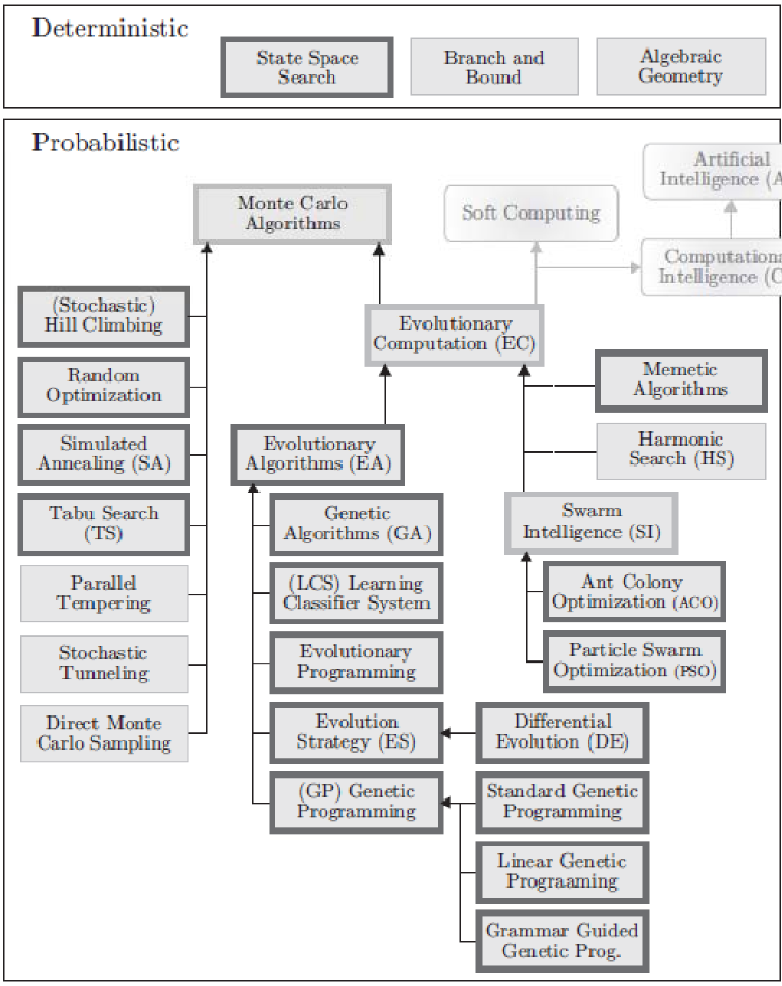


Abbildung 2.14: Übersicht globaler Optimierungsverfahren [WEI09, S.23]

Für mechanische Modelle mit nichtlinearen mehrdimensionalen Problemstellungen hat sich vor allem das Downhill-Simplex-Verfahren nach NELDER/ MEAD [vgl. WEI09] durchgesetzt. Es wird eine einzelne Zielgröße optimiert, wozu keine partiellen Ableitungen der Zielgröße benötigt werden.

2.7 Sensitivitätsanalysen zur Systembetrachtung

Sensitivitätsanalysen werden verwendet, um das Systemverhalten komplexer, oft nichtlinearer Modelle zu verstehen, die nicht ausreichend dokumentiert oder aufgrund der Größe ihres Parameterraums nicht mehr analytisch beschreibbar sind. Da beides auf nahezu jedes derzeit verwendete Mehrkörper- und Reifenmodell zutrifft, stellt deren effektiver Einsatz zur

Systemanalyse in einem begrenzten Parameterraum ein starkes Werkzeug zum Verständnis des Modellverhaltens dar.

SCHWEIGER [SCHW05, Kap.2] erarbeitet verschiedene Methoden der Sensitivitätsanalyse und vergleicht deren Anwendbarkeit. Dabei können die Ziele Modellvalidierung, Modelloptimierung, Identifikation wichtiger Eingangsgrößen, Identifikation von Modelleigenschaften und Risikobewertung verfolgt werden. Es wird in qualitative (Screening Methoden) und quantitative Verfahren unterschieden, wobei die Auswahl der Methode nach der Modellklasse erfolgen soll. Für nichtlineare Modelle wird der Einsatz der SOBOLs [SCHW05, Kap.2.4.5.2] und FOURIER Amplitude Sensitivity Test -FAST Methode [SCHW05, Kap.2.4.5.3] empfohlen. Als quantitatives, lokales Verfahren wird ein Sensitivitätskoeffizient S_{ji} als partielle Ableitung der Ausgangsgröße x_{aj} nach den Eingangsgrößen x_{ei} eingeführt [SCHW05, S.14]:

$$S_{ji} = \frac{\partial x_{aj}}{\partial x_{ei}} \tag{2.15}$$

Die Gesamtheit der partiellen Sensitivitäten lässt sich in einer Jakobimatrix darstellen:

$$S = \begin{pmatrix} S_{11} & \cdots & S_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ S_{m1} & \cdots & S_{mn} \end{pmatrix} \tag{2.16}$$

Je größer und komplexer das System, desto größer wird die in (2.16) gezeigte Sensitivitätsmatrix und desto kleiner wird auch deren Gültigkeitsbereich. Bei nichtlinearen Systemen hängt das Ergebnis auch stark von den gewählten Anfangsparametern ab. Ist die Systemstruktur unbekannt, so muss eine numerische Bestimmung bzw. Schätzung der Gradienten durchgeführt werden, was durch ein (zentriertes) Finite-Differenzen-Verfahren für eine Ausgangsgröße x_a möglich ist:

$$\frac{\partial x_a}{\partial x_{ei}} \approx \frac{x_{a,n-1} - x_{a,n+1}}{2\,\Delta x_{ei}} \tag{2.17}$$

Das heißt, die Parameter, deren Sensitivität bestimmt werden soll, werden in einem Intervall von $\pm\Delta x_{ei}$ variiert und deren Einfluss auf die Größe x_a geschätzt.

SCHWARZ [SCHW01, Kap.5] nutzt numerische Sensitivitätsanalysen zur qualitativen und quantitativen Ermittlung des nichtlinearen Strukturverhaltens von Tragwerken infolge Parametervariation. Es wird auf die Potenziale der Sensitivitätsanalyse für nichtlineare Systeme und gleichzeitig auf die begrenzte Anwendbarkeit für stark nichtlineare Systeme hingewiesen. Daher wird die variationelle, direkte Sensitivitätsanalyse für das Strukturoptimierungsproblem vorgeschlagen. ROSCHER [ROS05, Kap.3.3.3] zeigt ebenfalls die Anwendung der numerischen Sensitivitätsanalyse zum Systemverständnis und zur Vorbereitung der Parameteroptimierung eines komplexen Mehrkörperantriebsstrangmodells.

2.8 Einbindung von Zwangsbedingungen in Mehrkörpersysteme

Holonome Zwangsbedingungen müssen als feste Beziehung auf Lage- und Geschwindigkeitsebene beschrieben werden können. Ist dies nicht möglich, wird von nichtholonomen Zwangsbedingungen gesprochen. Weiter unterschieden wird in skleronome (nicht zeitabhängige) und rheonome (zeitabhängige) Zwangsbedingungen. In Mehrkörpersystemen werden holonome Bindungen im Allgemeinen durch die Zwangsbedingungen auf Lageebene $\boldsymbol{\Phi_i}(\vec{\boldsymbol{z}}, t) = 0$ beschrieben. So liefert jede Bindung w_i Zeilen zum Gesamtbindungsvektor $\boldsymbol{\Phi}(\vec{\boldsymbol{z}}, t) = [\boldsymbol{\Phi}_1^T \dots \boldsymbol{\Phi}_n^T]^T$. Die Bindungen werden im Modell über den verallgemeinerten Zwangskraftvektor $\boldsymbol{\lambda_i} \in \mathbb{R}^{w_i}$ berücksichtigt, welcher sich in Bezug auf einen Körperbezugspunkt k ergibt [BEI09, Glg.5.1]:

$$\lambda_{P,k,i} = \left(\frac{\partial \dot{\boldsymbol{\Phi}}_\mathbf{i}}{\partial \vec{y}_k}\right)^T \cdot \boldsymbol{\lambda}_i = W_{G,k,i} \cdot \boldsymbol{\lambda_i} \tag{2.18}$$

Der Vektor $\vec{z}_k \in \mathbb{R}^6$ beschreibt Lage des Starrkörpers im Raum, woraus sich die Geschwindigkeit (Beschleunigung) des Körpers zu $\dot{\vec{z}}_k(\ddot{\vec{z}}_k)$ bzw. $\vec{y}_k$ $(\dot{\vec{y}}_k)$ mit $\vec{y}_k = H_k(\vec{y}_k) \cdot \dot{\vec{z}}_k$ ergibt. Die allgemeine Bewegungsgleichung kann wie folgt aufgestellt werden[BEI09, Glg. 5.4]:

$$\boldsymbol{M} \cdot \dot{\vec{\boldsymbol{y}}} + \vec{\boldsymbol{h}} = \vec{\boldsymbol{F}}_{\boldsymbol{e}} + \boldsymbol{W_G} \cdot \boldsymbol{\lambda} \tag{2.19}$$

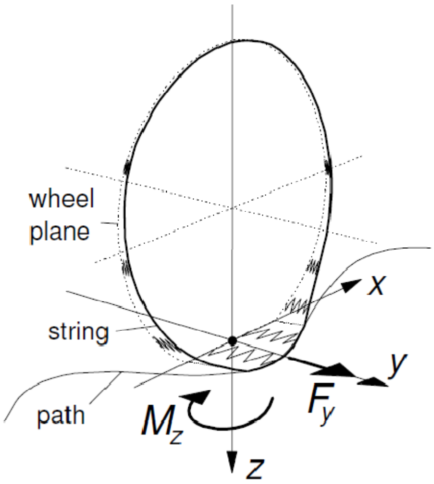
Die enthaltene Bindungsverteilungsmatrix ist dann definiert zu [BEI09, Glg. 5.5]:

$$\boldsymbol{W_G} = \left(\frac{\partial \dot{\boldsymbol{\Phi}}}{\partial \vec{\boldsymbol{y}}}\right)^T, \quad \boldsymbol{W_G} \in \mathbb{R}^{6p\, x\, \Sigma w_i} \tag{2.20}$$

An dieser Gleichung wird deutlich, dass die Zeitableitungen der Zwangsbedingungen zur Einbindung im Mehrkörpersystem verwendet werden. Folglich können Zwangsbedingungen auch direkt auf Geschwindigkeitsebene einfließen. KOUTSOVASILIS ET AL. [KOU07] verwenden eine ähnliche Formulierung bei der die generalisierten Koordinaten $\boldsymbol{q}$ zur Beschreibung der mechanischen Zwangsbedingungen $\boldsymbol{g}(\boldsymbol{q}, t) = 0$ über den Konfigurationsraum beschrieben werden. Die Zwangsbedingungen werden physikalisch durch Zwangskräfte realisiert. Durch Anwendung des HAMILTONschen Prinzips können die Bewegungsgleichungen des Systems bestimmt werden, ohne die Zwangskräfte direkt zu beschreiben. Dies ist beispielsweise mittels der Beschreibung nach Lagrange möglich.

3 *Transientes Reifenseitenkraftverhalten*

Der Reifen ist ein hochkomplexes und nichtlineares mechanisches System und bildet in allen Raumrichtungen ein verschieden ausgeprägtes Übertragungsverhalten aus. Da sich diese Arbeit mit dem Reifenverhalten bei fahrdynamischen Manövern beschäftigt, wird das Übertragungsverhalten auf die transiente Änderung des Schräglaufwinkels bzw. der Radlast begrenzt. Die Reifenseitenkraft F_y folgt dem Schräglaufwinkel α verzögert, was Auswirkungen auf das dynamische Fahrzeugverhalten hat.



- Modellansatz: dehnbares Band
- Essenziell für Untersuchungen zum Reifenflattern
- Endliche Kontaktlänge
- Vollständiges Haften zwischen Reifen und Straße
- Masseloses Band unter Spannung
- Verteilte Lateralsteifigkeit

Abbildung 3.1: Modellvorstellung des dehnbaren-Band-Modells nach Pacejka/Besselink [Bes08, S.2-2]

Hintergrund der ersten Betrachtungen zu diesem Thema ist die Flatterneigung von Reifen, die nur durch neue Ansätze, wie das dehnbare Band in Abbildung 3.1, beschrieben werden kann. Schlippe und Dietrich [Schl41, Schl42] untersuchen den stationär längsschlupffrei rollenden Reifenzustand um Spornradflattern zu beschreiben. Dazu wird der Vergleich mit einem elastisch eingebetteten, vorgespannten Seils genutzt. Später werden von Johnson [Joh58], Pacejka [Pac66], Kalker und Böhm [Böh66] Ansätze vorgeschlagen, die die Abplattung des Reifens berücksichtigen. Dabei wird auf die Bodendruckverteilung als zentrale Größe eingegangen (Gleit- und Haftgebiete). Auch Segel [Seg66] stellt bereits 1966 analytische Ansätze für Übertragungsfunktionen der Seitenkraft infolge Schräglauf vor.

Es werden grundsätzlich Reihenentwicklungen der Bahnkurven entlang der Kontaktlänge verwendet, die jedoch sich langsam verändernde Rollzustände in Relation zur Kontaktzeit voraussetzen. Besselink [Bes00] zeigt eine Übersicht der verschiedenen Ansätze zum transienten Reifenseitenkraftverhalten ausgehend von dem dehnbaren Band Modell (Abbildung 3.2). Darin sind die Ansätze von Schlippe, Segel und Pacejka zu finden. Die Ansätze werden im Zeit- und Frequenzbereich gegenübergestellt und verglichen.

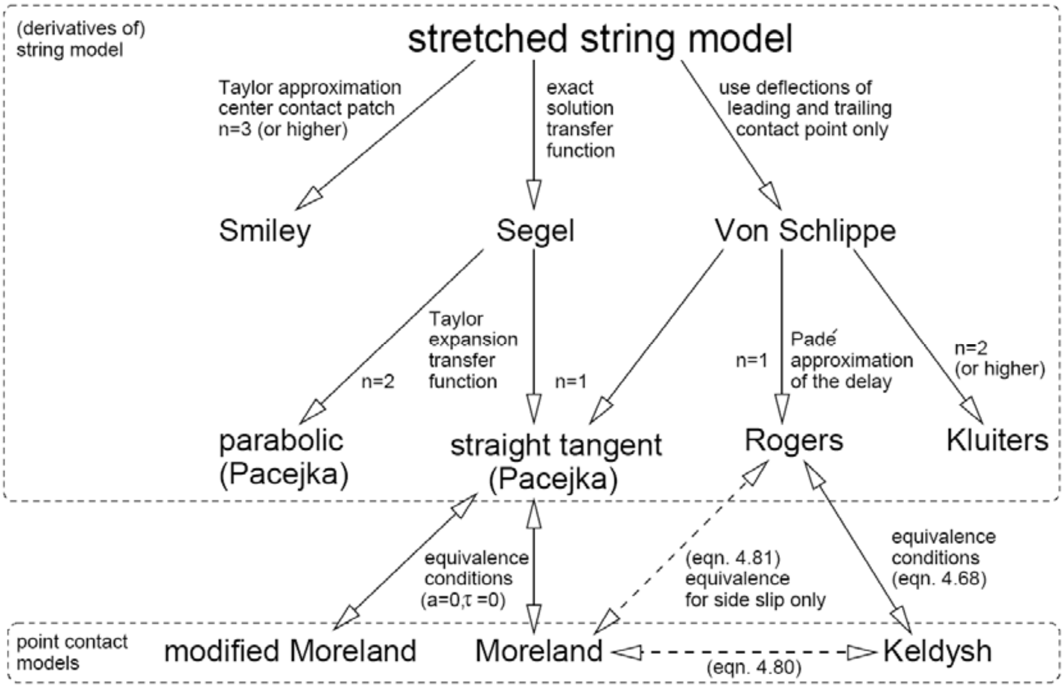
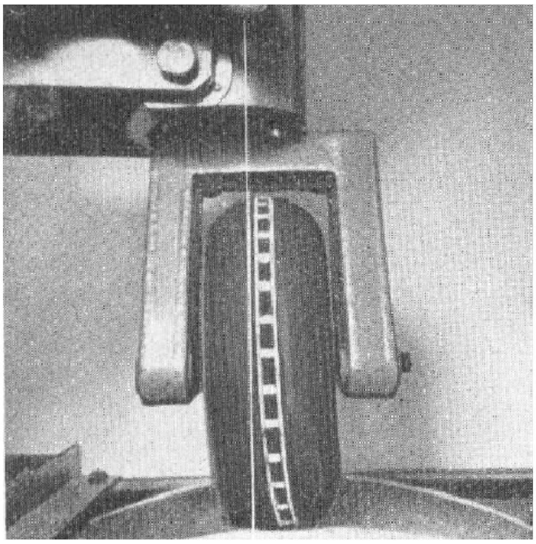


Abbildung 3.2: Ansätze der transienten Reifenseitenkraftmodelle nach BESSELINK [BES00, S. 106]

3.1 Reifenverhalten nach SCHLIPPE\DIETRICH

SCHLIPPE und DIETRICH [SCHL41, SCHL42] entwickelten ein Modell mit begrenzter Kontaktlänge, welches durch ein dehnbares, verformbares Band beschrieben werden kann (Abbildung 3.3). Dabei wird der Reifengürtel als masseloses, unendliches Band mit gleichmäßig verteilter lateraler Ankopplung zum Untergrund unter konstanter Linienlast beschrieben (Abbildung 3.4, Abbildung 3.5) und zur Betrachtung des Flatterns mittels der HURWITZschen Stabilitätstheorien verwendet.



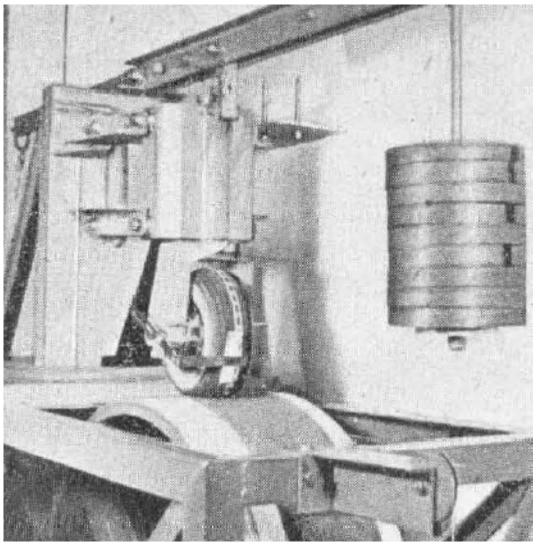


Abbildung 3.3: Reifenverformungsexperimente von SCHLIPPE\DIETRICH [SCHL42, S.18]

SCHLIPPE\DIETRICH beziehen sich auf das Ersatzmodell in Abbildung 3.4, welches einem Lastzug ähnelt, der in eine Kurve gezwungen wird. Nachdem ein Kontaktelement lateral verformt ist, erfolgt die Rückverformung auf null durch approximative Annäherung an die Reifenmittenlage. Es wird vollständiges Haften unterstellt und von kleinen Winkeln ausgegangen, woraus folgender Zusammenhang aus einer Approximation erster Ordnung abgeleitet wird (ϕ...Schräglaufwinkel, z...Verformung in Querrichtung, s...Koordinate in Längsrichtung des Reifens) [SCHL42, S.3]:

$$\frac{dz}{ds} + c \cdot z = \phi - h \cdot \frac{d\phi}{ds} - \frac{dx}{ds} \tag{3.1}$$

Die resultierende Seitenkraft wird dann als Integral elementarer verformter Latschelemente multipliziert mit lokalen Steifigkeiten berechnet. Die Anwendung der gefundenen Gleichungen bei harmonischer Schräglaufwinkelanregung stellt die erste Arbeit bezüglich transientem Reifenverhalten dar. Der nicht im Kontakt befindliche Teil des Gürtelbandes wird über eine Differentialgleichung beschrieben, die mittels Expotentialansatz gelöst wird. Der Zusammenhang der Tangentialspannung F_t im Gürtelband und der lateralen Karkasssteifigkeit C_c wird durch $\sigma = \sqrt{F_t/c_c}$ beschrieben und ist in Abbildung 3.5 dargestellt.

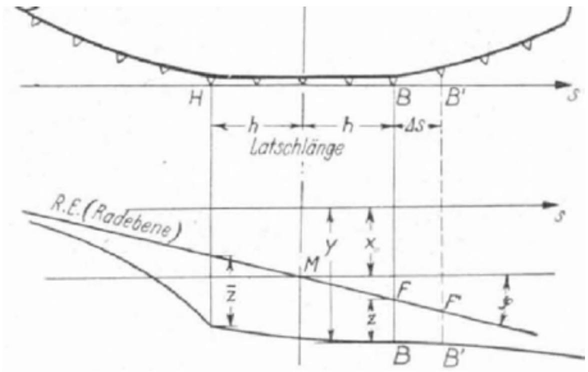


Abbildung 3.4: Bodenkontakt entlang eines dehnbaren Bandes [SCHL42, S.2]

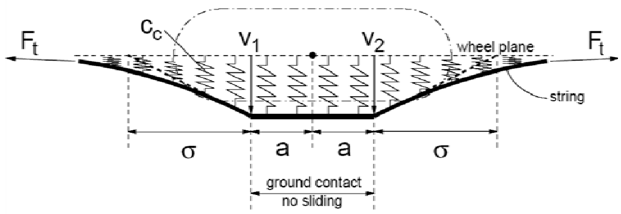


Abbildung 3.5: Dehnbares-Band-Modell des Reifengürtels nach SCHLIPPE\DIETRICH [BES00, S.95]

Da keine Biegesteifigkeit modelliert ist, tritt hinter dem Kontaktpunkt ein Knick auf, wodurch das Modell zu numerischen Problemen führen kann. Die resultierende Seitenkraft und das Rückstellmoment werden durch das Linienintegral der lateralen Reifendeformation berechnet, wobei die Kräfte im Kontaktbereich gesondert berücksichtigt werden müssen. Das sich ergebende Rückstellmoment muss mit einem Korrekturfaktor umgerechnet werden. In der Literatur werden aus den Ansätzen von SCHLIPPE\DIETRICH [SCHL42] zwei PDT1-Übertragungsverhalten für den Seitenkraftaufbau infolge Schräglauf abgeleitet, welche über konstante Reifenparameter beschrieben werden (l_L...halbe Latschlänge, $\dot{y}_R$...laterale Felgengeschwindigkeit) [MIT04, S.48]:

$$\dot{F_\alpha} + v_l \frac{c_y}{c_\alpha} \cdot F_\alpha = c_y(v_l \cdot \alpha - l_L \cdot \dot{\alpha} - \dot{y}_R) \tag{3.2}$$

HOLTSCHULZE [HOL00, S.11] beschreibt einen ähnlichen Zusammenhang, wobei jedoch die laterale Felgengeschwindigkeit vernachlässigt wird. Dem Kapitel 2.5.3 ist das Verhalten eines solchen Übertragungsgliedes sowie ein Bode-Diagramm zu entnehmen. In Abhängigkeit des Verhältnisses der Zeitkonstanten im Zähler und Nenner zeigt sich bis zur Grenzfrequenz eine abfallende Amplitude, die danach wieder ansteigt. Der Phasenwinkel geht von Null zu einem negativen Minimum (> -90°) und nähert sich asymptotisch wieder Null. Durch Überführung in den Laplace-Bildbereich kann unter Vernachlässigung der lateralen Felgengeschwindigkeit die Übertragungsfunktion wie folgt formuliert werden:

$$H_{SD}(s) = \frac{F_\alpha(s)}{\alpha(s)} = \frac{c_\alpha - \frac{c_\alpha \cdot l_L}{v_l} \cdot s}{1 + \frac{c_\alpha}{v_l \cdot c_y} \cdot s} = \frac{c_\alpha\left(1 - \tau_{D,SD}\right) \cdot s}{1 + \tau_{\alpha,SD} \cdot s} \tag{3.3}$$

BESSELINK [BES08, p.2-5ff] beschreibt, dass diese Theorie heute noch für die Analyse der Flatterneigung von Flugzeugfahrgestellen genutzt wird. Die Grenzen des gedehnten Band Models sind (a) die Annahme vollständigen Haftens entlang der Kontaktlänge, welche für große Schräglaufwinkel nicht mehr valide ist, (b) ein linearer Modellansatz in Bezug auf den Schräglaufwinkel α, (c) keine Sättigung der Kräfte und (d) keine Berücksichtigung von kombiniertem Schlupf. Außerdem hängen Schräglaufsteifigkeit c_α, Rückstellmomentsteifigkeit $c_{M\alpha}$ und Einlauflänge σ_α nicht genügend von der Radlast ab, der Reifennachlauf n (bzw. t) ist grundsätzlich zu lang und die Einlauflänge sinkt nicht mit größeren (End-)Schräglaufwinkeln.

3.2 Reifenverhalten nach BÖHM

Auch BÖHM [BÖH66, S.88ff] schlägt für kleine Latschauslenkungen „eine konstante Länge L (Entspannungslänge) an der Spur der Radmittelebene“ vor (siehe Abbildung 3.6). Es wird explizit darauf hingewiesen, dass die Theorie von SCHLIPPE\DIETRICH [SCHL42] sowie deren Ableitungen nur auf einer Verformung der Lauffläche ohne Karkasse beruhen.

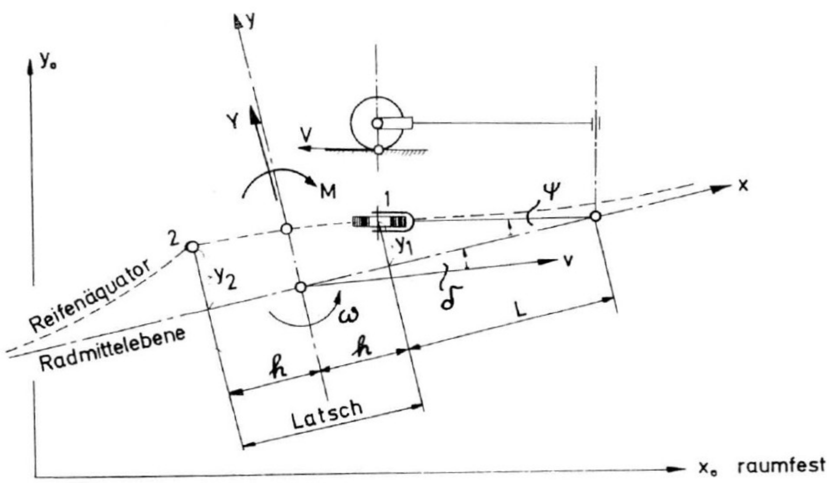


Abbildung 3.6: Schema zur Herleitung der Beschreibungsgleichungen für instationären Rollkontrakt [BÖH66, S.90]

BÖHM schlägt eine Taylor-Reihenentwicklung vor, die nach SMILEY [SMI55] maximal bis zur dritten Ordnung betrachtet werden muss. Der Vergleich zu den Theorien von FROMM [FRO43] und FIALA [FIA54] zeigt, dass deren Ansätze im Gegensatz zu SCHLIPPE\DIETRICH bereits Haft- und Gleitgebiete sowie Karkassverformungen berücksichtigen können. Messungen zum Flattern werden aus früheren Arbeiten [BÖH53] entnommen. Es wird festgestellt, dass das statisch unterbestimmte Problem des Rollkontaktes durch vereinfachte Reifenmodelle beschrieben werden muss.

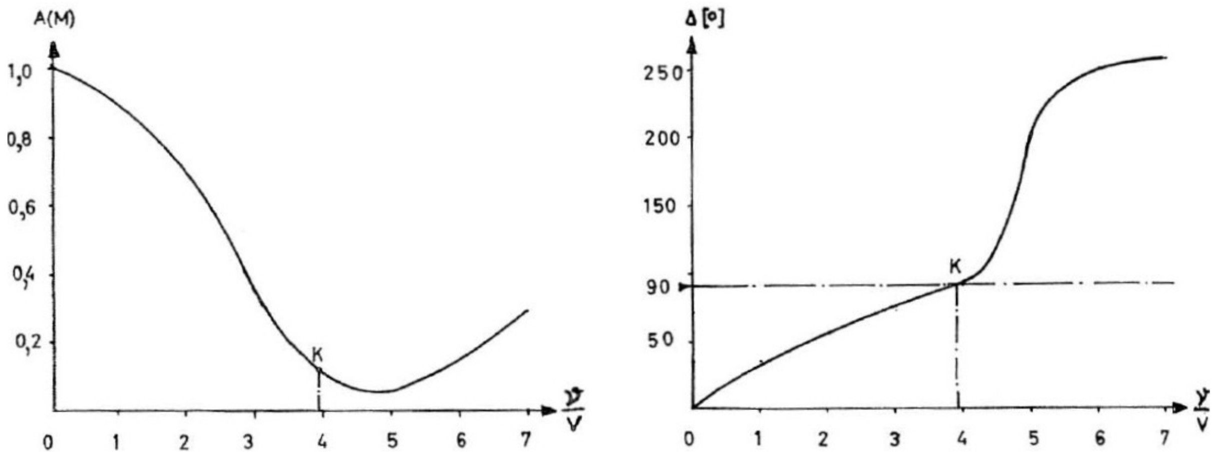


Abbildung 3.7: Normierter Amplituden- und Phasengang des Reifenrückstellmomentes [BÖH66, S.94]

Ein normierter Amplituden- und Phasengang des Ansatzes ist in Abbildung 3.7 zu sehen. „Bei der theoretischen Untersuchung von Flattervorgängen zeigt sich die Brauchbarkeit des verwendeten Modells zur Anwendung in der Fahrdynamik des Automobils“ [BÖH66, S.117].

Laut BÖHM [BÖH98, S.11ff] muss die Annahme langsam veränderlicher Rollzustände in Bezug auf die Kontaktzeit getroffen werden, um die übliche Reihenentwicklung der Bahnkurven entlang der Kontaktlänge durchzuführen. Somit ist eine Berechnung schneller Schlupfänderungen oder kurzwelliger Bodenunebenheiten nicht möglich. Anschließend werden Theorien nullter, erster und zweiter Ordnung eingeführt, bei denen das Verhältnis zwischen Kontaktzeit und kürzester Schwingungsdauer des Systems charakteristisch ist:

0. Ordnung: Quasistationäre Kennlinien und Kenngrößen: c_y, c_z, c_α…

1. Ordnung: Einführung zur Beschreibung der Flatterneigung SCHLIPPE\DIETRICH [SCHL41]

2. Ordnung: Zur Beschreibung des kinematischen Flatterns. Die Bohrschlupfreibung dämpft die Effekte bei höheren Geschwindigkeiten.

HOLTSCHULZE [HOL00, S.11] führt basierend auf SCHLIPPE\DIETRICH (Kap. 3.1) ein modifiziertes transientes Reifenseitenkraftverhalten infolge Schräglauf nach BÖHM ein:

$$\frac{c_\alpha}{v_l \cdot c_y} \cdot \dot{F_\alpha} + F_\alpha = c_\alpha \cdot \alpha \qquad (3.4)$$

Im Vergleich zu SCHLIPPE\DIETRICH (Gleichung (2.7)) zeigt sich, dass das PDT1-Verhalten auf ein PT1-Verhalten reduziert wird (siehe Kap. 2.5.1). Die lineare Differenzialgleichung mit konstanten Koeffizienten beschreibt das zeitinvariante Reifenseitenkraftverhalten unter Schräglauf. Für den stationären Fall ($\partial/\partial t = 0$) ergibt sich die Definition der linearisierten Schräglaufsteifigkeit:

$$F_\alpha = c_\alpha \cdot \alpha \tag{3.5}$$

Die Überführung in den Laplace-Bildbereich und die anschließende Umformung zeigt das PT1-Verzögerungsverhalten der Seitenkraft als Folge einer Schräglaufwinkeländerung:

$$H_{Böhm}(s) = \frac{F_\alpha(s)}{\alpha(s)} = \frac{c_\alpha}{1 + \frac{c_\alpha}{v_l \cdot c_y} \cdot s} \tag{3.6}$$

Die charakteristische Verstärkung K_P und Zeitkonstante τ ergeben sich damit zu:

$$K_P = c_\alpha \qquad \tau_\alpha = \frac{c_\alpha}{v_l \cdot c_y} = \frac{\sigma_\alpha}{v_l} \qquad mit \quad \sigma_\alpha = \frac{c_\alpha}{c_y} \tag{3.7}$$

Diese Definition der Einlauflänge als Quotient der Schräglaufsteifigkeit und Lateralsteifigkeit ist grundlegend und wird noch heute verwendet, um transientes Reifenverhalten zu berücksichtigen bzw. Reifenmodelldatensätze zu parametrisieren.

3.3 Reifenverhalten nach PACEJKA

PACEJKA [PAC66] befasst sich ebenfalls mit dem Phänomen der Flatterneigung von Reifen. In seinem Werk zur Reifenmechanik [PAC06, Kap. 5-7] ist das transiente Reifenverhalten ebenfalls durch einen Ansatz erster Ordnung beschrieben.

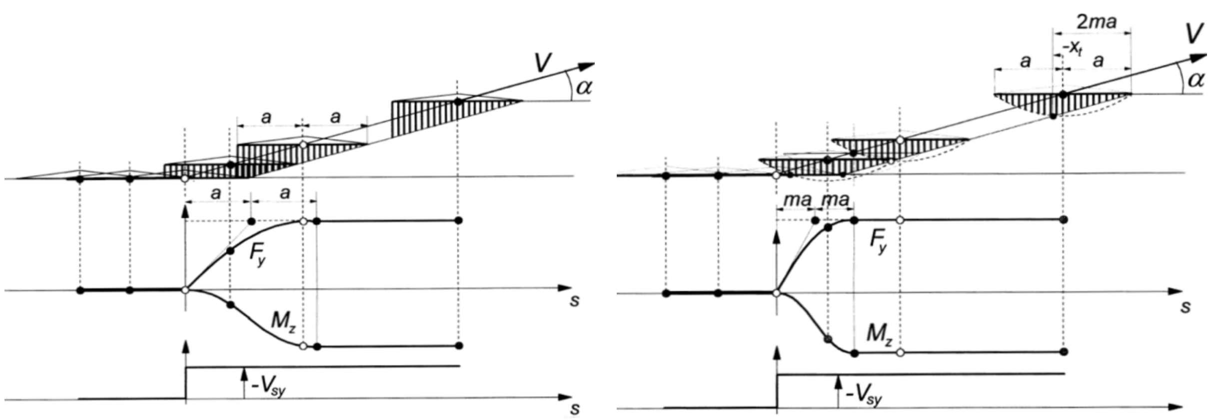


Abbildung 3.8: Seitenkraft- und Rückstellmomentreaktion in Folge eines kleinen Schräglaufwinkelsprungs bei vollständigem Haften (li) und teilweisem Gleiten (re) [BES08, S.2-7]

Das Reifenverhalten wird durch das Auftreten von Haft- und Gleitbereichen dominiert. Abbildung 3.8 zeigt die Gegenüberstellung des Seitenkraftaufbaus nach einem Schräglaufwinkelsprung. Ein Schema der Radaufstandsfläche mit dem Aufstandspunkt und dessen Verschiebungen ist in Abbildung 3.9 dargestellt.

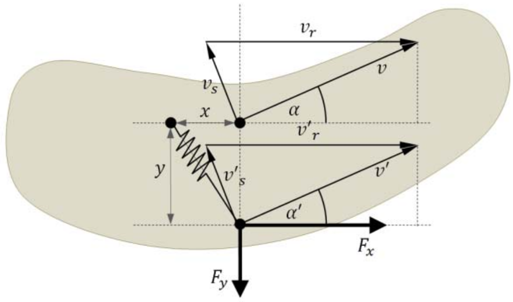


Abbildung 3.9: Kraftangriffspunktverschiebung im Reifenlatsch nach Pacejka [nach PAC06, S. 341]

Daran kann die Änderungsgeschwindigkeit des Aufstandspunktes in lateraler Richtung wie folgt beschrieben werden [PAC06, S.343]:

$$\frac{dy}{dt} = -\left(v_{sy} - v'_{sy}\right) \tag{3.8}$$

Mit Hilfe der allgemeinen Definition der Seitenkraft [PAC06, S.343]:

$$F_y = c_\alpha \cdot \alpha' = -c_\alpha \cdot \frac{v'_{sy}}{|v|} \tag{3.9}$$

und der Definition der Lateralsteifigkeit $F_y = c_y \cdot y$ sowie der bereits beschriebenen Definition der Einlauflänge (Glg. (3.7), [PAC06, S.341]), welche im Allgemeinen eine Funktion der Radlast ist, ergibt sich das transiente Reifenseitenkraftverhalten [PAC06, S.343]:

$$\sigma_\alpha \cdot \frac{d\alpha'}{dt} + \left(|v| + \frac{\mathrm{d}\sigma_\alpha}{dF_z} \cdot \frac{dF_z}{dt}\right) \cdot \alpha' = |v| \cdot \alpha \tag{3.10}$$

Es wird zuvor festgestellt, dass eine einfache Differenzialgleichung erster Ordnung mit konstanter Einlauflänge einen unzureichenden mathematischen Ansatz darstellt. Jedoch führt eine variable Einlauflänge zu Berechnungsproblemen (algebraische Schleifen). Vielmehr wird die Einführung einer Karkasssteifigkeit empfohlen [BES08, S.2-18/19].

$$F_y = k_{cy} \cdot v + \dot{c}_{cy} \cdot v \qquad und \qquad \sigma_\alpha = \frac{C_{F\alpha}}{c_{cy}} + \sigma_c \tag{3.11}$$

Für Radlastvariationen wird der Term σ_c vernachlässigt, ansonsten sollte der Wert in einem Bereich von zirka der halben Kontaktflächenlänge liegen. MAURICE [MAU99] führt ein Phasenvorsprungsystem ein, um die Rückstellmomentenreaktion zu verbessern. Außerdem werden die variable Einlauflänge σ_c eingeführt und die Steifigkeiten als Funktion der Abrollgeschwindigkeit modelliert. Um das Reifenverhalten ganzheitlich richtig abzubilden, muss der Schräglaufwinkel korrigiert werden [BES08, S.2-29]. Dabei ist α_{MF} die Eingangsgröße eines

Reifenmodells, α_c der Schräglaufwinkel für den Kontaktbereich, M_z die Ausgangsgröße des Reifenmodells und c_ψ die Torsionssteifigkeit der Kontaktfläche.

$$\alpha_{MF} = \alpha_c + \frac{M_z}{c_{M\alpha}} \tag{3.12}$$

Dadurch wird scheinbar eine algebraische Schleife eingeführt. Dies wird umgangen, indem ein Einlauflängenfilter erster Ordnung (mit σ_c) zwischengeschaltet ist. Das heißt M_z kann vorab berechnet werden [BES08, S.2-30ff]:

$$M_z = MF(\kappa'_{MF}, \alpha'_{MF}, \gamma, F_z) \tag{3.13}$$

$$\sigma_c \cdot \dot{\alpha}'_{MF} + v_x \cdot \alpha'_{MF} = \alpha_{MF} \tag{3.14}$$

Für kleine Schräglaufwinkeländerungen kann die Einlauflänge gleich der halben Kontaktflächenlänge a gesetzt werden, was aber meist zu klein ist. Die Einlauflänge sinkt mit steigenden (End-)Schräglaufwinkeln und entspricht der Haftlänge (siehe Abbildung 3.11).
Aus dem theoretischen Ansatz folgt, dass wenn die maximale Seitenkraft erreicht ist, die Einlauflänge gleich Null wird und dass die Einlauflänge mit der Radlast F_z steigt (siehe Abbildung 3.10). Durch die Ähnlichkeitsbedingung des Bürstenmodells muss auch in Längsrichtung eine Einlauflänge existieren.

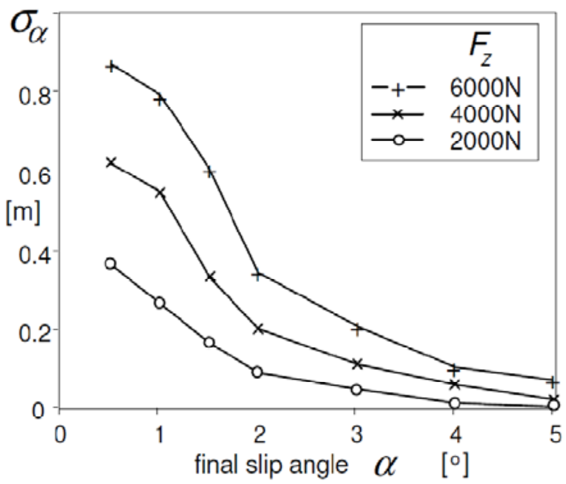


Abbildung 3.10: Gemessene laterale Einlauflänge als Funktion des Endschräglaufwinkels [PAC06, S.352]

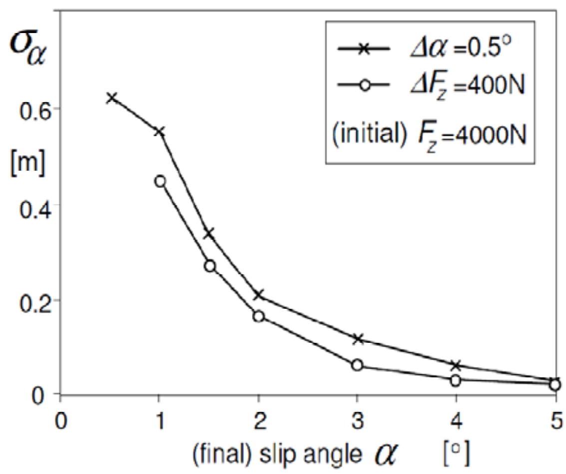


Abbildung 3.11: Gemessene laterale Einlauflängen bei Schräglaufwinkel- und Radlastsprung [PAC06, S.352]

Bei Änderung der Radlast wird sich die Einlauflänge ändern, d.h. eine gewisse Länge muss zurückgelegt werden, um die neue quasistatische Borstendeformation zu erreichen. Folglich können Einlauflängeneffekte auch bei Radlaständerung und Sturzänderungen erwartet werden. (nach: [BES08, S.2-9ff])

3.4 Reifenverhalten nach RILL

RILL [RIL07A] beschreibt, dass das dynamische Reifenverhalten im Vergleich zu Messungen sehr gut als Verhalten erster Ordnung abgebildet werden kann. Dieser Ansatz wird demnach phänomenologisch in das Modell integriert [RIL07A, S.3]:

$$\tau_y \cdot \dot{F}_y^D + F_y^D = F_y^S \tag{3.15}$$

$$\tau_y = \frac{r_i}{r_D|\Omega|} = \frac{\sigma_\alpha}{|v|} \tag{3.16}$$

Dabei werden die Einlauflängen r_i eingeführt, welche Funktionen von Längs- und Querschlupf sowie der Radlast sind (Abbildung 3.13). Es wird ebenfalls darauf hingewiesen, dass diese sehr kompliziert aus Messungen zu bestimmen sind. Die Ursache des transienten Reifenverhaltens ist, dass sich der Reifen in lateraler Richtung y_e unter einer Seitenkraft verformt (Abbildung 3.12).

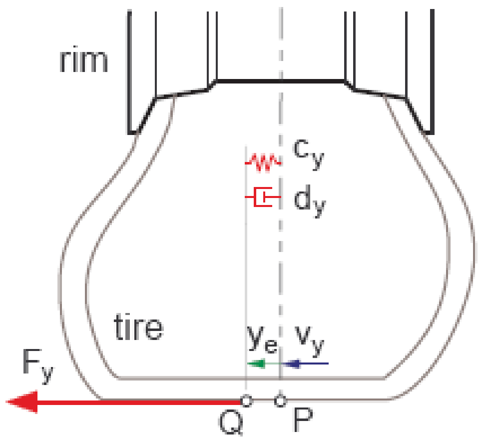


Abbildung 3.12: Modell der lateralen Reifenverformung nach RILL [RIL07A, S.4]

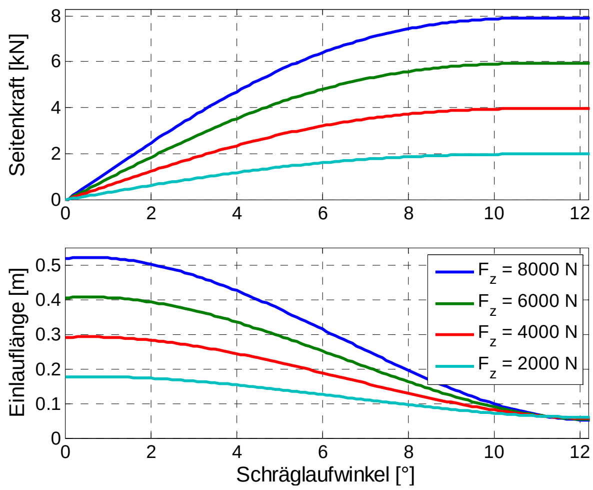


Abbildung 3.13: Seitenkraft und Einlauflänge über dem Schräglaufwinkel nach RILL [nach RIL07A, S.5]

Mit Hilfe der Querschlupfdefinition:

$$s_y = -\frac{v_y}{r_D|\Omega|} \tag{3.17}$$

ergibt sich die partielle Ableitung der Seitenkraft nach der Lateralgeschwindigkeit zu:

$$\frac{\partial F_y}{\partial v_y} = \frac{\partial F_y}{\partial s_y}\frac{\partial s_y}{\partial v_y} = \frac{\partial F_y}{\partial s_y}\frac{-1}{r_D|\Omega|} \tag{3.18}$$

Der Ansatz erster Ordnung beruht auf einer Linearkombination einer Steifigkeit und einer viskosen Dämpfung in lateraler Richtung. Daraus lässt sich ableiten, dass die dynamische Seitenkraft im Gleichgewicht zu der mechanischen Gegenkraft aus der Reifenstruktur stehen muss [RIL07A, Kap. 2.1]:

$$F_y^D = c_y\, y_e + d_y\, \dot{y}_e \tag{3.19}$$

Daraus wird die Einlauflänge entwickelt [RIL07A, Kap. 2.1]

$$r_y = r_D|\Omega|\,\tau_y = r_D|\Omega|\frac{1}{c_y}\left(d_y + \frac{\partial F_y}{\partial s_y}\frac{1}{r_D|\Omega|}\right) = r_D|\Omega|\frac{d_y}{c_y} + \frac{1}{c_y}\frac{\partial F_y}{\partial s_y} \tag{3.20}$$

Dieser Ansatz führt zu einer Einlauflänge, die sich automatisch ergibt, ohne zusätzliche Parameter zu benötigen. Die Einlauflänge ist abhängig von der Radlast und dem (End-) Schräglaufwinkel und kann mittels quasistatischer Parameter eingestellt werden. Die Anpassung an konkrete Messungen kann über Wichtungsfaktoren erfolgen. Das Abfallen des Gradienten der Seitenkraft über dem Querschlupf bewirkt, dass die laterale Einlauflänge mit dem Schräglaufwinkel abnimmt. Aus den angegebenen Gleichungen kann die Einlauflänge bei Schräglaufwinkel $\alpha = 0$ analytisch bestimmt werden:

$$r_y(\alpha = 0) = r_{y0} = |v|\frac{d_y}{c_y} + \frac{1}{c_y}\left.\frac{\partial F_y}{\partial s_y}\right|_{\alpha=0} = |v|\frac{d_y}{c_y} + \frac{c_\alpha}{c_y} \tag{3.21}$$

Folglich ergibt sich die funktionale Abhängigkeit $r_{y0} = r_{y0}(v, c_y, c_\alpha, d_y)$ und die dynamische Seitenkraft bei $\alpha = 0$ zu:

$$\left(\frac{d_y}{c_y} + \frac{1}{|v|}\frac{c_\alpha}{c_y}\right)\cdot \dot{F}_y^D + F_y^D = F_y^S = c_\alpha\, F_y \tag{3.22}$$

Die Einlauflänge nach RILL [RIL07A] enthält demnach einen geschwindigkeitsunabhängigen Zusatzterm, welcher aus dem Quotienten der lateralen Reifendämpfung und Lateralsteifigkeit entsteht.

3.5 Gegenüberstellung des transienten Reifenseitenkraftverhaltens

Es konnte gezeigt werden, dass die Schätzung der Einlauflänge aus dem Quotient der Schräglauf- und Lateralsteifigkeit auf dem Kräftegleichgewicht in lateraler Richtung bzw. eine nach dem ersten Term abgebrochene Reihenentwicklung der Elementarquerkräfte in der Reifenkontaktzone zurückzuführen ist. Es lässt sich nicht eindeutig zeigen, auf wen dieser Ansatz zurückgeht, da viele Artikel zum diesem Thema veröffentlicht wurden. Einige Quellen schreiben dies bereits SCHLIPPE\DIETRICH [SCHL41] andere BÖHM [BÖH66] zu. Beim Vergleich der Ansätze von SCHLIPPE\DIETRICH [SCHL41] und BÖHM [BÖH66] zeigt HOLTSCHULZE [HOL00], dass die Amplitudenverläufe, durch die klein gewählte Zeitkonstante τ_d, sehr ähnlich sind. Lediglich die Phasengänge zeigen kleine Abweichungen.

Ein Vergleich der Ansätze von PACEJKA und BÖHM kann durch Vernachlässigung der Radlastabhängigkeit der Einlauflänge mit Gleichung (3.10) erfolgen:

$$\sigma_\alpha \cdot \frac{d\alpha'}{dt} + |v_l| \cdot \alpha' = |v_l| \cdot \alpha \tag{3.23}$$

Daraus lässt sich mit $F_y = c_\alpha \cdot \alpha'$ und durch Umformen ableiten:

$$\frac{\sigma_\alpha}{|v_l|} \cdot \frac{dF_y}{dt} + \mathrm{F_y} = c_\alpha\, \alpha \tag{3.24}$$

Dies entspricht dem Ansatz von BÖHM (3.4), jedoch verwendet PACEJKA [PAC66] einen um die Torsionssteifigkeit korrigierten Schräglaufwinkel (Gleichung (3.12)). Beide nutzen aber das Verhältnis aus Lateral- und Schräglaufsteifigkeit zur Definition der Einlauflänge σ_α. Im Gegensatz dazu ergibt sich aus dem Ansatz von RILL [RIL07A] eine Zeitkonstante des Verzögerungsgliedes (Einlauflänge) bei $\alpha = 0$ von:

$$\tau_{y0} = \frac{r_{i0}}{|v_l|} = \frac{d_y}{c_y} + \frac{1}{|v_l|}\,\frac{c_\alpha}{c_y} \;\; > \;\; \tau_{\alpha,Böhm} = \tau_{\alpha,Pacejka} = \frac{1}{|v_l|}\,\frac{c_\alpha}{c_y} \tag{3.25}$$

Diese ist um einen konstanten Zusatzterm größer, als die von BÖHM und PACEJKA, weist aber eine identische Geschwindigkeitsabhängigkeit auf. Es kann gezeigt werden, dass der Zusatzterm bei realen Anwendungen vernachlässigbar klein ist.

Alle gezeigten Ansätze basieren auf mechanischen Theorien, werden jedoch nur spärlich mit Messungen untermauert. Dies liegt im Wesentlichen im Fehlen hochdynamischer Prüfstands- und Messtechnik sowie geeigneten Messverfahren begründet. Ob sich die sehr ähnlichen Modellansätze für reale Einsatzbedingungen eignen, muss der Vergleich mit transienten Prüfstandsergebnissen zeigen. Speziell das zum Teil dargestellte Ansteigen der Amplitude und der Phase bei hohen Frequenzen, welches zum PDT1-Verhalten passt, muss erst messtechnisch nachgewiesen werden. Ähnliches gilt für Phasenverzüge größer 90°, welche mit keinem derzeitigen Modellansatz beschreibbar sind. Des Weiteren bleiben Einflussanalysen verschiedener Randparameter auf das Reifeneinlaufverhalten aktueller Reifenkonstruktionen offen.

4 Reifenmodellierung

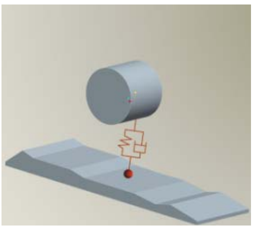
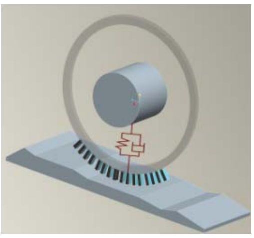
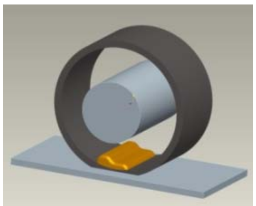
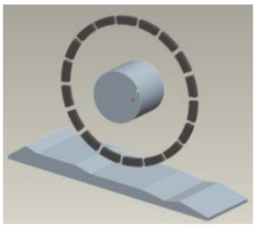
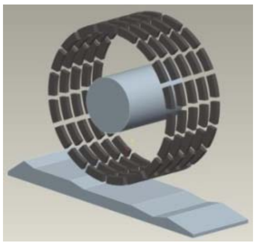
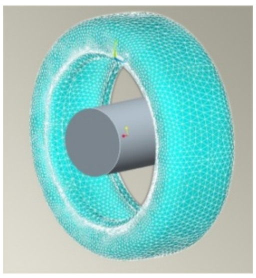
Reifenmodelle stellen die grundlegende Komponente der MKS-Fahrzeugsimulation dar, da diese die einzige Kopplung zur Umwelt darstellen. Reifenmodelle müssen das Oberflächenprofil und Reibungsniveau des Untergrundes in Kräfte und Momente an der Radnabe „übersetzen“. Zu beachten ist dabei, dass die Schnittstelle des Reibkontaktes zwischen Reifen und Straße liegt, wodurch dessen exakte Definition erschwert wird. Reifenmodelle werden zumeist über das Standard Tyre Interface (STI) [Oos97] in Simulationsprogramme eingebunden, da dieses Ein- und Ausgangsgrößen sowie Koordinatensysteme standardisiert festlegt.

4.1 Einteilung der Reifenmodelle

Es existieren eine Vielzahl kommerzieller Reifenmodelle wie 5.2.1-Tyre [MSC05], University of Arizona (UA) Tyre [MSC05], FIALA-Tyre [MSC05], SMITHERS-Tyre[MSC05], FTire [GIP08], SWIFT [TNO05A], RMOD-K [OER01, OER08], CD-Tire [GAL04], TM-Easy [RIL08], TameTire [MIQ09] und IPG-Tyre [SCHI88]. Darüber hinaus sind weitere Reifenmodellansätze nach BURCKHARDT [BUR93], LAERMANN [LAE86], WANG [WAN93] und viele mehr bekannt. Für den Einsatz an landwirtschaftlichen Fahrzeugen wurden Kennlinienmodelle von SHARON [SHA75], LINES [LIN91] und das Hohenheimer Reifenmodell nach PLESSER [PLE97, FER07] entworfen. Daher muss eine Unterteilung erfolgen, die je nach Modellansatz in mathematisch, semi-physikalisch und physikalisch durchgeführt werden kann. Jedoch ist die Zuordnung schwierig, da beispielsweise MF-Tyre die Dynamikeigenschaften durch ein physikalisches Modell und den Kontaktbereich als Kennlinienmodell (mathematisch) beschreibt. Weiterhin stellt sich die Frage, ob ein physikalischer Modellansatz mit empirischen Korrekturfaktoren noch als physikalisches Modell bezeichnet wird. Eine weitere Möglichkeit ist die anwendungsorientierte Unterteilung zwischen Fahrdynamik- und Kontaktsimulation. Je nach Ausdehnung des Kontaktbereiches muss ebenfalls in Punkt-, Linien-, Flächen- und Raumkontakt unterschieden werden (vgl. BÖSCH ET AL. [BÖS02], HOLST [HLS01], HIRSCHBERG [HIR09]).

Tabelle 4.1 zeigt eine Reifenmodellübersicht nach dem Detaillierungsgrad, welcher etwa dem Rechenzeitaufwand entspricht. Begonnen wird mit dem einfachsten Ansatz - den mathematischen Modellen wie MF-Tyre, die auf phänomenologischen Ansatzfunktionen beruhen, sowie Dateninterpolationsmodellen wie IPG-Tyre. Bürstenmodelle (wie BRIT) verfolgen den Ansatz einen Kontaktbereich zu modellieren, in welchem einzelne Borsten zwischen Reifengürtel und Untergrund die Kraftübertragung in Längs- und/oder Querrichtung beschreiben. Die Borsten können verformt werden und erfahren eine durch eine Bodendruckverteilung beschriebene Last. Deren Umsetzung kann jedoch ohne flexiblen Gürtel nur näherungsweise beschrieben werden. Es folgen die Schalenmodelle wie SWIFT oder RMOD-K 20. Die nächste Stufe stellen die Modelle mit flexiblem Gürtel dar, welche als Schwingerketten starrer Einzelmassen modelliert sind (FTire(2D) und RMOD-K 30).

Tabelle 4.1: Einteilung der Reifenmodelle nach Detaillierungsgrad

Gruppe	Schema	Beschreibung	Beispiele
Mathematisches bzw. Kennlinienmodell		Phänomenologisch, Punktkontakt, verschiedene Radialkraftmodellierungen mit teilweise physikalischem Ansatz, numerisch stabil, meist echtzeitfähig	MF-Tyre (Kap. 4.2), HTire [Gip10], IPGTire [Schi88], Lines [Lin91], Plesser [Ple97], TameTire [Miq09], TM-Easy [Ril08]
semi-physikalisches bzw. Bürstenmodell		Zwischenschritt zu physikalischem Modell, Approximation der Bodendruckverteilung, Borsten zur Kraftübertragung, oft kombiniert mit Starrgürtelring, teilweise Vernachlässigung der Rotationsbewegung	Willumeit [Wil69], BRIT [Bös02], Laermann [Lae86], DYNA-TIRE [Wan93], Zachow [Zac96], Mastinu [Mas97], Sharp [Sha86]
Schalen- bzw. Starrgürtelring-Modell		Kopplung über verschiedene, nichtlineare Kraftelemente, Filterwirkung durch Abrollen, Gürtelbewegung mit echtem Freiheitsgrad (Eigenwerte), teilweise echtzeitfähig	SWIFT [Pac06, Kap.9], RMOD-K 20 [Oer01], CTire [Gip01], CDTire 20 [Gal04], RTire [Gip10],
Flexibler Gürtelringmodell in Reifenmittenebene		Elastisches Mehrkörper-Gürtelring-Modell aus erweiterten Kelvin-Voigt-Elementen mit echtem Freiheitsgrad zwei, vereinfachte laterale Kraftgesetze	FTire (2D) (Kap. 4.3), RMOD-K 31[Oer01] CD-Tire 30 [Gal04], Eichler [Eic96], CTire [Gip10]
Flexibler Gürtelringmodell in mehreren Ebenen		Mehrschichtiges elastisches Mehrkörper-Gürtelring-Modell aus oft nichtlinearen Kraftelementen, laterale Kraftgesetze durch Gürtelmechanik	FTire (3D) (Kap. 4.3), RMOD-K 7.0 [Oer08], CD-Tire 40 [Gal04]
Finite-Elemente-Modell		Mehrere Lagen finiter Elemente, nichtlineare Materialgesetze, oft ALE-Formulierung, sehr lange Rechenzeiten, i.A. nur mit Kennlinien/-daten des Reifenherstellers möglich	Brinkmeier/ Nackenhorst [Bri07], DTire [Gip01], Gleu [Gle01], Biermann et al.[Bie07], Ghoreishy [Gho08], Kindt et al. [Kin08]

Im nächsten Schritt werden diese auf die Reifenmittenebene komprimierten Modelle in lateraler Richtung erweitert, um eine unterschiedliche Verformung in Querrichtung des Latsches abbilden zu können (FTire(3D), RMOD-K 7.0). Da die Flexibilität eines Kontinuums über diskrete Einzelmassen in den meisten Fällen zu grob ist, werden die Finite-Element-Modelle mit der höchsten Modellierungstiefe angegeben. Diese sind jedoch aufgrund der enormen Anzahl an Freiheitsgraden und den äußerst komplexen Elementen, die die Nichtlinearitäten des Materials und der Geometrie abbilden, extrem rechenzeitintensiv. Wesentliche Grundlagen dieser Art der Reifenmodellierung stellt NACKENHORST [NAC00] auf. GIETL [GIE10] zeigt den aktuellen Stand der Anwendbarkeit reduzierter FE-Reifenmodelle im Frequenzbereich.

BÖSCH ET AL. [BÖS02] vergleichen ausgewählte Reifenmodelle anhand der Kriterien: Modellansatz, Genauigkeit, Parameteranzahl und Rechenzeit (Anhang A.11). Eine solche Gegenüberstellung kann sehr gut für Tendenzaussagen herangezogen werden, muss jedoch im Einzelfall hinterfragt werden. Ist es beispielsweise bei mathematischen Modellen noch möglich Rechenzeiten zu vergleichen, so ist dies bei (semi-)physikalischen Modellen wie FTire und RMOD-K faktisch unmöglich, da die Rechenzeit stark von der Simulationsaufgabe, den Reifenmodellparametern und der Modellversion abhängt.

Auch Aussagen zur Genauigkeit der Abbildung können nur für einzelne Datensätze an einzelnen Kennlinien, jedoch nicht allgemeingültig und auch nicht für einen größeren Anwendungsbereich gültig sein. Daher wird aus eigener Sicht empfohlen, auf eine strikte Trennung der Angaben zum Reifenmodell(-ansatz) und Reifenmodelldatensatz vorzunehmen. Ein komplexer, nichtlinearer, vielparametrischer Ansatz ist im realen Einsatz kein Garant für genaue Simulationsergebnisse. Das heißt, auch wenn ein Modellansatz in der Lage ist beispielsweise dynamische Effekte abzubilden, so kann erst ein hochgenauer Parametrisierungsprozess, bestehend aus Reifenmessung, Datenverarbeitung und Parameteridentifikation, eine exakte Abbildung des Reifenverhaltens gewährleisten. Folglich können Aussagen zur Genauigkeit ausschließlich in Bezug auf den Reifenmodelldatensatz getroffen werden. Demgegenüber stellen die deutlich vergrößerten Parameterräume komplexer Modelle enorme Gefahren für den Parametrisierungs- und Anwendungsprozess dar.

Im Folgenden werden die drei am weitesten verbreiteten und damit ausgereiftesten Reifenmodelle MF-Tyre, FTire und TM-Easy im Detail vorgestellt, da diese besonders für die in der vorliegenden Arbeit untersuchten fahrdynamischen Anwendungsfälle geeignet sind. Entscheidend sind allerdings die in Kapitel 6 vorgestellten Methoden zur Parameteridentifikation, da erst durch einen exakten Datensatz eine ausreichende Abbildungsgüte der Reifeneigenschaften gewährleistet werden kann.

4.2 Magic Formula Tyre: MF-Tyre

Magic Formula (MF) und SWIFT [TNO05A] bilden die Delft-Reifenmodelle, wobei beide immer stärker zusammenwachsen. Da die Magic Formula seit Jahrzehnten veröffentlicht ist, gibt es verschiedene Modellcodes (PAC89, PAC94, PAC2002, MF-Tyre, HTire). Folglich haben sich die Urheber des originalen Reifenmodells 2008 entschlossen, das Modell selbst kostenlos zur Verfügung zu stellen. Kommerzialisiert sind ausschließlich Messungen sowie Software und Dienstleistungen zur Parametrisierung.

Die ursprüngliche Beschreibung der Fahrbahnkontaktkräfte mit einer allgemeingültigen „magischen Formel" (MF) für die Reifenkennlinien geht auf eine Zusammenarbeit von Volvo (Schweden) und der Delft University of Technology (Niederlande) zurück. Ausgangspunkt ist ein Referenzzustand F_{z0} bei $\alpha = \gamma = 0°$. Von diesem Punkt aus werden Kennlinienänderungen als Funktion von Parameteränderungen analytisch beschrieben. PACEJKA [PAC06] gibt an, dass erst bei großen Schlupfwerten größere Abweichungen zwischen Messung und Simulation auftreten. Die Eigenschaften eines MF-Tyre Datensatzes können über Skalierungsfaktoren λ_i unabhängig voneinander beeinflusst werden. Dadurch sind Parameterstudien des Einflusses von Reifenkennwerten auf das Fahrverhalten von Fahrzeugen sehr einfach möglich. Beispielhaft seien die Skalierungsfaktoren LKY (λ_{Ky}) für die Schräglaufsteifigkeit und LSGAL (λ_{σ_α}) für die Einlauflänge in lateraler Richtung genannt. Über die Nutzungsarten (USER-MODES) kann jeder MF-Tyre Datensatz für elementare und komplexe Anwendungen genutzt werden. Dies lässt die Optimierung der Rechenzeit sowie den Ausschluss bzw. die Analyse von Kreuzeffekten zu.

Die wichtigen Eigenschaften der Magic-Formula sind:

- Der qualitative Verlauf aller Reifenkennlinien kann abgebildet werden.
- Der Verlauf kann im Wesentlichen durch vier Parameter verändert werden, was zu einer stabilen Parametrisierung beiträgt.
- Die Einzelparameter beschreiben typische, physikalische Reifenkenngrößen, wodurch Parametervariationen einen physikalischen Bezug erhalten.
- Es ist eine sehr hohe Abbildungsgenauigkeit möglich, was vor allem auf eine weitere Aufspaltung der Parameter zur Beschreibung reifenspezifischer Abhängigkeiten, wie Sturz, Radlast, Geschwindigkeit und Fülldruck zurückzuführen ist (vgl. [SCHM05]).
- Die Funktionen sind stetig, was die numerische Stabilität in der Fahrdynamiksimulation gewährleistet.

Die allgemeine Sinusformulierung der Magic Formula zur Beschreibung von Längs- und Seitenkräften Y(X) ist in Gleichung (4.1) dargestellt [PAC06, S.173]:

$$y(x) = D \cdot sin[C \cdot \text{atan}\{Bx - E \cdot (Bx - \text{atan}(Bx))\}] \tag{4.1}$$

Somit ist die Grundfunktion punktsymmetrisch um den Ursprung: $y(x) = -y(-x)$. Die unabhängige Variable x kann den Längsschlupf sowie den Schräglaufwinkel repräsentieren. Gleichung (4.2) zeigt die Einbeziehung der Nullpunktverschiebung der Kurven in x- und y-

Richtung z.B. zur Beschreibung von Nullseitenkräften aus Reifenkonizität (conicity) und Lageneffekt (ply-steer) [nach PAC06, S.173]:

$$Y(X) = y(X + S_H) + S_V \tag{4.2}$$

Die Faktoren werden wie folgt definiert: B…Steifigkeitsfaktor, C…Formfaktor, D…Maximalwert, E…Kurvenformfaktor, S_H…Horizontale Verschiebung und S_V...vertikale Verschiebung. Die Abbildung 4.1 und Abbildung 4.2 zeigen die Sinus- und Kosinusformulierung der Magic-Formula mit den vier wesentlichen Einflussparametern.

Die erste Version des Reifenmodells stellten BAKKER/PACEJKA 1987 [BAK87] vor. Bereits 1989 folgte die zweite Version, welche sich durch eine Beschreibung von kombiniertem Schlupf und die Berücksichtigung der Einlauflängen hervorhob [BAK89]. PACEJKA ET AL. [PAC93] stellten 1993 eine weiter verbesserte Modellversion MF-Tyre 3.0 vor, die das Reifenrückstellmoment unter kombinierten Bedingungen besser abbilden konnte. Es wurde der pneumatische Nachlauf und die Nullpunktverschiebung S_{Vi} und S_{Hi} eingeführt. Die Version MF-Tyre 5.0 (5.2) von 1996 brachte Neuerungen durch die Verbesserung der Relaxationslängen bei kombiniertem Schlupf, die einheitliche Verwendung des TYDEX-W-Achsensystems (siehe Kapitel 2.1), die Einführung einer Kosinusformulierung für den pneumatischen Nachlauf t, die Verbesserung des transienten Verhaltens für niedrige Geschwindigkeiten und Radlasten sowie die Einführung von Skalierungsfaktoren für die schnelle Variation von Reifenkenngrößen.

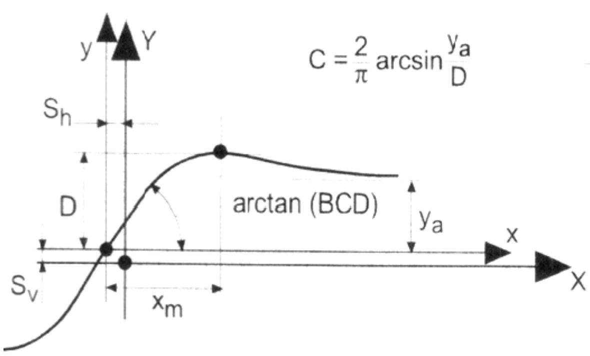


Abbildung 4.1: Die Magic Formula zur Abbildung der Längsschlupfkennlinie [MSC05, S.30]

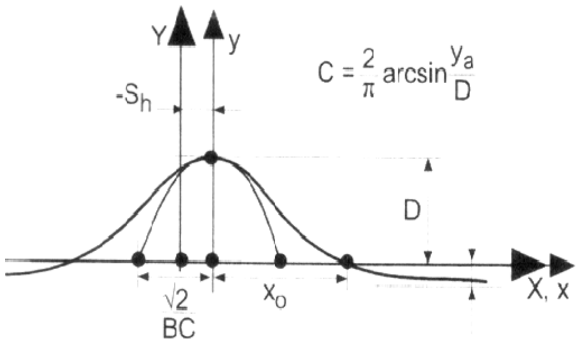


Abbildung 4.2: Die Magic Formula zur Abbildung des Lateralschlupfes [MSC05, S.30]

Ziel der neuesten Version MF-Tyre 6.0 ist die Berücksichtigung der Einflüsse des Fülldrucks und der Fahrgeschwindigkeit auf das Reifenmodellverhalten. DE HOOGH [HOO05] stellt die ersten Ansätze dazu in seiner Masterarbeit zusammen und SCHMEITZ ET AL. [SCHM05] publizieren die Implementierungen. Die Firma TNO [TNO05A, S.7ff] führt die Erkenntnisse in dem Reifenmodell MF-Tyre 6.0 zusammen, d.h. mehrere Modelle wurden zusammengefasst, die Anzahl der Eingangsdaten stark reduziert und die Bohrmomentsimulation im Stand hinzugefügt. HOGT ET AL. [HOG00] entwickeln eine Erweiterung durch ein Reifen-Fahrbahn-Interaktionsmodell, um die Abbildungsgüte auf realen Straßen zu verbessern. Es kann für trockene und nasse Straßen genutzt werden und beinhaltet ein Temperaturmodell.

4.2.1 Schräglaufkennlinien in MF-Tyre 5.2

MF-Tyre 5.2 ist die derzeit am meisten verbreitete Modellversion. Es wird keine Fülldruckabhängigkeit berücksichtigt, weshalb für jeden Fülldruck ein komplett neuer Parametersatz bestimmt werden muss. Die Seitenkraft unter Schräglauf, Radlast und Sturz wird wie folgt analytisch beschrieben [TNO02, S.25]:

$$F_y(\alpha,\gamma,F_z) = D_y\, sin\left(C_y\, arctan\left(B_y\alpha_y - E_y\left(B_y\alpha_y - arctan\left(B_y\alpha_y\right)\right)\right)\right) + S_{Vy} \tag{4.3}$$

$$\alpha_y = \alpha + S_{Hy} = \alpha + \left(p_{Hy1} + p_{Hy2}df_z + p_{Hy3}\gamma_y\right) \tag{4.4}$$

$$S_{Vy} = F_z\left((p_{Vy1} + p_{Vy2}df_z) + (p_{Vy3}+p_{Vy4}df_z)\gamma_y\right) \tag{4.5}$$

$$K_y = p_{Ky1}F_{z0}\, sin\left(2\, arctan\left(\frac{F_z}{F_{z0}p_{Ky2}}\right)\right)\left(1 - p_{Ky3}\left|\gamma_y\right|\right) \tag{4.6}$$

$$\mu_y = \left(p_{Dy1} + p_{Dy2}\; df_z\right)\left(1 - p_{Dy3}\; \gamma^2\right) \tag{4.7}$$

$$B_y = \frac{K_y}{C_y\; D_y} \qquad C_y = p_{Cy1} \qquad D_y = F_z\; \mu_y \tag{4.8}$$

$$E_y = \left(p_{Ey1} + p_{Ey2}df_z\right)\left\{1 - \left(p_{Ey3} + p_{Ey4}\gamma_y\right)sgn\left(\alpha_y\right)\right\} \quad (\leq 1) \tag{4.9}$$

Aus den Gleichungen wird ersichtlich, dass 18 Parameter benötigt werden, um die Seitenkraftkennlinien vollständig zu parametrisieren. In Bezug auf die Fahrdynamiksimulation kommt der Definition der Schräglaufsteifigkeit K_y in Gleichung (4.6) besondere Bedeutung zu, welche über die drei Parameter p_{Ky1}, p_{Ky2} und p_{Ky3} einstellbar ist. Dadurch wird auch die Abhängigkeit der Kennlinien von der Radlast und dem Sturz realisiert.

4.2.2 Einlauflängen in MF-Tyre 5.2

Zur Verbesserung des transienten Reifenverhaltens wird die Einlauflänge im MF-Tyre-Reifenmodell berücksichtigt (vgl. 3.3). Die Definition der Einlauflänge ist wie folgt angegeben [TNO02, S.36]:

$$\sigma_\alpha = p_{Ty1}\sin\left(2\, arctan\left(\frac{F_z}{p_{Ty2}F_{z0}\lambda_{F_{z0}}}\right)\right)\cdot\left(1 - p_{Ky3}|\gamma|\right)\cdot R_0\;\lambda_{F_{z0}}\;\lambda_{\sigma_\alpha} \tag{4.10}$$

Es zeigt sich, dass die Einlauflänge über die Parameter p_{Ty1}, p_{Ty2} und p_{Ky3} definiert ist. Für einen Schräglaufwinkelsprung bedeutet dies, dass sich der stationäre Wert der Seitenkraft gemäß der Gleichungen (4.3) bis (4.9) ergibt, die Dauer bis zum Erreichen des stationären

Endwertes wird jedoch durch die Einlauflänge in Gleichung (4.10) bestimmt. Die Größen hängen von Radlast und Sturz ab, jedoch nicht von der Geschwindigkeit und nur die Seitenkraft vom Schräglaufwinkel selbst. Folglich ist keine Parametrisierung dieser Abhängigkeiten möglich (vgl. Abbildung 3.10 und Abbildung 3.11). HIGUCHI ET AL. [HIG97] erweitern den Ansatz für großen Längsschlupf und große Sturzwinkel.

4.2.3 Zur Parametrisierung von MF-Tyre 5.2

Eine kommerzielle Software zum Parametrisieren von MF-Tyre bietet TNO mit MF-Tool [TNO05B, TNO05C] an. Dieses Programm ermöglicht es, TYDEX-Messdaten einzulesen und anschließend (voll)automatisch MF-Tyre-Reifenmodelldatensätze zu erzeugen. Darüber hinaus haben die meisten Nutzer von MF-Tyre ein eigenes Optimierungswerkzeug, um die Parameteridentifikation individuell angepasst durchführen zu können. Dies ist möglich, da die funktionalen Zusammenhänge mit wenigen Parametern definiert sind. Somit können zur Parameteroptimierung elementare Optimierungsverfahren (Kap. 2.6) und eine Gütebestimmung durch das Fehlerquadrat bzw. den Fehlerbetrag eingesetzt werden. SCHMID ET AL. [SCHM09] stellen den allgemeinen Parametrisierungsprozess übersichtlich vor.

4.3 Flexible Ring Tire Model: FTire

Das Flexible-Ring-Tire-Model von GIPSER [GIP01, GIP08A] ist derzeit eines der bekanntesten Komfortreifenmodelle. Wesentlicher Modellhintergrund ist die Abbildung des Reifengürtels als flexible Schwingerkette einzelner starrer Massen. Zwischen den im Durchschnitt 80 bis 140 Umfangsmassen pro Ebene sind verschiedenste nichtlineare Feder-Dämpferelemente angeordnet (siehe Abbildung 4.3), die eine elastische Verformung des Reifengürtels zulassen.

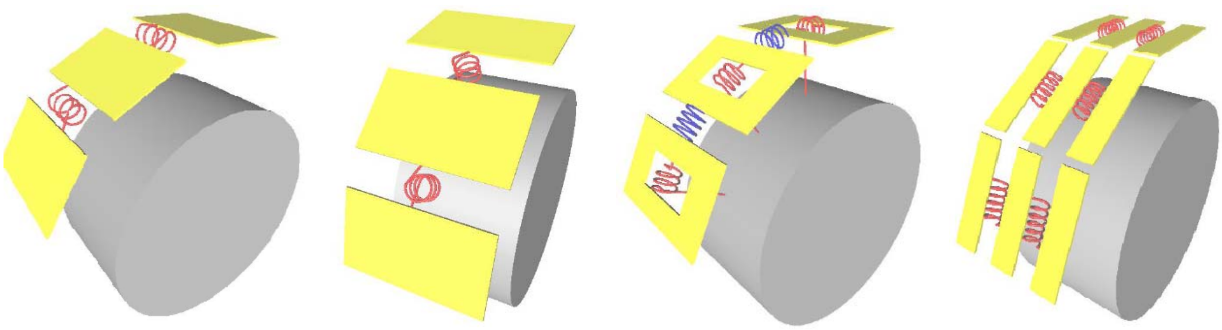


Abbildung 4.3: Darstellung der Gürtelssteifigkeiten von FTire (vlnr.: belt_in_plane_bend_stiffn, belt_out_of_plane_bend_stiffn, belt_torsion_stiffn/ belt_twist_stiffn, belt_lat_bend_stiffn) [Gip08a, S.27ff]

Somit können sowohl quasistatische Einbettungseffekte wie Bordsteinkanten oder Einzelhindernisse (siehe Abbildung 4.6) als auch hochfrequente elastische Gürtelschwingungen (Abbildung 4.4) durch Fahrbahnanregung abgebildet werden. Auch eine reale Bodendruckverteilung wird mit 20 bis 100 lokalen Kontakt- und Reibungselementen pro Gürtelelement berücksichtigt, was das Modellverhalten speziell bei großen Schräglauf- und Sturzwinkeln verbessert.

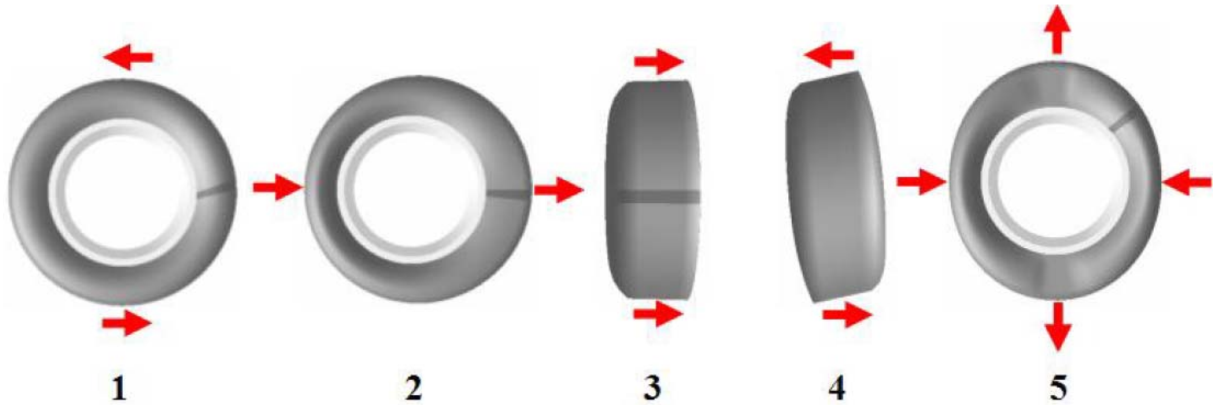


Abbildung 4.4: Die Gürteleigenfrequenzen des unbelasteten Reifens [GIP08A, S.26]

Der lokale Reibkontakt wird über ein Gleitgeschwindigkeits-Flächenpressungs-Kennfeld mit vier mal drei Stützstellen parametrisiert. Darüber hinaus sind die Steifigkeiten und Dämpfungen in den gezeigten Ebenen meist hochgradig nichtlinear modelliert (Abbildung 4.5). Dies gilt sowohl für radiale als auch laterale, longitudinale und torsionale Koppelkräfte zwischen Felge und Gürtelelementen.

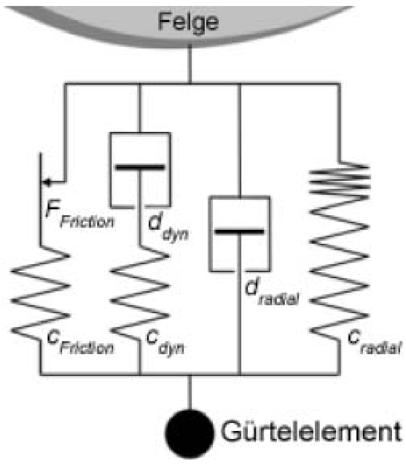


Abbildung 4.5: Nichtlineare radiale Koppelkräfte zwischen Gürtel und Felge in FTire [GIP08B, F.13]

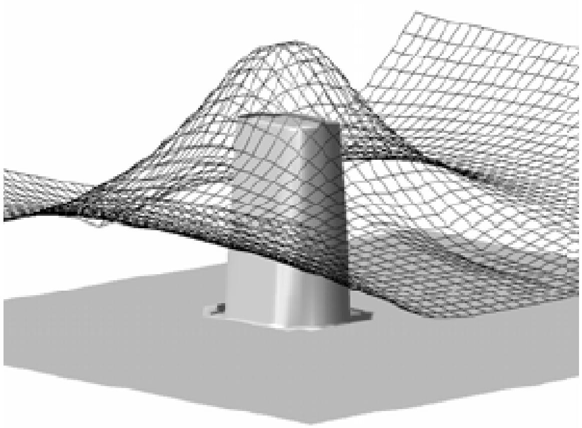


Abbildung 4.6: Einbettung eines Einzelhindernisses in den Gürtel eines FTire-Modells [GIP06, S.9]

Die wesentlichen Modelleigenschaften sind [GIP08A, S.5]:

- Einfache Implementierung in die meisten Mehrkörpersimulationsprogramme
- Vollständig nichtlinear
- Gültig bis ca. 120 Hz
- Gültig für Hinderniswellenlängen bis zur Hälfte der Kontaktflächenlänge
- Physikalisches Modell in Reifenmitten- und Querrichtung sowie die Momente
- Hohe Genauigkeit bei Überfahrt von Einzelhindernissen

Der physikalische Modellansatz kann allerdings nicht über direkte Bestimmung der Steifigkeiten für den jeweiligen Reifen parametrisiert werden. So werden wesentliche Steifigkeiten, wie die *in-plane-bending-stiffness* und die *out-of-plane-bending-stiffness,* nicht messtechnisch ermittelt, da das Zerlegen der Reifenstruktur sowie das anschließende Vermessen der Reifenelemente unter den realen Einsatzbedingungen eines Reifens nicht möglich ist. Auch eine Validierung des physikalischen Modellansatzes ist daher unmöglich.

Folglich muss die Parametrisierung von FTire-Datensätzen anhand von manuell-iterativen (FTire/fit) oder teilautomatisierten Routinen durchgeführt werden. Dazu stehen weitere Parameter, wie die Gürteleigenfrequenzen des belasteten und rotierenden Reifens *f1 bis f6*, die Lateralsteifigkeit *tire_lat_stiffn*, Schräglaufsteifigkeit *cornering_stiffness* und die prozentuale Abnahme der Vertikalsteifigkeit beim Aufsetzen auf eine Schlagleiste quer zur Reifenmittenebene *Fz_decr_trans_cleat* zur Verfügung. Direkte Abhängigkeiten einzelner Reifenkennlinien, wie z.B. Lateralsteifigkeit und Schräglaufsteifigkeit, von Radlast und Sturz müssen über mechanische Modelleigenschaften parametriert werden. Einzig der Fülldruck wird direkt berücksichtigt, indem zwei komplette Reifenmodelldatensätze durch Messungen bei zwei Fülldrücken für einen Reifenmodelldatensatz parametrisiert werden. Somit ist das Modell formell in der Lage, das Reifenverhalten bei beliebigen Fülldrücken durch Inter- und Extrapolation einer Vielzahl von Einzelparametern zu berechnen.

Im Jahr 2004 wurde FTire 1.0 in Zusammenarbeit mit MSC.ADAMS 2005 veröffentlicht [GIP10]. Die folgenden ersten Verbesserungen befassen sich mit Vereinfachungen der Anwendung, grafischen Darstellungen, Ausgaben und numerischer Stabilität. Es entstehen neue Werkzeuge wie FTire/tools, FTire/fit, FTire/link zum Arbeiten mit FTire. Vor allem die mögliche Reifenanimation stellt bereits in der frühen Phase ein Alleinstellungsmerkmal dar. Immer neue Teilmodelle erweitern das Anwendungsspekturm: Verschleißmodell, Temperaturmodell, Ausgabe des Reifengebirges, Unterstützung dreidimensionaler Straßen sowie nachgiebigem Untergrund. Es werden in ca. ein- bis fünfmonatigem Rhythmus neue Modellversionen bereitgestellt. Auch weiterhin entstehen neue Modellteile, Kopplungen und Nichtlinearitäten sowie die Anbindung zu OpenCRG-Straßen. In jüngster Vergangenheit hat vor allem die Verkürzung der Rechenzeiten, z.B. durch Mehrfachkernunterstützung, oberste Priorität, um FTire in Zukunft echtzeitfähig zu machen.

4.4 Tyre Model Easy: TM-Easy

Das semiphysikalische Reifenmodell TM-Easy aus dem Jahre 2002 basiert im Wesentlichen auf den Ansätzen von HIRSCHBERG [HIR02] und RILL [RIL07A] (vgl. Kap. 3.4). Die Entwicklung zielt auf einfache und echtzeitfähige aber dennoch exakte Reifenmodellierung mit wenigen Parametern ab. Darum hat das Modell seinen Ursprung in Programmen wie Tesis/veDYNA und Modellica [BEC03]. Es wird ein ausreichend ebener Untergrund in Bezug zur Latschlänge vorausgesetzt, aus welchem über vier Punkte ein Flächennormalenvektor bestimmt wird. Dieser und die Rotationsache des Rades definieren das Bezugskoordinatensystem für Längs-, Quer-, Vertikalkraft, Sturz und Schräglauf. Der statische Anteil der Reifenvertikalkraft wird über diskrete Datenpunkte und deren Interpolation abgebildet und außerdem durch eine geschwindigkeitsproportionale, dynamische Komponente ergänzt. Längs- und Querkraft sind Funktionen des Längs- bzw. Querschlupfes, $F_i = f(s_i), i..\{x, y\}$. Somit kann durch die Kombination zu einem generalisierten Schlupf eine generalisierte Reifenkontaktkraft bestimmt werden. Im Umkehrschluss entstehen Längs- und Querkraft in Gleichung (4.11) aus der resultierenden Seitenkraft in Gleichung (4.12) [HIR09, S.8/10]:

$$F_x = F \cdot \frac{s_x^N}{s} \quad und \quad F_y = F \cdot \frac{s_y^N}{s} \tag{4.11}$$

$$\left(d_x\, r_D |\Omega|\, s_x + \frac{F}{s}\right) \cdot \dot{x}_e = -\frac{F}{s}(v_x - r_D\Omega) - c_x\, x_e\, r_D |\Omega|\, \hat{s}_x \tag{4.12}$$

Eine Schematische Darstellung dieser Zusammenhänge ist in Abbildung 4.7 dargestellt. RILL [RIL07A, Kap. 3.3] beschreibt weiterhin die Modellierung der Rückstellmomentenkennlinie beim Lenken im Stand (siehe Abbildung 4.8).

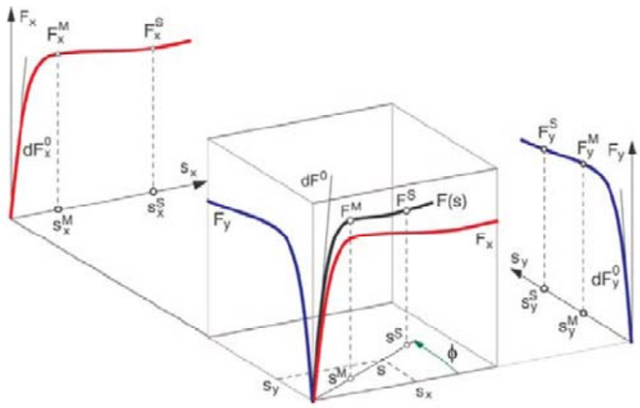


Abbildung 4.7: Modellierung der quasistatischen Reifenkennlinien in TM-Easy [HIR09, S.8]

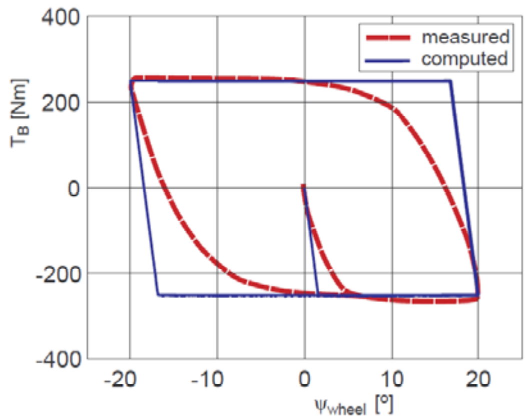


Abbildung 4.8: Reifenrückstellmoment von TM-Easy beim Lenken im Stand [RIL07A, S.9]

BECKMAN ET AL. [BEC03] stellt das TM-Easy-Reifenmodell vor und verweist dabei auf drei charakteristische Parameter zur Beschreibung der quasistatischen Reifenschlupfkennlinie:

1. Schlupfsteifigkeit, Schräglaufsteifigkeit $c_s = \left.\frac{\partial F}{\partial s}\right|_{s=0}$ DFY0_i
2. Position und Höhe des Maximums $F_{max} = F(s_{max})$ SYMAX_i, FYMAX_i
3. Position und Höhe der Kräfte im Gleitbereich $F_{slide} = F(s_{slide})$ SYSLD_i, FYSLD_i

Dabei beschreibt $i = 1$ die nominelle Radlast und $i = 2$ die doppelte nominelle Radlast. Sturzeinfluss, Rollwiderstand, Sturz- und Rückstellmoment werden über die geometrischen Verhältnisse berücksichtigt. Im Gegensatz zur Magic Formula werden jedoch die dynamischen Effekte über ein Feder-Dämpfer-Filter modelliert. Das transiente Reifenseitenkraftverhalten ist gemäß des Ansatzes nach RILL in Kap. 3.4 implementiert.

4.5 Handlungsempfehlungen für die Auswahl von Reifenmodellen

Es konnte gezeigt werden, dass eine große Vielzahl von Reifenmodellansätzen dokumentiert sind. Es ist praktisch jeder mögliche Modellansatz bereits mehrfach realisiert und analysiert worden. Demgegenüber ist die Umsetzung und Implementierung in Softwareprodukte oft mit numerischen Problemen verbunden, da beispielsweise Schlupfdefinitionen im Stillstand versagen, Anfangswerte nur schwierig zwischen MKS- und Reifenmodell ausgetauscht werden können und die Zahl der Belastungsgrößen sehr groß ist. Erst robuste Modelle werden im Entwicklungsprozess von Fahrzeugen eingesetzt. Weiterhin setzen sich Reifenmodelle nur durch, wenn dem Anwender Mess- und Parametrisierungswerkzeuge zur Verfügung stehen. Letztendlich muss ein modernes Reifenmodell in der Lage sein, alle oder möglichst viele Fahrmanöver mit einem Datensatz simulieren zu können, was aufgrund der beschriebenen Randbedingungsvielfalt eine enorme Herausforderung darstellt.
Diese Tatsachen führen zu der Erkenntnis, dass die Neuentwicklung von Reifenmodellen für die in dieser Arbeit untersuchten Anwendungen nicht zielführend ist. Es werden vielmehr Werkzeuge und Methoden zur genauen und automatischen Parameteridentifikation bestehender Reifenmodelle entwickelt (Kap. 6), da diese in bisherigen Arbeiten zu wenig beleuchtet werden. Zur Anwendung kommen die am meisten verbreiteten Reifenmodelle MF-Tyre, FTire und TM-Easy, die teilweise auf verschiedene Anwendungsgebiete optimiert sind. Speziell dem Reifenmodell FTire wird dabei durch dessen physikalischen Ansatz ein großes Potenzial bei der Beschreibung des Reifenverhaltens unter Extrembelastungen zugesprochen. Weiterer Untersuchungsschwerpunkt ist die umfassende Bereitstellung von Reifendaten für die Parametrisierung (Kap. 5).

5 Messungen am Reifenprüfstand

In diesem Kapitel werden neu entwickelte Reifenmessverfahren vorgestellt und ausgewertet, die schnell und kostengünstig sind und die anschließende Reifenmodellparametrisierung vereinfachen sollen. Die fundamentalen Einflussfaktoren stellen Radlast und Fülldruck dar, da sich beide im Betrieb stark ändern. Weiterhin werden die Einflüsse der Randbedingungen auf die Reifenkenngrößen möglichst vollständig zusammengestellt, um den Parameterraum der Reifenmodelle minimieren zu können. Oftmals stehen im Entwicklungsprozess nicht rechtzeitig Reifenmessdaten zur Verfügung. Daher soll mit den Einflussparametertabellen eine Methode zum qualifizierten Schätzen von Reifenkenndaten vorgestellt werden.

Jedem Anwender von Reifenmodellen muss klar sein, dass die zugrunde liegenden Messdaten systembedingt signifikanten Streuungen unterliegen. Valide Reifenmessungen zu bekommen ist eine der größten Herausforderungen in der Reifensimulation [HIR09, S.1], [BES00, S.127]. Transiente Reifenmessungen sind komplex und teuer, da nur wenige Prüfstände existieren, die diese durchführen können [HEY94, S.253]. Vergleichsstudien zeigen, dass die Unterschiede von Schräglaufsteifigkeitsmessungen auf verschiedenen Prüfständen über 30 % betragen können [KLA99, ZAM95]. Die Messung auf Außentrommelprüfständen bedeuten in Bezug zu ebenen Oberflächen kürzere Kontaktlängen, niedrigere Schräglaufsteifigkeit und deutlich niedrigere Rückstellmomentensteifigkeiten [BES00, S.106ff]. Daher wurde ein Großteil der folgenden Messungen auf einem Flachbahnprüfstand durchgeführt. Reproduzierbarkeiten von Schräglaufsteifigkeitsmessungen auf modernen Flachbahnprüfständen werden von einigen erfahrenen Prüfstandsingenieuren mit 1 % von anderen mit 3 bis 6 % bezeichnet. Schwankungen der übertragbaren Seitenkraft bzw. lateralen Reibbeiwertes werden mit bis zu 10 % beziffert. Kombiniertes Längsschlupf-Schräglaufverhalten unterliegt durch die hohe Verschleiß- und Temperaturbelastung noch signifikanteren Streuungen. Die Reifenmessdaten werden im TYDEX-Format abgelegt [UNR97].

5.1 Signalverarbeitung von Reifenmessdaten

Reifenmessdaten unterliegen neben dem normalen Signalrauschen einer großen Zahl störender äußerer Einflusse wie Ungleichförmigkeiten aus dem Unterbau und den Profilstollen, Unebenheiten des Untergrundes sowie Reifen- und Prüfstandsschwingungen. Abbildung 5.1 zeigt Rohdaten einer typischen Schräglaufkennlinie und eines Schräglaufwinkelsprungs. Zur Bestimmung charakteristischer Kennwerte werden Verfahren der linearen Regression und Mittelung sowie geeignete Filter verwendet. Deren Anwendung muss allerdings sorgfältig erfolgen. Alle Filter führen zu einem endlichen Phasenverzug. Dies gilt vor allem für Onlinefilter, da diese kausal sein müssen. Es sollten allerdings Offlinefilter mit Phasenkorrektur zum Einsatz kommen, um keine Signalverschiebungen zwischen Kanälen zu verursachen.

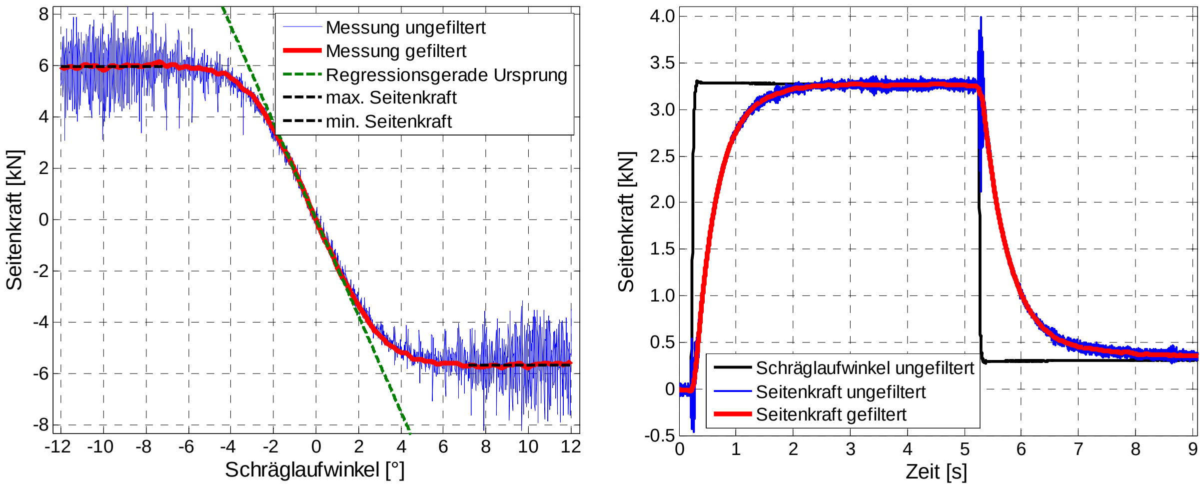


Abbildung 5.1: Signalverarbeitung Reifenmessdaten; Schräglaufkennlinie (li); Schräglaufwinkelsprung (re)

Dazu bieten sich FIR-Filter mit hoher Ordnung an. Diese sind stabil und haben einen linearen Phasenverzug. Bekanntester Vertreter ist der Gleitende-Mittelwert-Filter (moving average), welcher jedoch kein geeignetes Frequenzverhalten zeigt, da das Stoppband eine zu geringe Signalschwächung aufweist. Tiefpassfilter mit schärferer Grenzfrequenz bieten das Equiripple-Verfahren von PARKS/MCCLELLAN sowie das Fensterverfahren. Vor allem für die Aufbereitung transienter Signale ist außerdem die Wahl der Grenzfrequenz entscheidend. Wird diese zu niedrig gewählt, dann verschmiert das Signal und der physikalisch auftretende Effekt wird verzerrt.

5.2 Neue Reifenmessprozeduren

Es gibt eine Reihe von bekannten Reifenmessprozeduren, die teilweise genormt sind, um reproduzierbare Ergebnisse zu erhalten (siehe Kap. 1.1.4). Diese Standardverfahren erweisen sich jedoch als ungenügend für den in dieser Arbeit beschriebenen Anwendungsbereich transienter und extremer Fahrmanöver. Daher werden an dieser Stelle zwei neue Reifenmessprozeduren vorgestellt. Oberste Priorität haben dabei eine kurze Messdauer, geringer Verschleiß, geringe Erwärmung und Eliminierung äußerer Einflüsse.

5.2.1 Messverfahren Schräglaufwinkelsprung

Der Schräglaufwinkelsprung stellt eine sehr realistische Reifenbelastungssituation dar, da gerade bei kritischen Fahrsituationen ein ruckartiges Anreißen der Lenkung erfolgt und dieser damit für die Auslegung der Fahrsicherheit von Fahrzeugen entscheidende Bedeutung hat. Für die Messung wird bei konstanter Radlast, konstantem Fülldruck, konstantem Sturz und konstanter Geschwindigkeit ein Schräglaufwinkelsprung vorgegeben. Durch die Trägheit des Systems, die maximale hydraulische Kraft und die entgegenwirkende Reifenkraft stellt sich ein endlicher Anstieg von ca. 30..60 °/s ein, wodurch sich Schräglaufwinkelrampen mit stationärem Endwert ergeben.

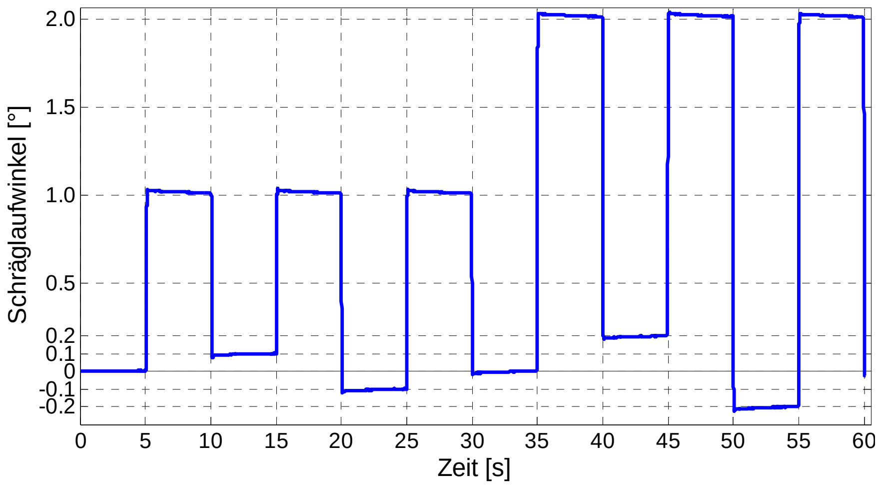


Abbildung 5.2: Gemessener Zeitverlauf einer Schräglaufwinkel-sprungmessung am Reifenprüfstand; F_z = konst.

Um den Einfluss der Vorspur untersuchen zu können, werden die Anfangsschräglaufwinkelsprünge jeweils in drei Stufen variiert (siehe Abbildung 5.2). Die Wahl der Vorspurwinkel fällt auf ±0,1° (±6') bzw. ±0,2° (±12'), um einen möglichst breiten Parameterbereich untersuchen zu können. Die Endschräglaufwinkel werden auf 1° bzw. 2° festgelegt, da sich diese noch im linearen Bereich der Seitenkraftkennlinie befinden und es sich um typische Schräglaufwinkel für transiente Manöver handelt. Das in Kapitel 5.7.3 beschriebene Verfahren lässt es ferner zu, diese verschiedenen Sprünge mit einer ausreichenden Genauigkeit auszuwerten, um die sich ergebenden Relaxationsparameter vergleichen zu können. Weiterhin ist es in den stationären Bereichen möglich, die Schräglaufsteifigkeit des Reifens sehr exakt zu bestimmen.

5.2.2 Messverfahren Radlastsprung

In der Literatur wird angegeben, dass auch bei schneller Radlaständerung und konstantem Schräglaufwinkel ein Übergangsverhalten der Seitenkraft beobachtet werden kann (Kap. 3 und Abbildung 3.11). Zum Nachweis dieses Verhaltens, wurde eine neue Messprozedur entwickelt, bei der ein konstanter Schräglaufwinkel eingestellt und während der Messung konstant gehalten wird. Im Anschluss wird bei konstanter Fahrgeschwindigkeit die Radlast (sprunghaft) in Stufen bis zu einer maximalen Radlast verstellt. Zugehörige Einstellwerte können beispielsweise aus der Simulation von Extremmanövern abgeleitet werden oder als standardisierte Maximalbelastung angenommen werden. Da sich bei Simulationen von Extremmanövern bereits kurzzeitige Einzelradlasten von 11 kN ergeben haben, wird diese als obere Schwelle angenommen. Eine Erweiterung bis 13 kN ist ebenfalls denkbar. Die Zwischenstufen können beliebig gesetzt werden, d.h. beispielsweise 2 kN Schritte von 1 kN bis 11 kN. Als stationärer Schräglaufwinkel bietet sich ±1° (linearer Bereich) bzw. ±6…10° (nichtlinearer Bereich) an.

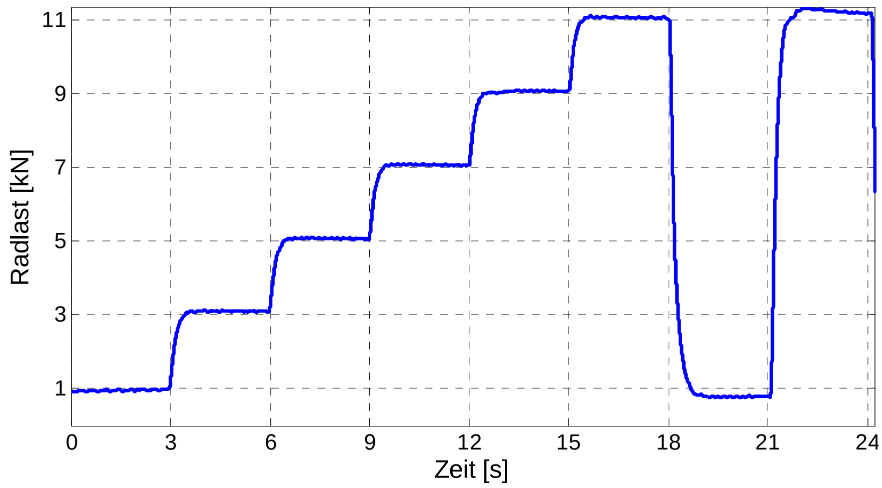


Abbildung 5.3: Gemessener Zeitverlauf einer Radlastsprungmessung am Reifenprüfstand; α = konst.

Abbildung 5.3 zeigt den gemessenen Radlastverlauf eines Reifens. Der Gradient der Radlastrampe wird dabei von der bewegten Masse am Prüfstand, der maximalen hydraulischen Prüfkraft und der entgegenwirkenden Reifenvertikalkraft (Vertikalsteifigkeit) bestimmt. Im Wesentlichen kann aus dieser einfachen Messung sowohl das transiente als auch das quasistationäre Reifenverhalten als Funktion der Radlast bestimmt werden. Die Bestimmung des Einlaufverhaltens muss jedoch bei sehr niedrigen Geschwindigkeiten (5 km/h) erfolgen, da die Radlastverstellung im Allgemeinen langsamer verläuft, als die Schräglaufwinkelverstellung. Größtes Potential bietet dieses Messverfahren jedoch dadurch, dass die Schräglaufsteifigkeits- und Reibbeiwertkennlinien bis zu hohen Radlasten in wenigen Sekunden verschleißarm messbar sind. Dabei erfolgt die Bestimmung jeweils in einem kurzen stationären Bereich, indem die konstante Seitenkraft durch den konstanten Schräglaufwinkel bzw. die konstante Radlast geteilt wird. So werden auch Streufaktoren durch Mittelung eliminiert.

5.3 Statische Reifensteifigkeiten

Da der Reifen ein Übertragungsverhalten in mehreren Raumrichtungen realisieren muss, werden im Folgenden die drei elementaren statischen Steifigkeitskennlinien, d.h. longitudinale, laterale und vertikale Steifigkeit betrachtet. Für die Bestimmung der Longitudinal-, Lateral- und Torsionssteifigkeit werden Schwellenwerte der erreichten Kraft definiert. Zwischen Null und dieser Schwelle erfolgt die Bestimmung der Steifigkeit durch lineare Regression. Um das statische Verhalten von Reifen einschätzen zu können, bietet sich ein Vergleich der statischen Kennwerte in verschiedenen Koordinatenrichtungen an. Die in Abbildung 5.4 dargestellten Kennlinien zeigen die geringe Abhängigkeit der statischen Steifigkeitskennlinien von der Radlast. Weiterhin ist festzuhalten, dass die Lateralsteifigkeit ca. 50 % kleiner als die Longitudinalsteifigkeit ist. Erst ab ca. 50 % des Endwertes weichen die Kurven sichtbar voneinander ab. Die Vertikalsteifigkeit liegt betragsmäßig zwischen Longitudinal- und Lateralsteifigkeit.

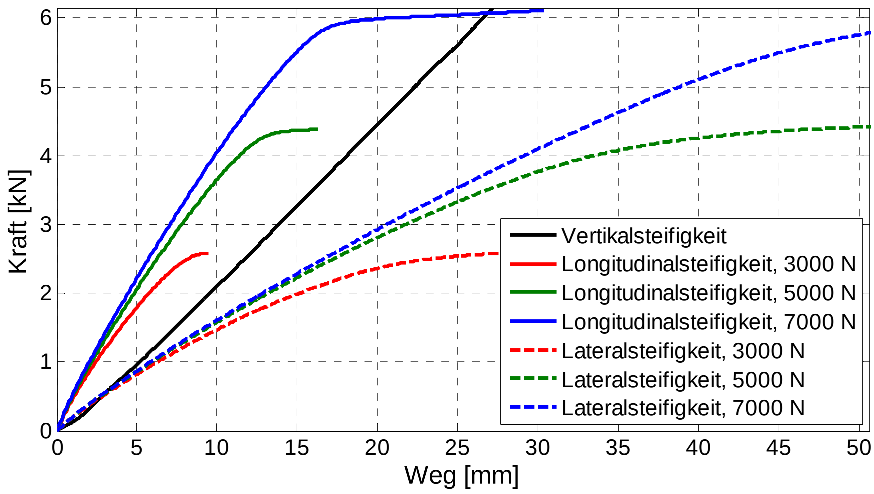


Abbildung 5.4: Vergleich der Longitudinal-, Lateral- und Vertikalsteifigkeit eines Reifens

Der Vergleich zwischen Longitudinal- und Lateralkennlinie zeigt, dass in beiden Richtungen etwa die gleichen übertragbaren Kräfte erreicht werden. Dies liegt im nahezu richtungsunabhängigen Gleitreibungskoeffizienten bei gleicher Bodendruckverteilung und quasistatischer Verformung begründet.

5.3.1 Longitudinalsteifigkeit

Die Longitudinalsteifigkeit eines Reifens wird bestimmt, indem der gebremste Reifen unter definierten Randbedingungen mit konstanter Radlast auf eine ebene Platte mit realistischem Reibbeiwert gepresst wird. Daraufhin wird die Platte in Reifenlängsrichtung quasistatisch verschoben und Plattenweg sowie Reifenlängskraft gemessen. Die Longitudinalsteifigkeit muss als Indikator der Torsionsfedersteifigkeit um die Raddrehachse bezeichnet werden, enthält jedoch auch Anteile der Translationsfeder der Kopplung zwischen Felge und Gürtel. Zusätzlich beinhaltet der Wert die Reifenprofilsteifigkeit in Längsrichtung. Diese ist jedoch bei modernen Reifen durch ausgeprägte Längsprofilrillen sehr hoch.

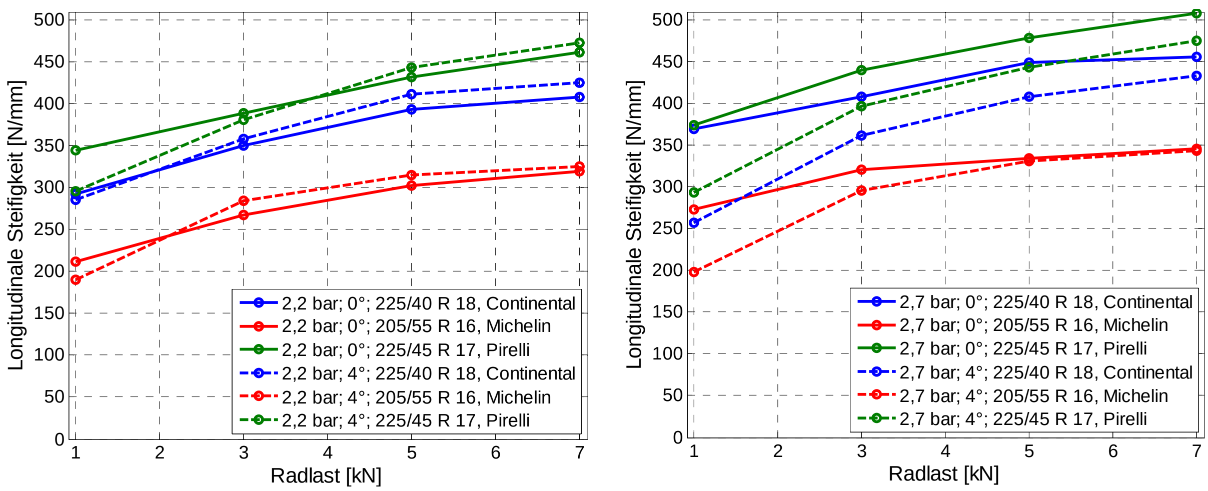


Abbildung 5.5: Longitudinalsteifigkeiten für Reifen gleicher Außendurchmesser; vier Radlasten; zwei Sturzwinkel; 2,2 bar (li) und 2,7 bar (re)

Abbildung 5.5 zeigt gemessene Longitudinalsteifigkeiten von drei Reifen gleicher Außendurchmesser für Fahrzeuge der unteren Mittelklasse. Es wird deutlich, dass sich die Longitudinalsteifigkeit zwischen 3000 und 7000 N im Schnitt um 10 bis 20 % erhöht und damit nur schwach von der Radlast abhängt. Der von 2,2 auf 2,7 bar erhöhte Fülldruck führt ebenfalls zu einer ca. zehnprozentigen Steifigkeitserhöhung.
Als Diffizil stellt sich hingegen der Einfluss des Sturzes dar. Bei niedrigem Fülldruck führen 4° Sturz zu einer leichten Erhöhung (5 %) der Steifigkeit, wohingegen bei dem höheren Fülldruck ein Abfall der Longitudinalsteifigkeit unter Sturz zu verzeichnen ist. Gründe hierfür müssen in der veränderten Seitenwandgeometrie gesucht werden, die bei höherem Fülldruck stärker vorgespannt ist. Dadurch wird der Reifen stärker aufkanten und eine deutlich kleinere Latschfläche ausbilden. Eine Zusammenfassung der Einflussgrößen ist in Kapitel 5.3.4 zu finden.

5.3.2 Lateralsteifigkeit

Die Lateralsteifigkeit eines Reifens beeinflusst ebenfalls dessen transientes Verhalten (vgl. Kap. 3). Sie wird bestimmt, indem der Reifen unter definierten Randbedingungen mit konstanter Radlast auf eine ebene Platte mit realistischem Reibwert gepresst wird. Im Anschluss wird die Platte in Reifenquerrichtung quasistatisch verschoben und Plattenweg sowie Reifenseitenkraft gemessen. Durch diese Messprozedur ergibt sich ein Steifigkeitswert, der auch Anteile der Verdrehung um die x-Achse des Reifengürtels gegenüber der Felge beinhaltet. Das Diagramm (Abbildung 5.6) zeigt keine nennenswerte Abhängigkeit der Lateralsteifigkeit von der Radlast, was bei der nicht unerheblichen Verformung der Seitenwand überrascht. Auch der auf 4° veränderte Sturzwinkel zeigt vor allem bei hohen Fülldrucken einen marginalen Einfluss. Die Erhöhung des Reifeninnendrucks um 0,5 bar führt hingegen zu einer ca. 15-prozentigen Erhöhung der Lateralsteifigkeit.

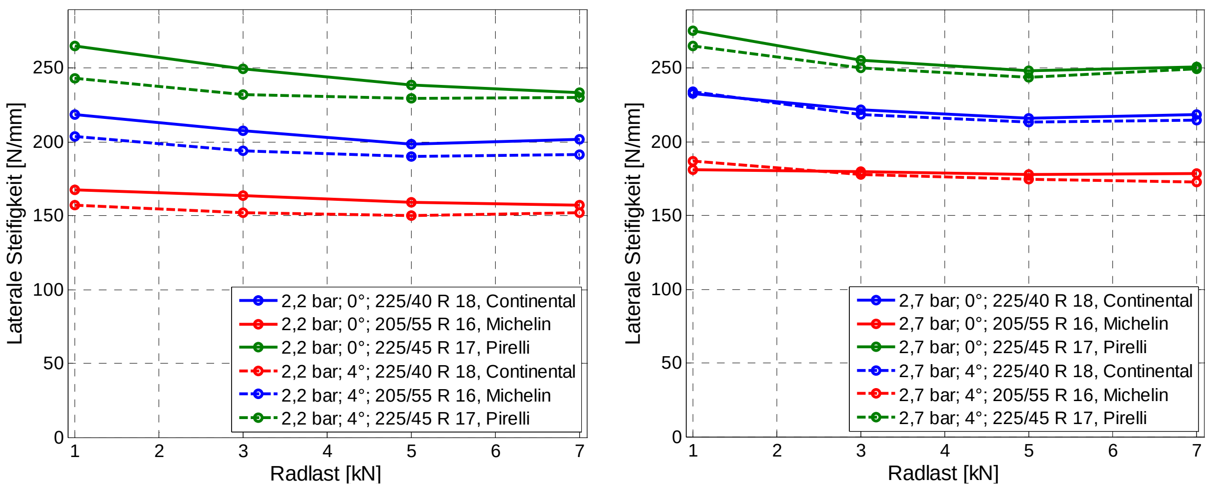


Abbildung 5.6: Lateralsteifigkeit für Reifen gleicher Außendurchmesser; vier Radlasten; zwei Sturzwinkel; 2,2 bar (li) und 2,7 bar (re)

Reifenbauart und Reifenflankenhöhe beeinflussen demnach die Lateralsteifigkeit am stärksten. Dennoch zeigt der Reifen mit der geringsten Flankenhöhe nicht die höchste Lateralsteifigkeit, was den Einfluss der Reifenkonstruktion bzw. des Unterbaus als dominanten Einflussfaktor hervorhebt. Es sind folglich die Profilgestaltung und die Biegesteifigkeit des Übergangs aus Reifengürtel und -seitenwand, welche dominante Auswirkungen auf die Lateralsteifigkeit haben. Der Einfluss der Reifenbreite rückt bei dieser Versuchsanordnung eher in den Hintergrund. Eine Zusammenfassung der Einflussgrößen ist in Kapitel 5.3.4 zu finden.

5.3.3 Vertikalsteifigkeit

Die Vertikalsteifigkeit eines Reifens bestimmt unter anderem den Abrollkomfort von Kraftfahrzeugen. Für die in der vorliegenden Arbeit untersuchten Extremmanövern ist diese Reifeneigenschaft durch die sehr hohen Radlasten elementar. Die Vertikalsteifigkeit konventioneller Reifen wird im Wesentlichen vom Fülldruck bestimmt. Holtschulze [Hol06, S.25] gibt an, dass die Seitenwandsteifigkeit weniger als 8 % der Vertikalsteifigkeit eines Reifens mit Normdruck 2,4 bar ausmacht. Messungen zeigen, dass die quasistatische Vertikalsteifigkeit auch mit der Fahrgeschwindigkeit von bis zu 200 km/h nur wenige Prozent zunimmt. Alle wesentlichen Einflussfaktoren auf die Vertikalsteifigkeit von Reifen hat Hilscher [Hil09, Kap.5] zusammengefasst.

5.3.4 Einflussparameter auf die statischen Reifensteifigkeiten

Die Übersicht in Tabelle 5.1 stellt typische Einflussfaktoren auf die statischen Reifensteifigkeiten gegenüber. Die in Klammern angegebenen Werte sollen die Einflüsse quantifizieren, jedoch als grobe lineare Schätzungen angesehen werden.

Tabelle 5.1: Einflussparameter auf die statischen Reifensteifigkeiten

Parameter	Längssteifigkeit	Lateralsteifigkeit	Vertikalsteifigkeit
Radlast ⇧	c_x ⬀ (3-7 % pro 1000 N)	c_y ⇨ (Streuung < 5 %)	Kennlinie nahezu linear (leicht progressiv)
Fülldruck ⇧	c_x ⬀ (ca. 1-2 % pro 0,1 bar)	c_y ⇧ (ca. 4-5 % pro 0,1 bar)	c_z ⇧ (ca. 1-5 % pro 0,1 bar)
Sturz ⇧	c_x ⇳ (-3 % bis +0,5 % pro 1°)	c_y ⬂ (ca. 1 % pro 1°)	c_z (ca. 1 % pro 1°)
Flankenhöhe ⇧	c_x ⇳ (variiert abhängig von der Reifenbauart)	c_y ⇳ (variiert abhängig von der Reifenbauart)	c_z ⬂ (Tendenzieller Abfall)

Die Übersicht soll den Einfluss wesentlicher Randparameter auf die Steifigkeiten darstellen, um Entwicklern auch ohne Messung des Reifens bei konkreten Randbedingungen einen guten Schätzwert zu liefern. Beachtlich ist, dass bei Reifen mit gleichem Außendurchmessen eine Verringerung der Flankenhöhe nicht zwangsläufig zu einer Versteifung in Längs-, Quer- oder Vertikalrichtung führt.

5.4 Reifenverhalten beim Lenken im Stand

Zur Messung des Reifenverhaltens beim Lenken im Stand wird dieser auf eine Platte mit definierten Reibbedingungen gepresst und anschließend quasistatisch um die Hochachse gedreht. Als Reaktion auf die Verdrehung entsteht ein Reifenrückstell- bzw. Bohrmoment, welches aus dem Ursprung linear ansteigt solange die Bodenkontaktelemente haften (siehe Abbildung 5.7). Somit beschreibt dieser Anfangsanstieg die Steifigkeit einer Reifenkonstruktion gegen Verdrehung um die Hochachse, das heißt die Torsionssteifigkeit.

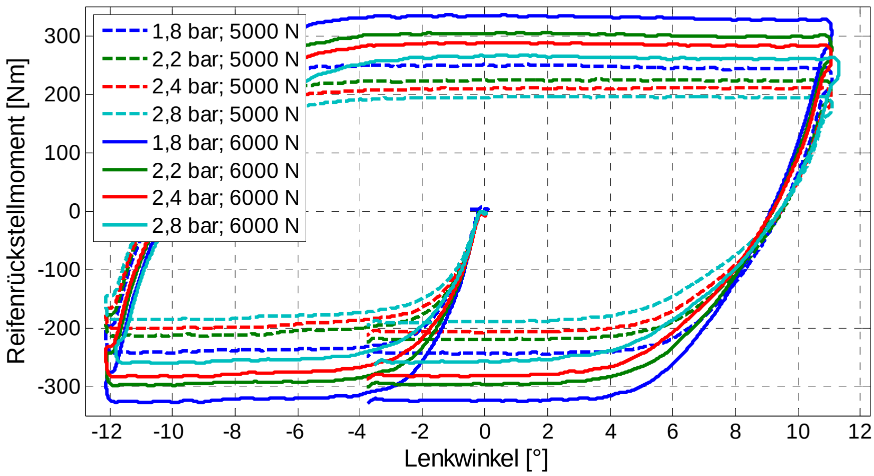


Abbildung 5.7: Kennlinien des Bohrmoments eines Reifens; versch. Fülldrücke und Radlasten

Ab einem bestimmten Rückstellmoment beginnen einige Elemente im Latsch zu gleiten, was zu einem Abfall des Anstieges führt. Wird der Reifen weiter gedreht, so gleitet die gesamte Aufstandsfläche und das Reifenrückstellmoment erreicht ein Maximum, welches in Folge konstant bleibt.

5.4.1 Torsionssteifigkeit

Die Torsionssteifigkeit gibt an, wie viel Rückstellmoment ein Reifen im Stand bei Auslenkung um den Lenkwinkel δ aus dem Ursprung heraus aufbaut. Durch die Definition einer Schwelle wird der Endpunkt der Regressionsgraden festgelegt, deren Anstieg der Torsionssteifigkeit entspricht. Tabelle 5.2 stellt eine Übersicht markanter Reifenparameter und deren Einflüsse auf die Torsionssteifigkeit beim Lenken im Stand dar.

5.4.2 Maximales Reifenrückstellmoment beim Lenken im Stand

Das maximale Rückstellmoment $M_{z,max}$ ist entscheidend für das Reifenverhalten beim Lenken eines Fahrzeugs im Stand, da der Reifen bereits ab ca. 3° Lenkwinkel (ca. 30-50° Lenkradwinkel) in die quasistationäre Gleitphase übergeht. Das maximale Rückstellmoment hängt von verschiedenen Randparametern wie Fülldruck, Radlast und Reifendimension ab (siehe Tabelle 5.2). Abbildung 5.8 zeigt das deutliche quasilineare Ansteigen des max. Bohrmoments mit der Radlast, das heißt beginnend von ca. 200 Nm bei 4000 N werden 600 Nm bei 8000 N Radlast erreicht. Der Hauptgrund dafür ist, dass sich vergrößerte lokale Flächenpressungen ausbilden, die über das Reibgesetz zu größeren Tangentialkräften führen. Außerdem vergrößert sich die Aufstandsfläche, wodurch Kontaktelementarkräfte entstehen, die weiter vom Drehpunkt entfernt sind. Diese Kraft multipliziert mit dem großen Hebelarm ergibt ein vergrößertes Reifenrückstellmoment.

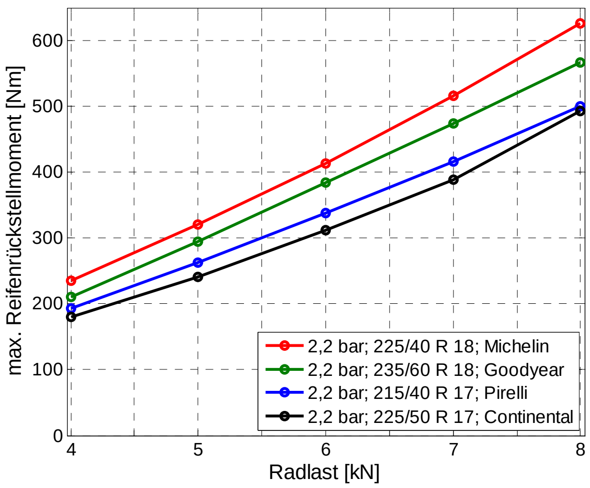


Abbildung 5.8: Abhängigkeit des max. Reifenrückstellmoments von der Radlast; 7 Reifen; 2,2 bar

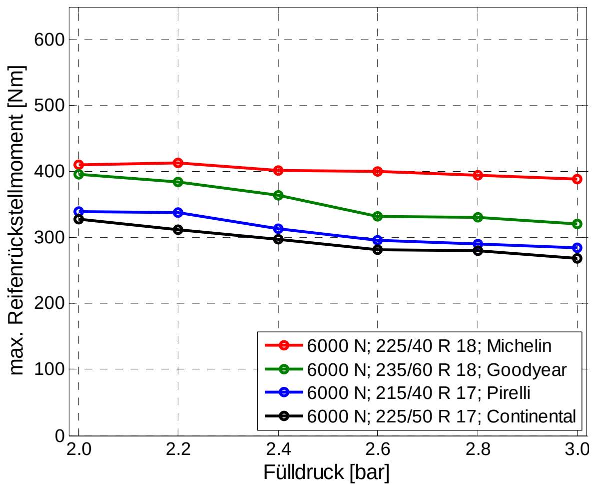


Abbildung 5.9: Abhängigkeit des max. Reifenrückstellmoments vom Fülldruck; 7 Reifen; 6000 N

Abbildung 5.9 zeigt den leichten Abfall des max. Reifenrückstellmoments mit steigendem Fülldruck, was durch die Verkleinerung der Aufstandsfläche hervorgerufen wird. Im Durchschnitt nimmt das maximale Rückstellmoment in dem gezeigten Bereich ca. 10 bis 20 % pro bar Fülldruckerhöhung ab. Weiterhin kann gezeigt werden, dass der Einfluss des Reifenherstellers, d.h. Profilgestaltung, Reifenunterbau und Gummimischung, bei gleicher Reifendimension sehr klein ist (< 8 %). Folglich reicht es in der Simulation aus, ein mittleres Reifenmodell pro Dimension für alle Auslegungsrechnungen zu nutzen.

5.4.3 Einflussparameter auf die Reifeneigenschaften beim Lenken im Stand

Zur übersichtlichen Darstellung des Einflusses der großen Vielzahl von Randparametern auf die Reifenkennlinie beim Lenken im Stand, werden diese in Tabelle 5.2 zusammengefasst. Das Reifenrückstellmoment aus der Bestimmung auf dem genormten Korundbelag muss vor der Fahrzeugsimulation auf den realen Reibbeiwert umgerechnet werden, da reale Untergründe im Normalfall einen geringeren Reibbeiwert aufweisen.

Tabelle 5.2: Einflussparameter auf das maximale Reifenrückstellmoment und die Torsionssteifigkeit von Reifen beim Lenken im Stand

Parameter	max. Reifenrückstellmoment	Torsionssteifigkeit
Radlast ⇧	$M_{z,max}$ ⇧	c_{tors} ⇧
Fülldruck ⇧	$M_{z,max}$ ⇩	c_{tors} ⇩
Reifenhersteller (Profil, Gummimischung, Unterbau …)	$M_{z,max}$ ⇨	c_{tors} ⇳
Reifenbreite ⇧	$M_{z,max}$ ⬀	c_{tors} ⇧
Querschnittsverhältnis ⇧	$M_{z,max}$ ⬂	c_{tors} ⇩
Verstellgeschwindigkeit ⇧	$M_{z,max}$ ⬀	c_{tors} ⬂

5.5 Schräglaufsteifigkeit

Die Schräglaufsteifigkeit c_α ist die entscheidende Reifenkenngröße für das Fahrverhalten bei transienten und extremen Fahrmanövern (siehe Kap. 2.4) und von einer Vielzahl von Parametern wie z.B. Fülldruck, Fahrgeschwindigkeit, Radlast, Sturz, Untergrundbeschaffenheit, Alterung und Verschleiß abhängig. Seitenkraftkennlinien werden ermittelt, indem die Seitenkraft eines Reifens auf einem Reifenprüfstand (Kapitel 2.2) unter quasistatischer Verstellung des Schräglaufwinkels bis ±12° (…±15°) gemessen wird. Dabei werden Geschwindigkeit, Radlast, Sturz und Fülldruck konstant gehalten. Die sich ergebende Abhängigkeit des Seitenkraftaufbaus von der Radlast ist in Abbildung 5.10 dargestellt. Es ist zu entnehmen, dass der Quotient aus maximaler Seitenkraft und nomineller Radlast etwa konstant bleibt.

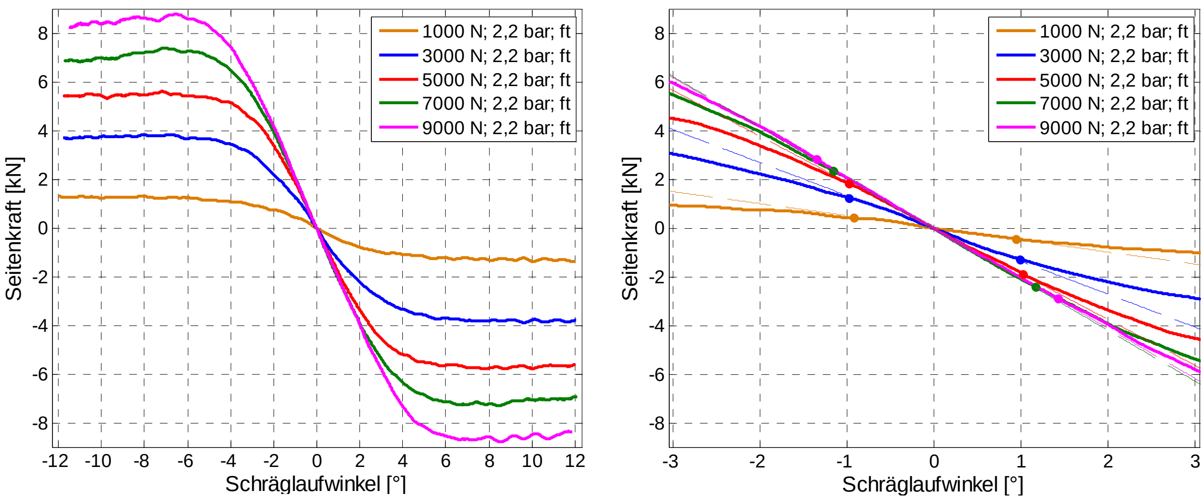


Abbildung 5.10: Seitenkraftkennlinien bei vier Radlasten ohne Sturz (li), Schräglaufsteifigkeit (re)

Die Schräglaufsteifigkeit gibt an, wie viel Seitenkraft ein Reifen aufbaut, wenn dieser in einem Winkel α schräg zur Reifenmittenebene abrollt. So erklärt sich auch das Standardverfahren zu deren Bestimmung, bei dem durch lineare Regression der Anstieg des linearen

Abschnitts der Schräglaufwinkelkennlinie ermittelt wird. Dieser Abschnitt wird häufig durch eine Seitenkraftschwelle von $\pm 1/3 \cdot (F_{y,max} - F_{y,min})/2$ definiert (siehe Abbildung 5.10, rechts). Es zeigt sich, dass die Schräglaufwinkel bei Erreichen dieser Schwelle variieren. In ähnlicher Weise kann eine konstante Seitenkraftschwelle definiert werden, welche bei 1°(…2°) liegen kann. Es existiert jedoch keine feste Definition dieser Schwelle, was das Verfahren störanfällig macht und die Vergleichbarkeit der Ergebnisse mindert. In der Abbildung ist erkennbar, dass die Schräglaufsteifigkeit bei kleinen Radlasten etwa linear ansteigt, jedoch bei sehr hohen Radlasten degressiv verläuft. In Abbildung 5.11 wird dies noch klarer ersichtlich. Die Darstellung lässt es zu, Vergleiche zwischen Reifen verschiedener Sturzwinkel und Fülldrücke übersichtlich wiederzugeben. Nominell ist die Schräglaufsteifigkeit negativ, wird aber aus Gründen der Übersichtlichkeit betragsmäßig dargestellt.

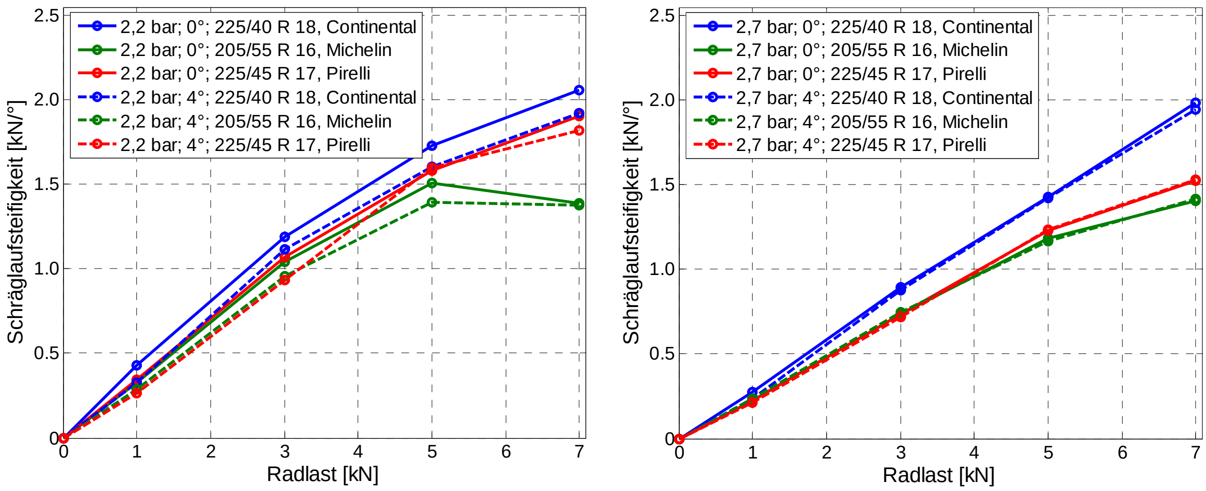


Abbildung 5.11: Schräglaufsteifigkeitskennlinen von Reifen gleicher Außendurchmesser; 2,2 bar (li) und 2,7 bar (re)

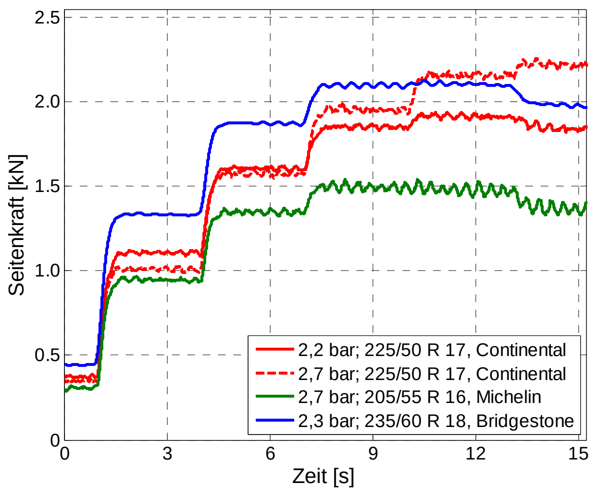
Eine Erhöhung des Fülldrucks führt bei niedrigen und mittleren Radlasten zu einer Absenkung der Schräglaufsteifigkeit. Dies kann im Wesentlichen auf die homogenere und größere Aufstandsfläche bei niedrigerem Fülldruck zurückgeführt werden. Diese ist die entscheidende Einflussmöglichkeit für die Reifenkonstruktion und wird im Allgemeinen für einen Normfülldruck optimiert. Erst bei hohen Radlasten und hohem Fülldruck wird die Schräglaufsteifigkeit größer als bei niedrigem Fülldruck, da die Reifenstruktur länger stabil bleibt. Bei niedrigen Fülldrücken und hohen Radlasten kommt es zu Verformungen und Einknickungen der Struktur, was die Schräglaufsteifigkeit einbrechen lässt. Weiterhin wird deutlich, dass der Sturzeinfluss, vor allem bei hohen Fülldrücken, marginal ist. Dieses Verfahren zur Bestimmung der Schräglaufsteifigkeit ist jedoch durch die vielen, ausgedehnten Einzelmessungen aufwendig, durch Signalrauschen und Filterung anfällig und durch hohen Reifenverschleiß ungünstig. Außerdem tritt durch endliche Verstellgeschwindigkeiten Hysterese auf.

5.5.1 *Schräglaufsteifigkeit aus Radlastsprungmessungen*

Alternativ zum Standardmessverfahren kann die Schräglaufsteifigkeit aus Radlastsprungmessungen (Kapitel 5.2.2) bestimmt werden, indem die konstanten Radlastschritte und die zugehörigen Seitenkräfte (Abbildung 5.12, links) durch Mittelung bestimmt werden, was die Genauigkeit und Robustheit der Bestimmung deutlich erhöht. Die Schräglaufsteifigkeit ergibt sich aus dem Quotienten der Seitenkraft und dem konstant eingestellten Schräglaufwinkel α_0 (bspw. 1°) und Sturzwinkel γ_0. Noch genauer wird das Verfahren, wenn die Messung bei positivem und negativem Schräglaufwinkel $\pm\alpha_0$ durchgeführt wird. Dann ergibt sich der Anstieg aus:

$$\mathrm{c}_\alpha(\mathrm{F_z}, \gamma_0) = \frac{F_{y,-\alpha_0}(F_z, \gamma_0) - F_{y,\alpha_0}(F_z, \gamma_0)}{2 \cdot \alpha_0} \tag{5.1}$$

Weiterhin lässt sich daraus die Nullpunktverschiebung der Seitenkraft aus Konizitäts- und Lageeffekten in Abhängigkeit der Radlast bestimmen. Ausgewählte Ergebnisse für drei Reifen und zwei Fülldrücke sind in Abbildung 5.12 zu sehen.



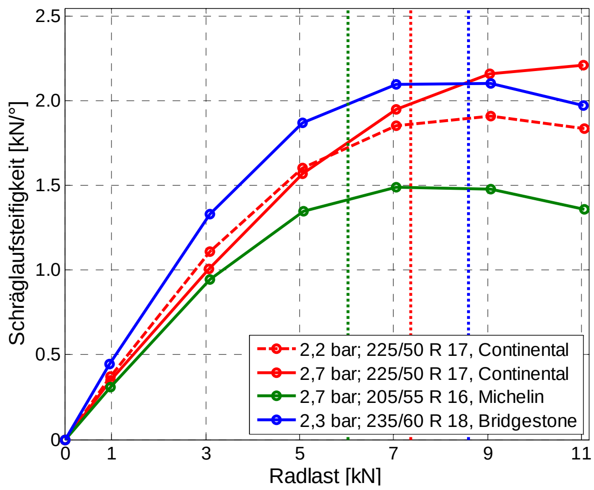


Abbildung 5.12: Zeitverlauf der Seitenkraft (li) aus Radlastsprüngen bei -1° Schräglauf; Schräglaufsteifigkeiten (re)

Es wird direkt ersichtlich, dass Schräglaufsteifigkeiten bis deutlich über 10 kN Radlast, wie sie bei Extremmanövern auftreten, ohne unnötige Erwärmung und Verschleiß bestimmbar sind, da der Schräglaufwinkel eher klein und die Messdauer nur sehr kurz ist. Der Vergleich der Kennlinien des Continentalreifens bei zwei Fülldrücken zeigt nochmals deutlich die Charakteristik, dass ein Reifen bei mittleren Radlasten und niedrigem Fülldruck eine höhere Schräglaufsteifigkeit besitzt als mit hohem Fülldruck. Dies kehrt sich bei hohen Radlasten um, da die Reifenstruktur bei niedrigem Fülldruck und hohen Radlasten instabil wird und so die übertragbare Seitenkraft einbrechen lässt. Besondere Auswirkungen hat dieser Zusammenhang in Bezug auf die Fahrsicherheit, da bei Extremmanövern Radlastüberhöhungen von oft mehr als 100 % auftreten, gleichzeitig aber für einen niedrigen Eigenlenkgradienten eine hohe Schräglaufsteifigkeit gefordert wird (siehe Kapitel 2.4).

5.5.2 Einflussparameter auf die Schräglaufsteifigkeit

Die Sensitivität der Schräglaufsteifigkeit gegenüber Einflussparametern ist Tabelle 5.3 dargestellt. Radlast und Fülldruckabhängigkeit wurden bereits diskutiert. Hervorzuheben ist, dass der Sturz in realen Größenordnungen nahezu keinen Einfluss auf die Schräglaufsteifigkeit hat, was in Bezug auf die Reifenmodellierung von Vorteil ist. Etwas größeren Einfluss hat demgegenüber die Abrollgeschwindigkeit. Diese Tendenzen können für Schätzaussagen von Reifenparametern genutzt werden.

Tabelle 5.3: Einflussfaktoren auf die Schräglaufsteifigkeit bei mittleren Radlasten (ca. 4000-6000 N)

Reifenparameter	Schräglaufsteifigkeit	Tendenz
Radlast ⇧	c_α ⇧	starker Einfluss, bis Lastindex fast linear bzw. leicht degressiv
Fülldruck ⇧	c_α ⬂ (mittlere Radlasten) c_α ⬀ (hohen Radlasten)	ca. 1-2 % pro 0,1 bar (schwach) ca. > 5 % pro 0,1 bar (stark)
Sturz ⇧	c_α ⇨	< 0,3 % pro Grad (mittlere Radlasten)
Abrollgeschwindigkeit ⇧	c_α ⬀	ca. 1-3 % pro 10 km/h
Schräglaufwinkel ⇧	c_α ⇩(degressiv)	Überhöhung bei sehr kleinen Schräglaufwinkeln 3-5 %

5.6 Übertragbare Seitenkraft – Reibbeiwert

Der laterale Reibbeiwert μ_α sowie die sich daraus ergebende übertragbare Seitenkraft $F_{y,max} = \mu_\alpha \cdot F_z$ bestimmen das Fahrzeugverhalten bei Extremmanövern im Grenzbereich, da ein Abriss an Seitenkraft einzelner Räder zu deutlich veränderten Gier- und Schwimmreaktionen führt. Die maximal übertragbare Seitenkraft bestimmt dann auch wesentlich die Kippgrenze eines Fahrzeugs und damit dessen Stabilität. Der Reibbeiwert ist, wie die Schräglaufsteifigkeit, von einer Vielzahl von Parametern wie z.B. Fülldruck, Fahrgeschwindigkeit, Radlast, Sturz, Untergrundbeschaffenheit, Alterung und Verschleiß abhängig. Die Bestimmung erfolgt im Allgemeinen anhand der Schräglaufwinkelkennlinien durch Mittelung der Seitenkraft bei großen Schräglaufwinkeln (10…15°) bzw. die Bestimmung der maximalen Seitenkraft dieser Kennlinie. Abbildung 5.13 zeigt beispielhaft die Zusammenhänge des Reibbeiwertes mit Sturz, Fülldruck und Radlast auf einem Flachbahnprüfstand mit Korundbelag.

Es wird deutlich, dass der Reibbeiwert mit der Radlast sinkt und sich maximaler und minimaler Wert unter Sturz nahezu symmetrisch verschieben. Weiterhin unterscheiden sich die Reibbeiwerte bei Fülldruckerhöhung ohne Sturz nur wenig, wohingegen das Verhalten unter Sturz mit dem Fülldruck variiert.

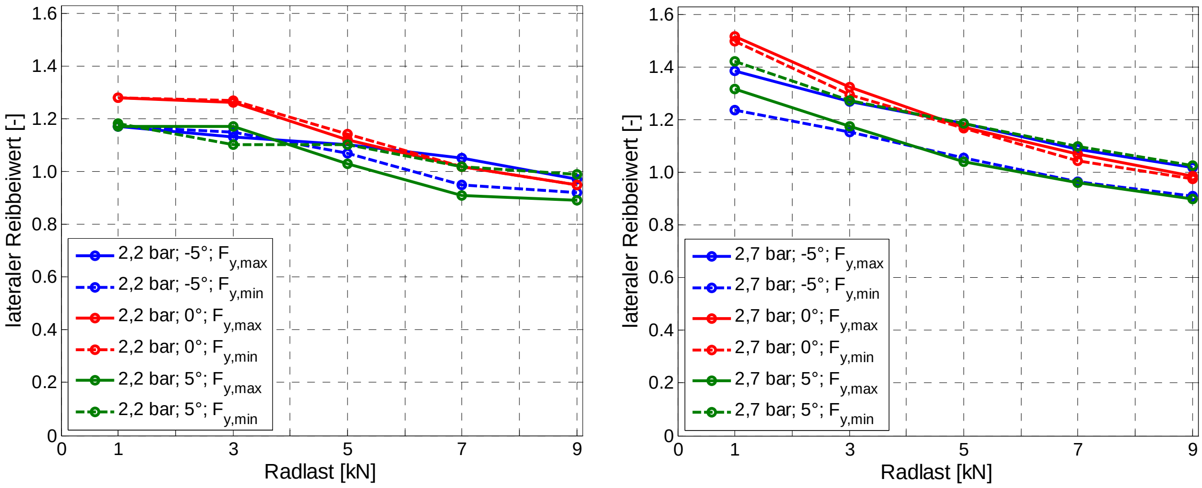


Abbildung 5.13: Laterale Reibbeiwerte mit und ohne Sturz über der Radlast, 2,2 bar (li) und 2,7 bar (re)

Ferner kann der Reibbeiwert anhand des Messverfahrens Radlastsprünge (Kap. 5.2.2) sehr exakt bestimmt werden, indem die Messung bei stationären Schräglaufwinkeln von mehr als ± 5° und beliebigen Sturzwinkeln γ_0 durchgeführt wird. Der Reibbeiwert ergibt sich somit zu:

$$\mu_\alpha(F_z, \gamma_0) = \frac{\left|F_{y,\alpha_0}(F_z, \gamma_0)\right|}{F_{z,\alpha_0}} \tag{5.2}$$

Dies ist unter der Annahme zulässig, dass die Seitenkraft oberhalb eines Grenzschräglaufwinkels nahezu konstant bleibt (Abbildung 5.10). Die Vorteile dieses Verfahrens sind ebenfalls geringe Messdauer, geringer Verschleiß, robuste Auswertung und vor allem, dass die für die Reifenmodellparametrisierung benötigten Zusammenhänge direkt bestimmt werden.

5.7 Transientes Seitenkraftverhalten

Zur Analyse des transienten Reifenverhaltens ist es notwendig, Messungen geeigneten Ersatzmodellen gegenüberzustellen. Speziell für die Beschreibung der transienten Reifeneigenschaften wird die lineare Systemtheorie benötigt, die für einen (linearisierten) Betriebspunkt verwendet werden kann. Die Reifenseitenkraft ist Folge eines Schräglaufwinkels und umgekehrt (siehe Kap. 2.3). Mit den Mitteln der linearen Systemtheorie kann das Übertragungsverhalten des linear, zeitinvarianten Systems wie folgt analytisch beschrieben werden:

$$F_y(s) = H_{TM}(s) \cdot \alpha(s) \tag{5.3}$$

Die standardisierte Vorgehensweise bei der Bestimmung der Übertragungsfunktion $H_{TM}(s)$ des Reifenmodells ist die Vorgabe eines transienten Schräglaufwinkelverlaufs und die Messung der Reifenseitenkraftreaktion. Durch die Bildung des Quotienten:

$$\mathrm{H_{TM}(s)} = \frac{\mathrm{F_{y,Messung}(s)}}{\mathrm{\alpha_{Messung}(s)}} \tag{5.4}$$

kann die Übertragungsfunktion im Frequenzbereich dargestellt und analysiert werden. Im Folgenden wird das Übertragungsverhalten anhand von Schräglaufwinkelsprüngen und Gleitsinusanregungen untersucht und verglichen.

5.7.1 Standardmessung der Einlauflänge (Relaxation Length)

Die Einlauflänge beschreibt die Zeitkonstante der PT1-verzögerten Reifenseitenkraft infolge Schräglauf (siehe Kap. 3). Dabei ist die Zeitkonstante τ_α als Quotient der Einlauflänge σ_α und der Abrollgeschwindigkeit v_l definiert. Somit ist die Einlauflänge selbst (nahezu) unabhängig von der Geschwindigkeit. Das Standardverfahren zur Bestimmung der Einlauflänge besteht aus mehreren Schritten. Zu Beginn werden die Nullseitenkräfte bei geradeaus rollendem Reifen bestimmt, um diese später kompensieren zu können. Anschließend erfolgt die Markierung des stehenden Reifens am Aufstandspunkt, um für Wiederholungsmessungen als Referenz zu dienen. Nun wird eine definierte Radlast aufgebracht und der Reifen auf 1° Schräglauf geschwenkt. Anschließend wird der Untergrund in Längsrichtung quasistatisch verschoben und die resultierende Seitenkraft gemessen. Die Abrolllänge, bei der 63 % der stationären Seitenkraft erreicht sind, entspricht der Einlauflänge.

Eine weitere Möglichkeit der Bestimmung der Einlauflänge ist die qualifizierte Schätzung mittels des Ansatzes nach Böhm und anderen (siehe Kap. 3) als Quotient der Schräglauf- und der Lateralsteifigkeit:

$$\sigma_\alpha(F_z, \gamma) = \frac{c_\alpha(F_z, \gamma)}{c_y(F_z, \gamma)} \approx \frac{c_\alpha(F_z, \gamma)}{c_y} \tag{5.5}$$

Dabei wird die starke Abhängigkeit von der Radlast (und Sturz) durch die Schräglaufsteifigkeit wiedergegeben, da die Lateralsteifigkeit c_y kaum radlastabhängig ist (siehe Kap. 5.3.2 und 5.5). Dieses Verfahren wird heutzutage standardmäßig bei der Parametrisierung von MF-Tyre-Datensätzen verwendet.

5.7.2 Auswertung der Schräglaufwinkelgleitsinusmessung

Eine übliche Möglichkeit, das Übertragungsverhalten eines linear zeitinvarianten Systems zu charakterisieren, ist es, das System mit einem Gleitsinus anzuregen. Durch die sich ändernde Frequenz bei gleichbleibender Amplitude kann das Systemverhalten in einem breiten Frequenzbereich analysiert werden. Folgerichtig ist die Einführung einer frequenzabhängigen, d.h. dynamischen, Schräglaufsteifigkeit $c_{\alpha,dyn}(\omega)$. Aus dem zugehörigen Amplituden- und Phasengang werden systemcharakterisierende Kenngrößen bestimmt. Wie bereits beschrieben, sind solche Messungen in der Fachliteratur jedoch nur selten zu finden, da nur sehr moderne Reifenprüfstände zur Durchführung in der Lage sind. Für Reifenmessungen werden folgende Messparameter gewählt: Schräglaufwinkelamplitude von 2°, Frequenzen von 0,1 bis 5 Hz und Radlasten von 3000 N, 5000 N sowie 7000 N. Bei der Auswertung von gemessenen Gleitsinusfunktionen muss sehr sorgfältig vorgegangen werden. Die oft verwendete Short Time Fouriertransformation (STFT) zur Überführung von Zeitdaten in den Frequenzbereich sollte an dieser Stelle keine Anwendung finden, da es auf Grund der sich schnell ändernden kleinen Frequenzen zu einem Zielkonflikt zwischen der Länge des Zeitintervalls und Frequenzauflösung der Spektren kommt: $\Delta f_{FFT} = T^{-1}$. Dieses Dilemma wird oft als Unschärferelation der STFT bezeichnet und mit der Heisenberg'schen Theorie verglichen [Rou05]. Besser geeignet ist die numerische Bestimmung von Nullstellen und Maxima und das Beziehen auf die Eingangskenngrößen. Dies gilt auch für den zeitlichen Versatz der Nullstellen, welche direkt den Phasenverzug in Abhängigkeit der Anregungsfrequenz wiedergeben. Dieses Auswerteverfahren reagiert jedoch anfällig auf Messrauschen, welches durch sorgfältiges nachträgliches Filtern mit Phasenkorrektur entfernt werden muss (siehe Kap. 5.1). Die in Abbildung 5.14 dargestellten Zeitausschnitte zeigen, dass die Amplituden stark abfallen und der Phasenversatz deutlich ansteigt (vgl. Abbildung 5.15, rechts). Entgegen der in der Literatur vertretenen Meinung (siehe Kapitel 3) zeigt sich, dass bei 20 km/h bereits ab ca. 4 Hz ein Phasenversatz von mehr als 90° auftritt. Somit muss konstatiert werden, dass der bisher vertretene Ansatz eines PT1-Verhaltens der Seitenkraft (Einlauflänge) das transiente Reifenverhalten bei höheren Schräglaufwinkelverstellgeschwindigkeiten nur unzureichend abbildet.

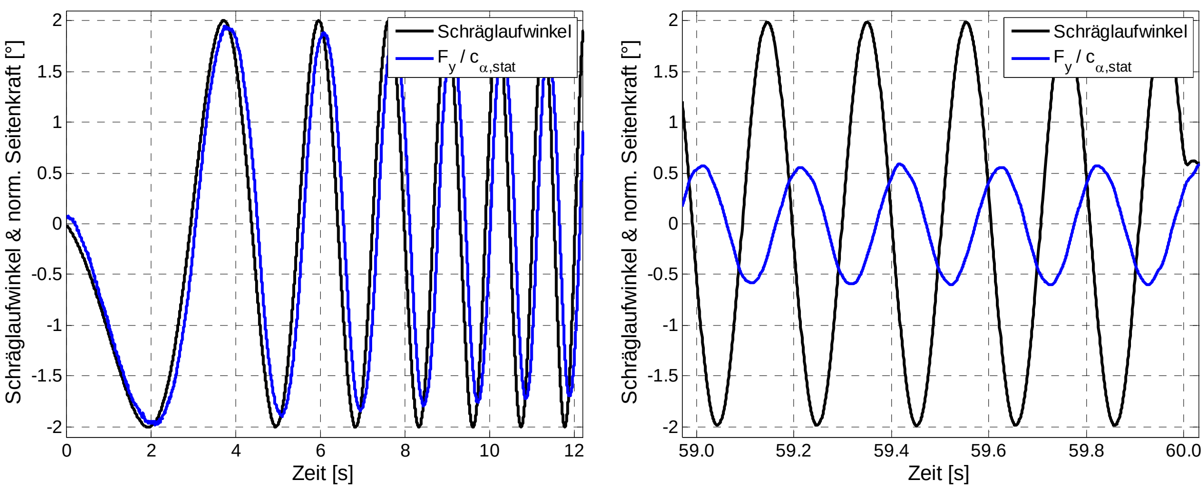


Abbildung 5.14: Ausschnitte aus Zeitverläufen von Schräglaufwinkelgleitsinusmessungen bei zwei Frequenzen: ca. 0,1…1 Hz (li) und ca. 5 Hz (re)

Die aus den Einzelmessungen von Reifen verschiedener Dimension und Hersteller gewonnenen Amplituden- und Phasengänge (Bode-Diagramm) können im Frequenzbereich anschaulich gegenübergestellt werden, wobei eine lineare Achsenskalierung favorisiert wird. Die sonst übliche logarithmische Skalierung sollte nur verwendet werden, wenn sich Definitions- und Wertebereich über mehrere Zehnerpotenzen erstrecken. Die Amplituden- und Phasengänge (Abbildung 5.15) zeigen ein typisches PTx-Verhalten (siehe Kap. 0). Hervorzuheben ist, dass die Seitenkraftamplitude bereits bei 5 Hz um bis zu 85 % abgenommen hat.

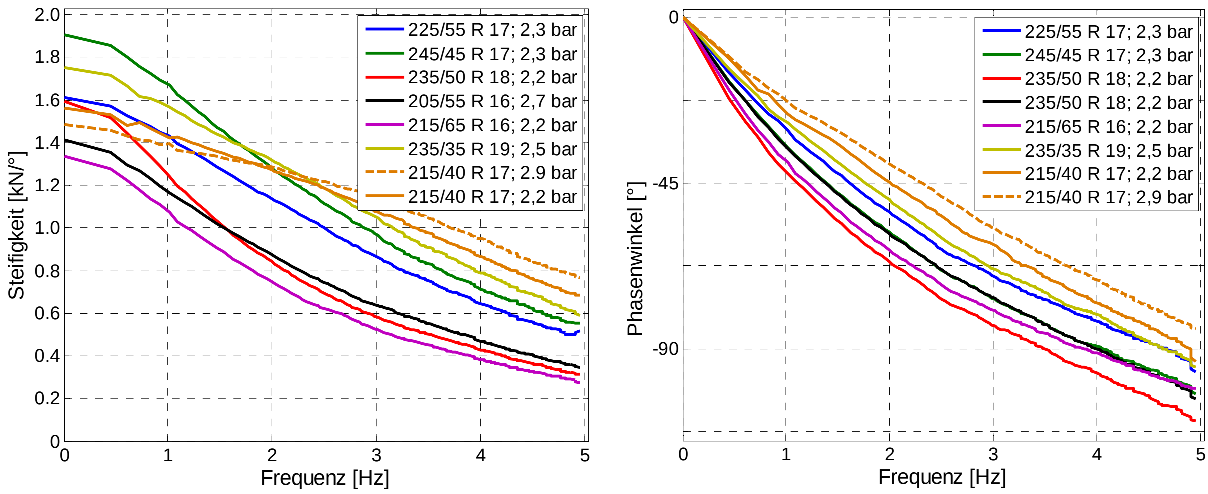


Abbildung 5.15: Amplituden- (li) und Phasengang (re) aus Schräglaufwinkelgleitsinusmessung am Flachbahnprüfstand; 5000 N; 20 km/h

Dies zeigt die starke Abhängigkeit der Reifenseitenkraft von der Schräglaufwinkelverstellgeschwindigkeit und damit der Frequenz, also dem transienten Reifenverhalten in Querrichtung. Weiterhin auffällig ist, dass Amplituden- und Phasengänge der untersuchten Reifen ähnlich verlaufen. Nur die extreme Dimension (215/40 ZR 17) weicht von dem Normverhalten ab, indem die Seitenkraftamplitude weniger stark und langsamer abnimmt.

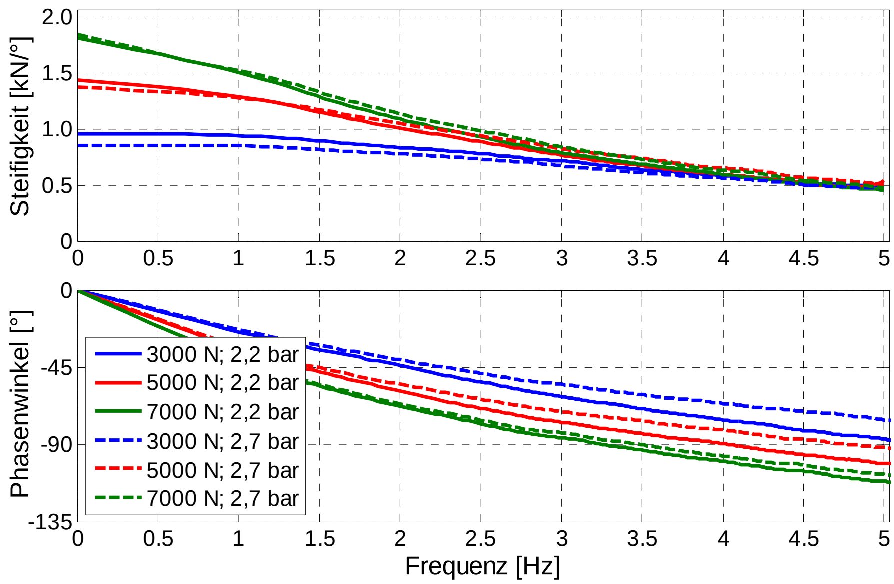


Abbildung 5.16: Einfluss der Radlast und des Fülldrucks bei Schräglaufwinkelgleitsinusmessungen bei 20 km/h; Continental 225/50 R 17

Die Radlast ist nicht nur ein auf das Fahrzeug bzw. Achse bezogener Reifenparameter, sondern kann auch während des Fahrbetriebs stark variieren. Abbildung 5.16 zeigt den Einfluss der Radlast und des Fülldrucks auf das dynamische Reifenverhalten in Querrichtung. Deutlich erkennbar ist, dass zwar die quasistatische Schräglaufsteifigkeit stark von der Radlast abhängt, jedoch oberhalb von 3 Hz kaum noch eine Radlastabhängigkeit der Seitenkraftamplituden erkennbar ist.

Anders ist es bei der Phasenlage. Bei dieser kann von einer proportionalen Vergrößerung des Phasenverzugs mit steigender Radlast gesprochen werden. So ist zu sehen, dass der 90° Phasenverzug bei 7000 N Radlast bereits bei 2,5 Hz überschritten wird. Die Fülldruckerhöhung führt zur Absenkung der Amplitude und Verringerung des Phasenverzugs. Messungen bei 1° Schräglaufwinkel bis 8 Hz zeigen ein identisches Verhalten sowie weiter fallende Amplituden und Phasenwinkel.

5.7.3 Auswertung der Schräglaufwinkelsprungmessungen

In der Literatur sind nur die in Kapitel 5.7.1 beschriebenen Verfahren zur Bestimmung der Einlauflänge beschrieben. Es muss daher ein neues Verfahren entwickelt werden, mit welchem möglichst alle Einflussparameter auf das Reifenverhalten, wie Radlast, Sturz, Fülldruck und Abrollgeschwindigkeit, untersucht werden können. Dazu bietet sich die Schräglaufwinkelsprungmessung an, weil sie der realen Reifenbelastung unter transienten und extremen Fahrsituationen am ähnlichsten ist (Kap. 5.2.1).

Da derzeitige Reifenprüfstände aber nur endliche Schräglaufwinkelgradienten von ca. 50 °/s zulassen (siehe Kap. 2.2), ergibt sich eine Schräglaufwinkelrampe mit stationärem Endwert. Für diesen Fall ist keine analytisch beschreibbare PT1-Systemantwort im Zeitbereich vorhanden (vgl. Kap. 2.5.1). Es ist aber für sehr große Zeitkonstanten, d.h. kleine Fahrgeschwindigkeiten v_l, möglich, die endliche Anstiegsdauer im Vergleich zum Seitenkraftaufbau als vernachlässigbar klein anzunehmen und somit die Bestimmungsprozedur für die PT1-Sprungantwort zu verwenden ($\tau_\alpha \approx T_{63\%}$).

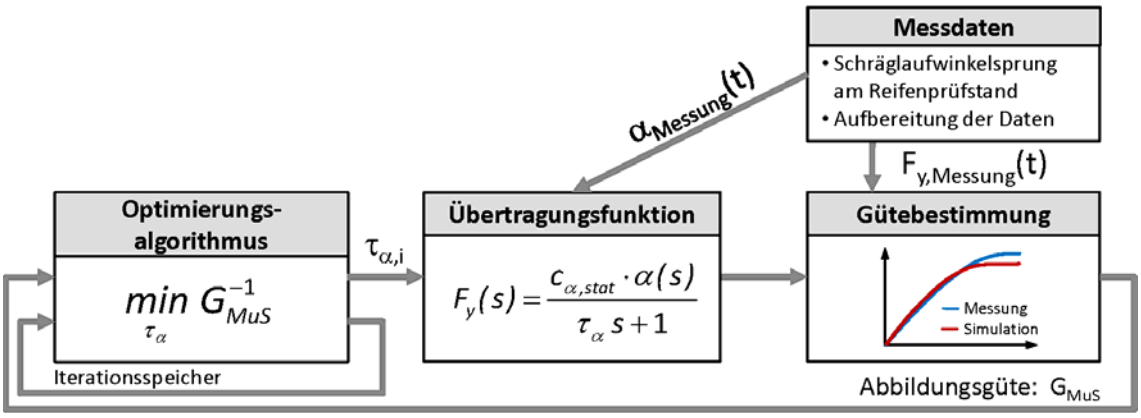


Abbildung 5.17: Bestimmungsverfahren der Einlaufzeitkonstante

Da jedoch die Verzugszeit der Seitenkraft mit der Geschwindigkeit stark abfällt, ist dieses Vorgehen nur bei sehr kleinen Geschwindigkeiten als Näherungslösung anwendbar. Eine weitaus genauere Bestimmung der Zeitverzögerung verspricht die Parameteroptimierung eines einparametrischen Ersatzmodells mit einem PT1-Verhalten. Dazu wird der gemessene Zeitverlauf des Schräglaufwinkels als Eingangsgröße in ein PT1-Glied genutzt und der sich ergebende Verlauf der Ausgangsgröße über eine Fehlerquadratmethode mit der gemessenen Seitenkraft verglichen (Abbildung 5.17).

Beide Verläufe werden über einen Optimierungsalgorithmus (siehe Kap. 2.6) durch Anpassen der Zeitkonstante im PT1-Glied in Übereinstimmung gebracht (siehe Abbildung 5.18). Die so ermittelte Zeitkonstante kann mit der zugehörigen Abrollgeschwindigkeit in die Einlauflänge umgerechnet werden ($\sigma_\alpha = \tau_\alpha \cdot v_l$).

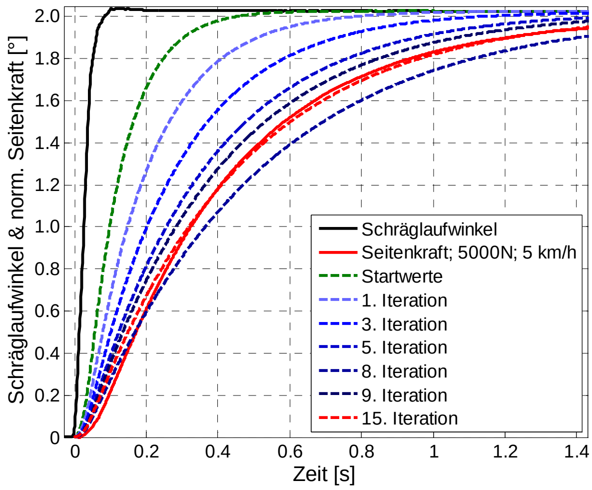


Abbildung 5.18: PT1-Approximation der Seitenkraftverzögerung nach Schräglaufwinkelsprung

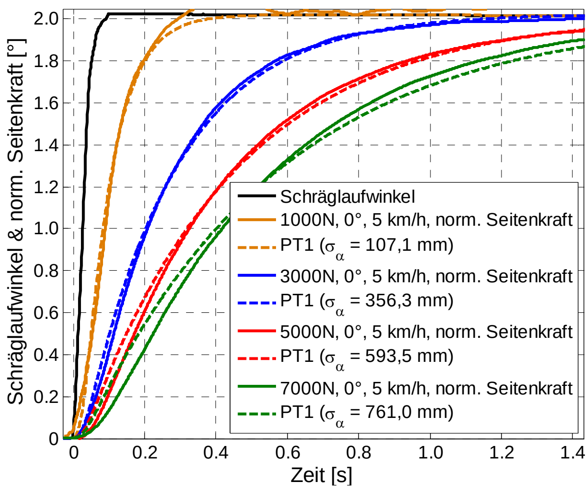


Abbildung 5.19: Mittels PT1-Approximation identifizierte Einlauflänge bei vier Radlasten

Abbildung 5.19 zeigt die Ergebnisse dieser Prozedur für vier Radlasten anhand des Reifens Continental 225/50 R 17 98Y, welcher auch für die folgenden Betrachtungen zur Anwendung kommt. Das Verfahren ist aufwendiger als übliche Verfahren, kann jedoch für alle Geschwindigkeiten, Radlasten, Fülldrücke usw. angewandt werden und liefert sehr robuste und genaue Verzögerungszeitkonstanten, da Seitenkraftschwankungen ausgemittelt werden.

Weiterer Vorteil ist, dass der tatsächlich gemessene Schräglaufwinkel mit endlichem Anstieg berücksichtigt wird. Der Vergleich der über die drei Bestimmungsverfahren erhaltenen Einlauflängen über der Radlast in Abbildung 5.20 zeigt, dass bei 5 km/h noch ähnliche Ergebnisse zwischen PT1-Optimierung und $T_{63\%}$-Zeit zu verzeichnen sind. Demgegenüber zeigt der Vergleich bei 20 km/h eine erhebliche Ergebnisverfälschung der 63 %-Zeit durch den nicht berücksichtigten endlichen Seitenkraftgradienten. Der Vergleich der Schätzung nach BÖHM mit der PT1-Optimierung ergibt, dass die Schätzung für kleine Radlasten (< 3000 N) akzeptable Kennwerte liefert.

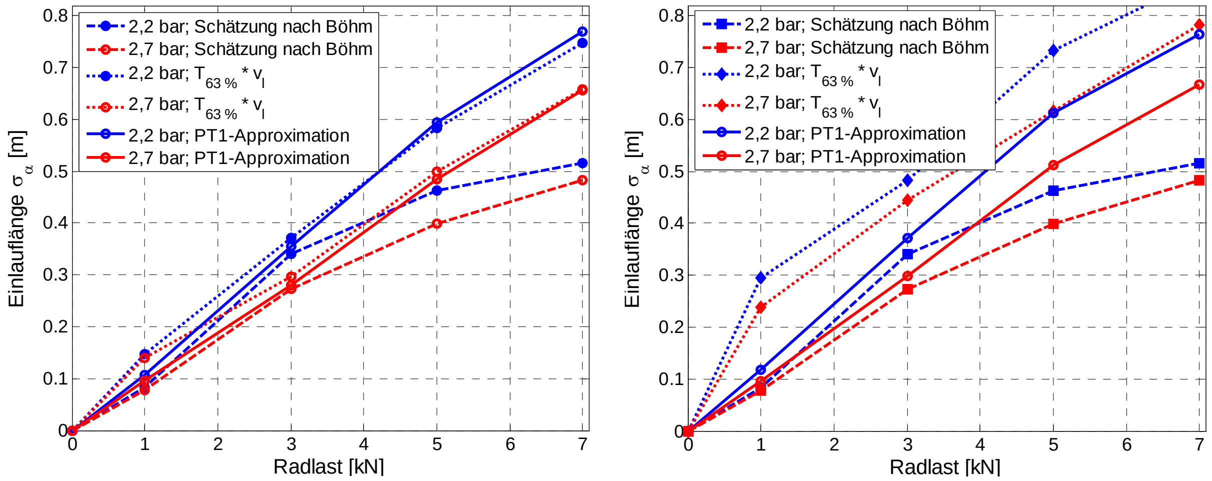


Abbildung 5.20: Vergleich der Bestimmungsverfahren der Einlauflänge über der Radlast bei zwei Fülldrücken; 5 km/h (li) und 20 km/h (re)

Allerdings wird die Einlauflänge bei größeren Radlasten stark unterschätzt (ca. 30 %). Dies ist auf den degressiven Verlauf der Schräglaufsteifigkeit über der Radlast zurückzuführen (siehe Kap. 5.5). Demgegenüber zeigt die tatsächliche Einlauflänge einen annähernd linearen Anstieg mit der Radlast, welcher mit steigendem Fülldruck sinkt. So führt ein 0,5 bar höherer Fülldruck im Mittel zu 15 bis 20 % kürzeren Einlauflängen.

5.7.4 Einflussfaktoren auf die Einlauflänge

Die Einlauflänge ergibt sich aus dem Quotient der Einlauflänge und der Fahrgeschwindigkeit. Laut Theorie ist diese Einlauflänge selbst geschwindigkeitsunabhängig. Abbildung 5.21 zeigt jedoch, dass es bereits bei einer Geschwindigkeitserhöhung von 5 auf 20 km/h zu einer bis zu 5-prozentigen Vergrößerung der Einlauflänge kommt (vgl. Abbildung 1.4). Im Vergleich zu anderen Einflussgrößen ist diese Änderung jedoch als gering zu bezeichnen.

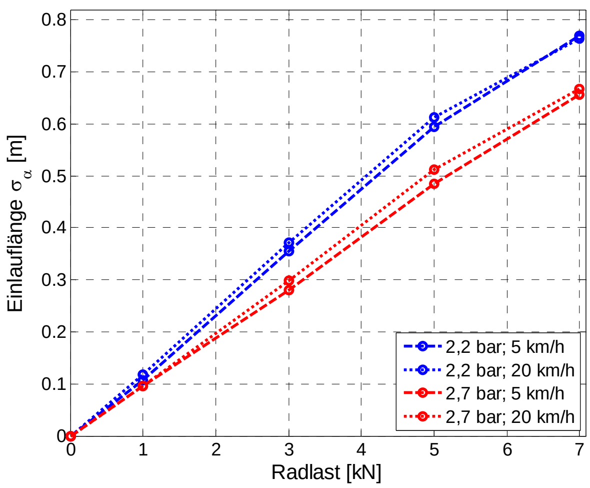


Abbildung 5.21: Einfluss der Geschwindigkeit auf die Einlauflänge; Continental 225/50 R 17

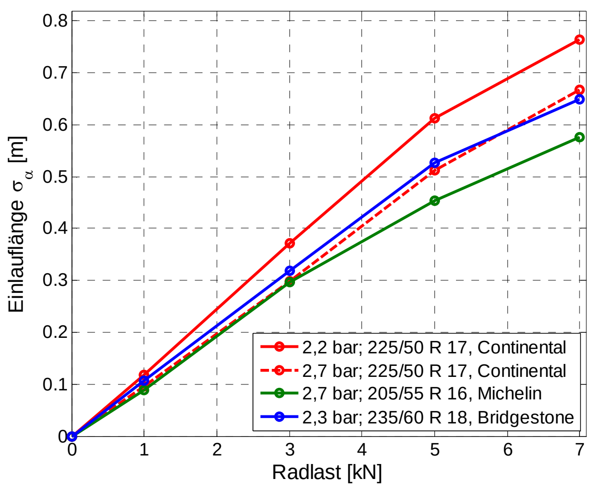


Abbildung 5.22: Reifen- und Fülldruckeinfluss auf die Einlauflänge

Der Abbildung 5.22 ist der Fülldruck- und Reifeneinfluss auf die Einlauflänge zu entnehmen. Es zeigt sich, dass eine Fülldruckerhöhung um 0,5 bar zu einer ca. 15-prozentigen Absenkung der Einlauflänge führt. Beim Vergleich der Reifendimensionen lässt sich erkennen, dass der Fülldruck dominierenden Einfluss auf die Einlauflänge hat. Die Reifen von Michelin und Continental mit ähnlichem Außendurchmesser zeigen bei niedrigen Radlasten identische Einlauflängen. Erst bei großen Radlasten steigt die Einlauflänge des Reifens mit größerer Flankenhöhe degressiver an, wodurch sich Unterschiede größer 10 % ergeben. Die Untersuchung der Wirkung des Sturzes auf die Einlauflänge ergibt, dass kein reproduzierbar messbarer Einfluss detektierbar ist. In Abbildung 5.23 sind exemplarisch die Einlauflängen eines Reifens bei zwei Sturzwinkeln und zwei Fülldrücken über der Radlast dargestellt.

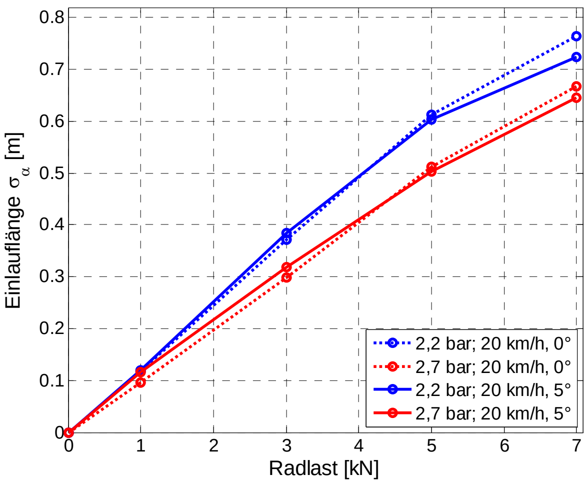


Abbildung 5.23: Sturzeinfluss auf die Einlauflänge bei zwei Fülldrücken; 20 km/h

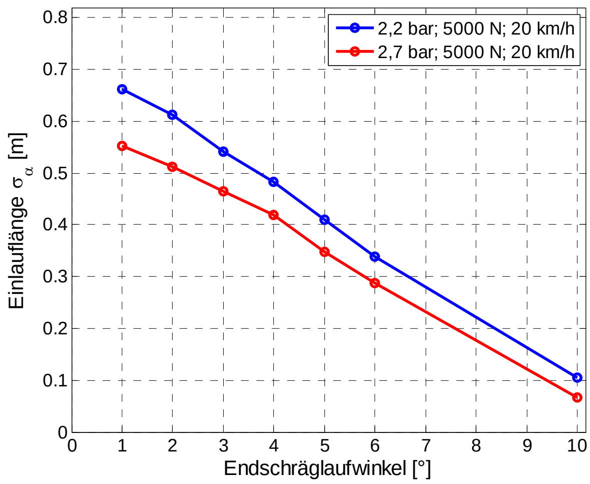


Abbildung 5.24: Einfluss des Endschräglaufwinkels auf die Einlauflänge bei 5000 N; 20km/h

Abbildung 5.24 zeigt, dass der stationär erreichte Endschräglaufwinkel einen starken Einfluss auf die Einlauflänge hat, der Zusammenhang jedoch entgegen der in der Literatur angegebenen Weise nahezu linear ist. Dies ist auf einen bereits leicht abknickenden Anstieg der Schräglaufwinkelkennlinie und damit der niedrigeren erreichten stationären relativen Seitenkraft zurückzuführen.

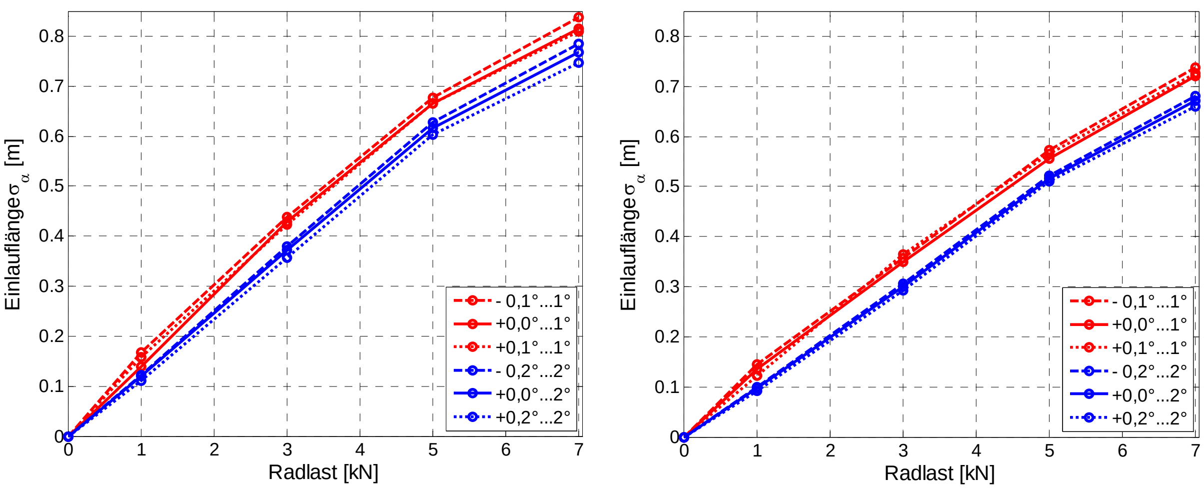


Abbildung 5.25: Einfluss der Vorspur auf die Einlauflänge bei 5 km/h; 2,2 bar (li) und 2,7 bar (re)

Die Vorspur ist die entscheidende Größe zur Justierung des Anlenkverhaltens eines Fahrzeugs. In Abbildung 5.25 sind die identifizierten Einlauflängen eines Reifens bei zwei Fülldrücken und jeweils vier Radlasten aufgetragen. Es wird darin deutlich, dass kein expliziter Einfluss der Vorspur auf das Ansprech- bzw. Relaxationsverhalten der Seitenkraft am Reifen detektierbar ist. Die minimalen Verkürzungen bzw. Verlängerungen der Einlauflänge bei den verschiedenen Vorspurwinkeln sind auf die sich daraus ergebende unterschiedliche Sprunghöhe zurückzuführen.

Tabelle 5.4: Einflussparameter auf das Einlaufverhalten von Reifen

Reifenparameter	Einlauflänge	Tendenz
Radlast ⇧	σ_α ⇧	starker Einfluss, linearer Zusammenhang
Fülldruck ⇧	σ_α ⇩	ca. 3-5 % Absenkung pro 0,1 bar
Vorspur ⇧	σ_α ⇨	kein nachweisbarer Einfluss
Sturz ⇧	σ_α ⇨	kein nachweisbarer Einfluss
Abrollgeschwindigkeit ⇧	σ_α ⬀	ca. 1-3 % pro 10 km/h
Endschräglaufwinkel ⇧	σ_α ⇩	8-12 % pro 1° (nahezu linear)

Die Tabelle 5.4 zeigt eine Übersicht der wichtigsten Einflussparameter auf die Einlauflänge. Vor allem der Fakt, dass weder Vorspur noch Sturz einen nennenswerten Einfluss auf das Einlaufverhalten haben ist bemerkenswert.

5.7.5 Erweiterung der Seitenkraftverzögerung auf einen PT2-Ansatz

Die Auswertungen im Zeit- und Frequenzbereich haben gezeigt, dass ein zeitverzögerter Seitenkraftaufbau mittels PT1-Ansatz keine ausreichende Genauigkeit liefert. Daher wird an dieser Stelle eine Erweiterung auf einen PT2-Ansatz durchgeführt und evaluiert. Dieser Ansatz berücksichtigt implizit die Steifigkeits- und Trägheitseigenschaften des mechanischen Systems. In Kapitel 2.5.2 werden die allgemeinen Formen eines PT2-Übertragungsgliedes vorgestellt. Ziel des neuen Ansatzes muss es sein, eine möglichst einfache und robuste Bestimmung des zwangsläufig eingeführten neuen Parameters zu gewährleisten. Darüber hinaus sollte dieser leicht schätzbar sein und möglichst von wenigen Reifenparametern abhängen. Somit wird der folgende Ansatz als zielführend angesehen:

$$\tau_r^2 \cdot \ddot{F}_y + \frac{\sigma_\alpha}{v_l} \cdot \dot{F}_y + F_y = c_\alpha \cdot \alpha \qquad mit \qquad \tau_r = \frac{\sigma_\alpha}{2 \cdot D_\alpha \cdot v_l} \tag{5.6}$$

Die beiden größten Vorteile dieser Formulierung sind, dass die Einlauflänge σ_α als beschreibender Parameter erhalten bleibt und dass die Einlaufdämpfung D_α selbst (nahezu) geschwindigkeitsunabhängig wird. Wichtig ist dies, da gerade die Abrollgeschwindigkeit eines Reifens bzw. Reifenmodells im Einsatz stark variiert, jedoch eine Parameterbestimmung an vielen Geschwindigkeitsstützstellen für die spätere Anwendung als zu aufwendig betrachtet wird. Die Parameteroptimierung mit dem PT1-Ansatz (Kap. 5.7.3) liefert beim Reifen Continental 225/50 R 17 98Y und 5000 N Radlast eine Einlauflänge von 589 mm. Mit diesem Parameter wird nun eine Sensitivitätsanalyse in Kombination mit dem Parameter Einlaufdämpfung D_α durchgeführt (Abbildung 5.26). Speziell in der Detailansicht (rechts) zeigt sich, dass durch den höherwertigen Ansatz eine deutlich genauere Abbildung der Reaktion auf einen Schräglaufwinkelsprung realisierbar ist. Die Änderung der Einlaufdämpfung D_α zwischen eins und drei zeigt, dass sich das PT2-Verhalten mit steigender Dämpfung an das PT1-Verhalten annähert. Die Dämpfung $D_\alpha > 1$ als untere Grenze der Dämpfung wird gewählt, da z.B. durch fehlendes Überschwingen deutlich erkennbar ist, dass das System überkritisch gedämpft ist. Somit ist auch gewährleistet, dass das PT2-Verhalten über die Reihenschaltung zweier PT1-Glieder abbildbar ist (vgl. Kap. 2.5.2). Tendenziell führt eine sehr große Einlaufdämpfung (> 3) zu einem PT1-ähnlichen Übergangsverhalten. Je kleiner die Dämpfung, desto mehr unterscheiden sich PT1- und PT2-Übertragungsverhalten.

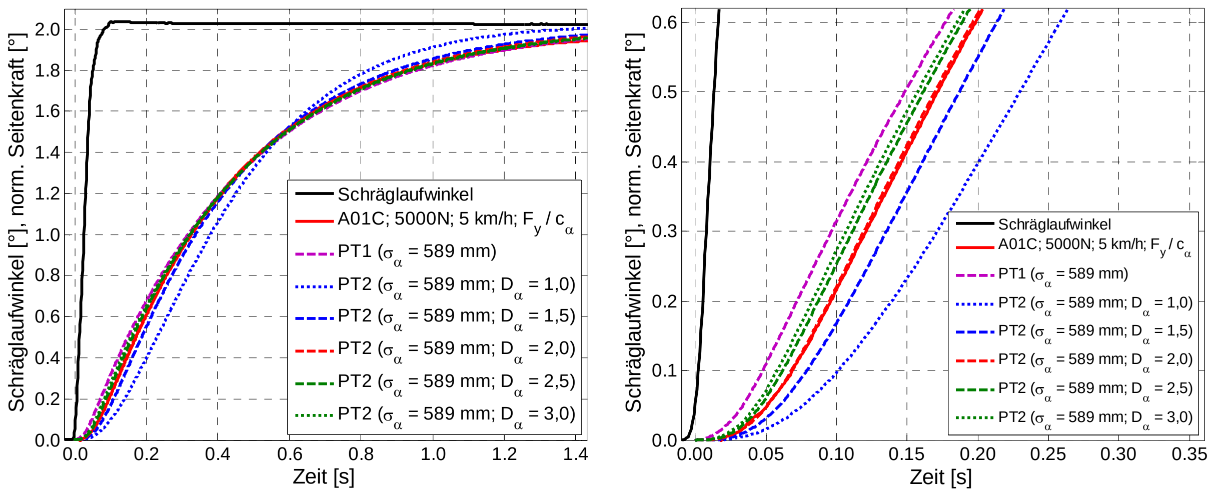


Abbildung 5.26: Schräglaufwinkelsprung (ft) mit optimierter Einlauflänge und verschiedenen Einlaufdämpfungen; 5000 N; 2,2 bar; 5 km/h (links: vollständig, rechts: Ausschnitt)

Es wäre darüber hinaus möglich, das System über ein PT1-Glied mit Totzeit (Kap. 2.5.4) zu beschreiben. Dies wird jedoch aufgrund der ungünstigen physikalischen und mathematischen Beschreibung als nicht zielführend angesehen. Anhand der einfachen Parameterstudie ist bereits erkennbar, dass die Einlaufdämpfung für den dargestellten Reifen bei den gegebenen Randbedingungen ca. zwei betragen muss. Weiterhin wird deutlich, dass die Sensitivität des PT2-Übergangverhaltens auf die Einlaufdämpfung beim Schräglaufwinkelsprung mit endlichem Gradienten nur schwach ausgeprägt ist. Dies ist insofern kritisch zu betrachten, da bei den Reifenmessungen äußere Einflüsse, Messrauschen und Unrundheiten als gegeben angesehen werden müssen. Eine sehr gewissenhafte Messung (inkl. Vorbereitung, Aufwärmphase, usw.) sowie eine sorgfältige Signalverarbeitung mit phasenrichtiger Filterung, sauberer Offsetkorrektur und robustem Optimierungsalgorithmus sind daher notwendig, um belastbare Ergebnisse zu erhalten (vgl. Kap. 5.7.1). Die Abbildung 5.27 zeigt, dass der PT2-Ansatz mit den identifizierten Parametern Einlauflänge und Einlaufdämpfung das Seitenkraftübertagungsverhalten bei 5 km/h sehr exakt abbilden kann.

Weiterhin wird dargestellt, dass die bei 5 km/h optimierten Parameter auch das Reifenverhalten bei 20 km/h sehr gut wiedergeben. Dies unterstreicht die Unabhängigkeit der Parameter von der Geschwindigkeit. Die Bedingungen für eine Parameterbestimmung bei 20 km/h sind deutlich ungünstiger als bei 5 km/h.

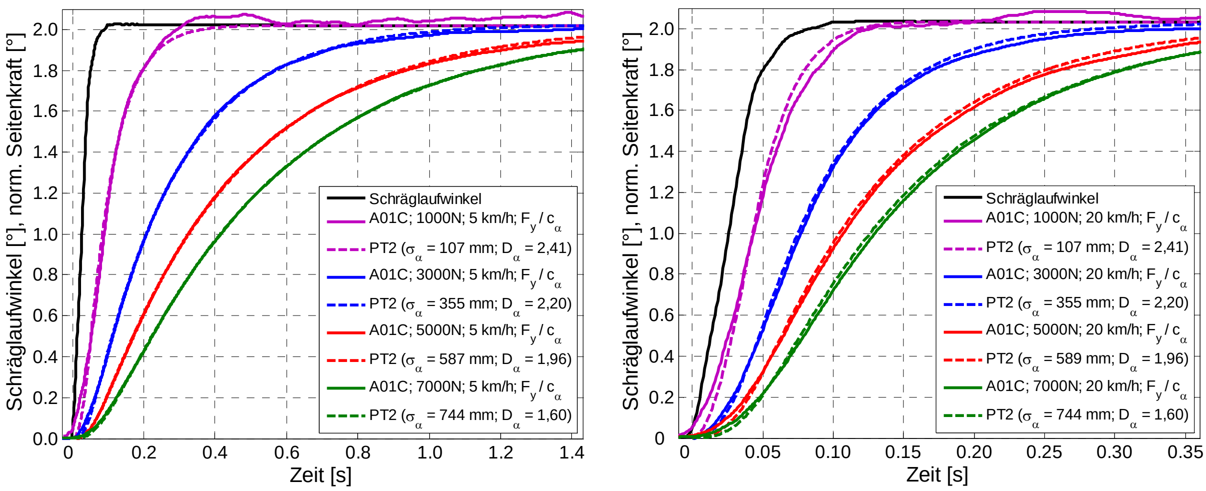


Abbildung 5.27: PT2-Parameteroptimierung am Schräglaufwinkelsprung bei 4 Radlasten, 5 km/h (li) und 20 km/h (re)

Parameterstudien müssen nun die Abhängigkeiten der eingeführten Einlaufdämpfung D_α von weiteren Reifenparametern beleuchten. Aus Abbildung 5.28 kann die Abhängigkeit der Einlaufdämpfung von Radlast, Fülldruck, Reifendimension und Endschräglaufwinkel entnommen werden. Es ist festzuhalten, dass die Einlaufdämpfung für gängige Radlasten von 5000 N zwischen 1,7 und 2,2 liegt. Mit steigender Radlast kann im Durchschnitt mit 5 % Erhöhung pro 1000 N gerechnet werden. Als besonders empfindlich stellt sich die Bestimmung der Einlaufdämpfung bei geringen Radlasten (< 3000 N) heraus, da hier nur geringe Seitenkräfte auftreten und somit Unrundheiten und Störungen besonders stark in den Vordergrund rücken. Bei mittleren Radlasten hat der Fülldruck nur sehr geringen Einfluss auf die Einlaufdämpfung. Erst bei Radlasten über 5000 N zeigt sich, dass die Einlaufdämpfung bei den Reifen mit niedrigerem Fülldruck deutlich stärker abfällt, d.h. der höhere Fülldruck macht die Einlaufdämpfung stabiler. Im Mittel liegen die Einlaufdämpfungen beim Sprung von 0° auf 2° ca. 5 bis 10 % niedriger, als beim Sprung von 0° auf 1°, welche jedoch einer stärkeren Streuung unterworfen sind.

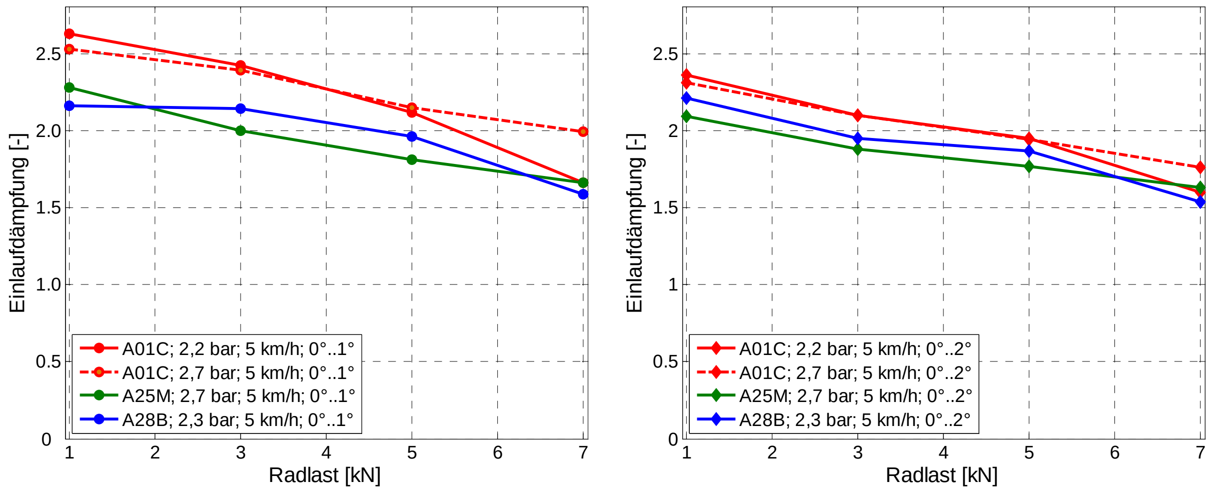


Abbildung 5.28: Einlaufdämpfung als Funktion der Radlast und des Endschräglaufwinkesls für drei Reifen

Für die kleinen Schräglaufwinkelsprünge ist festzustellen, dass auch hier die erreichte stationäre Seitenkraft relativ klein ist, was zu einer prozessanfälligen Bestimmung der Einlaufdämpfung führt. Somit wird empfohlen, die Einlaufdämpfung anhand von Schräglaufwinkelsprüngen nach $\alpha_{stat} = 2°$ zu bestimmen.

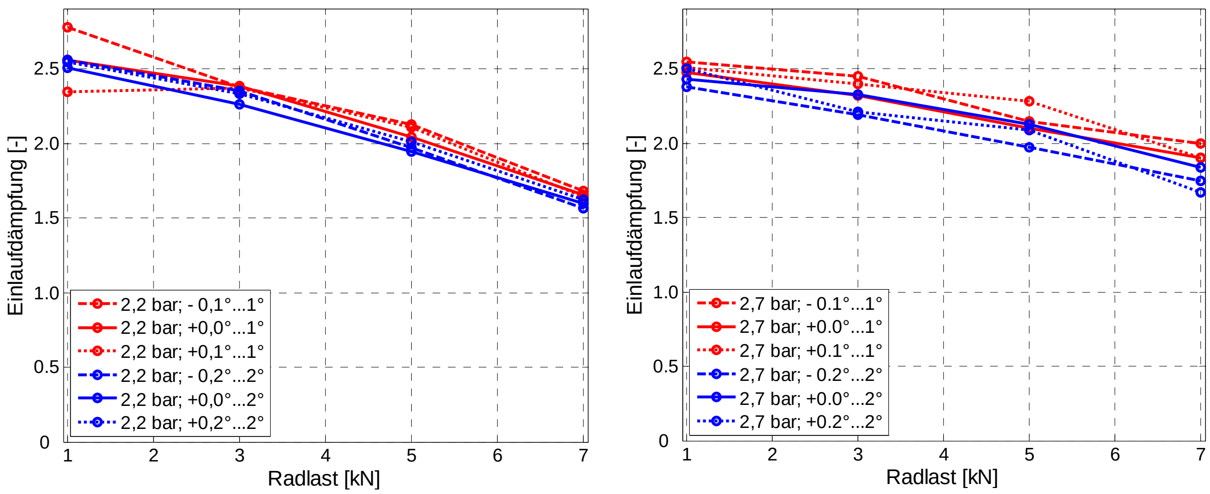


Abbildung 5.29: Einfluss der Vorspur auf die Einlaufdämpfung bei 5 km/h; Continental 225/50 R 17 98Y; 2,2 bar (li) und 2,7 bar (re)

Des Weiteren wird der Einfluss der Vorspur auf die Einlaufdämpfung untersucht. In Abbildung 5.29 sind daher die approximierten Einlaufdämpfungen aus dem beschriebenen Optimierungsalgorithmus für zwei Fülldrücke über der Radlast dargestellt. Es wird deutlich, dass die Bestimmung der Einlaufdämpfung erkennbaren Streuungen unterliegt, da die Zahlenwerte der Reifenzeitkonstante τ_r wesentlich kleiner sind, als die der Einlauflänge. Es ist kein nachweisbarer Zusammenhang zwischen Einlaufdämpfung und Vorspur zu erkennen. Vielmehr sind die Streuungen der Einlaufdämpfung zufällig, wodurch der Einsatz einer Mittelung der drei bestimmten Einlaufdämpfungen gerechtfertigt ist. Diese kann die statistischen (zufälligen) Fehler des Mess- und Bestimmungsverfahrens minimieren und somit das Verfahren robuster gestalten.

Tabelle 5.5: Einflussparameter auf die Einlaufdämpfung von Reifen

Reifenparameter	Einlaufdämpfung	Tendenz
Radlast ⇧	D_α ⇩	Absenkung ca. 5 bis 15 % pro 1000 N
Fülldruck ⇧	D_α ⇨	leichter Abfall bei sehr hohen Radlasten
Vorspur ⇧	D_α ⇨	kein signifikanter Einfluss
Sturz ⇧	D_α ⇨	kein signifikanter Einfluss
Abrollgeschwindigkeit ⇧	D_α ⬀	ca. 1-5 % pro 10 km/h
Endschräglaufwinkel ⇧	D_α ⇩	5-15 % bei Sprung nach 2° statt nach 1°

Auch der Endschräglaufwinkel im linearen Schräglaufwinkelbereich zeigt keinen signifikanten Einfluss auf die Einlaufdämpfung. Insgesamt ist jedoch die Bestimmung bei großen Schräglaufwinkeln robuster, da größere nominelle Seitenkräfte erreicht werden. In Tabelle 5.5 sind die wesentlichen Einflussfaktoren auf die Einlaufdämpfung dargestellt.

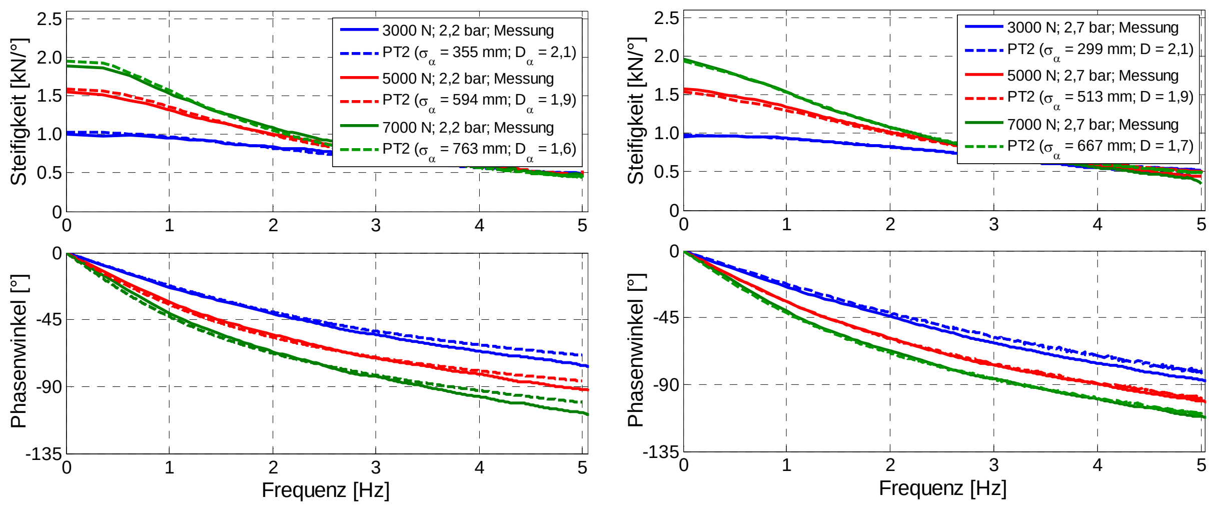


Abbildung 5.30: Vergleich zwischen der am Schräglaufwinkelsprung parametrierten EInlauflängen und -dämpfungen mit den Schräglaufwinkelgleitsinusmessungen; 20 km/h

Der Vergleich der am Schräglaufwinkelsprung bestimmten Einlauflängen und –dämpfungen mit dem Amplituden- und Phasengang aus der Schräglaufwinkelgleitsinusmessung ist in Abbildung 5.30 dargestellt. Es zeigt sich eine sehr gute Korrelation des Systemverhaltens im Zeit- und Frequenzbereich, was auf ein lineares zeitinvariantes Systemverhalten hindeutet.

5.8 Ergebnisse der Messungen am Reifenprüfstand

Neben standardisierten Messverfahren mit den genormten Aufwärmphasen muss eine Standardisierung der Signalaufbereitung und Auswerteroutinen angestrebt werden, um vergleichbare Prüfstandsergebnisse zu erhalten. Wesentliche Schritte dazu sind vorgestellt worden. Um Reifenmessungen in Zukunft einfacher, kostengünstiger und verschleißärmer durchführen zu können, werden zwei neue Messverfahren vorgestellt. Beide lassen sowohl die Analyse des transienten als auch des quasistationären Reifenverhaltens zu. Es wird weiterhin eine Methode zur direkten und robusten Bestimmung der Einlauflänge σ_α und der neu eingeführten Einlaufdämpfung D_α vorgestellt. Die Validierung des zugrunde liegenden PT2-Ansatzes erfolgt sowohl im Zeit- als auch Frequenzbereich. Die Verfahren lassen die schnelle und verschleißarme Bestimmung der wesentlichen Reifenseitenkraftkenngrößen direkt über der Radlast zu. Dies ist für die Reifenmodellparametrisierung von Vorteil.

Für alle Reifenkennwerte ist es zweckmäßig, eine möglichst vollständige Analyse der Einflussgrößen durchzuführen. Dies ermöglicht zum einen eine genauere Parametrisierung von Reifenmodellen und zum anderen eine Abschätzung der Eigenschaften nicht verfügbarer Reifen. Weiterhin kann durch die Einflussanalyse nachgewiesen werden, dass einige Parameter, wie der Sturzwinkel, wenig Einfluss auf einzelne Reifenkennwerte haben. Diese Erkenntnisse werden in Kapitel 6 zur methodischen Reduktion des Parameterraums von Reifenmodellen genutzt. Darüber hinaus kann durch den Einsatz geeigneter Reifendatenbanken, in denen Hersteller, Dimension, Bauart usw. festgehalten sind, eine methodische Schätzung der Kennlinien nicht vermessener Reifen erfolgen, was vor allem in der frühen Fahrzeugkonzeptphase hilfreich ist. Auch eine Korrelation zwischen einfach messbaren quasistatischen Kennwerten, wie der Torsionssteifigkeit, zu aufwendiger messbaren Kennlinien, wie der Schräglaufsteifigkeit, kann zur Vorhersage von Reifeneigenschaften angewandt werden.

Letztlich zeigen sich Schräglaufwinkelgleitsinusmessungen als ungeeignet für die transiente Parameteridentifikation von Reifenmodellen, da trotz eines hohen Aufwandes und Verschleißes pro Messung nur ein bzw. zwei Parameter bestimmt werden können. Amplituden- und Phasengänge der Messungen liefern aber den Beweis der Richtigkeit des neu eingeführten PT2-Verzögerungsansatzes. Dessen Parametrisierung sollte jedoch anhand der Schräglaufwinkelsprünge im Zeit- bzw. Radlastbereich erfolgen.

6 Parameteridentifikation von Reifenmodellen

An dieser Stelle wird der Parametrisierungsprozess der in Kapitel 4 vorgestellten Reifenmodelle mit Hilfe der Reifenmessungen aus Kapitel 5 vorgestellt. Schwerpunkt ist die Darstellung einer Methode, die es ermöglicht, Reifenmodelle in der Softwareumgebung, in der sie später eingesetzt werden sollen, zu parametrieren und zu analysieren. Grund dafür ist die Variation der Ergebnisse aus Reifensimulationen in verschiedenen MKS-Programmen, wie sie LUGNER ET AL. [LUG07] im Tire-Model-Performance-Test vorgestellt haben. Wesentliches Ziel ist die Validierung und Verbesserung der Reifenmodelldatensatzgüte beliebiger Reifenmodelle sowie eine automatische Güte- sowie Parameterbestimmung. Ziel muss die Standardisierung und Automatisierung aller Teilprozesse von der Durchführung der Messung, über die Signalverarbeitung bis zur Parameteroptimierung beliebiger Reifenmodelle sein.
Häufig werden Reifenmodelle anhand ihrer Modellierungstiefe verglichen, um ihre Anwendbarkeit für bestimmte Simulationen zu bewerten [HLS01, BÖS02]. Diese Herangehensweise ist nur in einem sehr begrenzten Umfeld und für einzelne Anwendungen zielführend. Vielmehr ist für die Güte einer Reifensimulation der Reifenmodelldatensatz und die zur Parametrisierung verwendete Messungsgüte (Kap. 5) zu bewerten. Vor diesem Hintergrund müssen zwei Anforderungen konstatiert werden: zum einen valide und reproduzierbare Messungen und zum anderen eine exakte und möglichst automatische Parametrisierung. Nur so lassen sich durch den Prozess der Bestimmung von Reifenmodelldatensätzen belastbare Ergebnisse mit den darauf aufbauenden Simulationen erzielen. (siehe auch [HIR09]).
Die Abläufe der Parametrisierung bzw. Identifikationsverfahren lassen sich nach den Klassen der Reifenmodelle unterscheiden (Kap. 4.1). Allgemein kann festgehalten werden: Je weniger Parameter und Kreuzabhängigkeiten modelliert sind, desto stabiler und eindeutiger wird die Parameteroptimierung. HILSCHER\EINSLE [HIL07] zeigen einen Ansatz zur automatischen Parameteroptimierung von FTire-Datensätzen für Komfortsimulation. Die Untersuchungen werden mit dem Reifen Continental, Sport Contact 2, 225/20 R 17 98Y durchgeführt.

6.1 Der virtuelle Reifenprüfstand (vRPS)

Zur Untersuchung der Reifenmodelldatensätze unter den gleichen Randbedingungen wie am realen Reifenprüfstand ist es notwendig, einen äquivalenten Reifenprüfstand virtuell aufzubauen. Die Abbildung 6.1 zeigt eine mögliche schematische Darstellung des Modells eines virtuellen Reifenprüfstandes. Das Testen am virtuellen Reifenprüfstand hat eine Reihe von Vorteilen: der Einfluss der Reifenmodellschnittstelle und der MKS-Software wird ausgeschlossen, jedes beliebige Reifenmodell kann getestet werden und die Belastung verläuft äquivalent zum realen Prüfstand. Entscheidend ist es, die Koordinatensysteme der realen Messung und des virtuellen Reifenprüfstandes gleich zu definieren (Kap. 2.1).

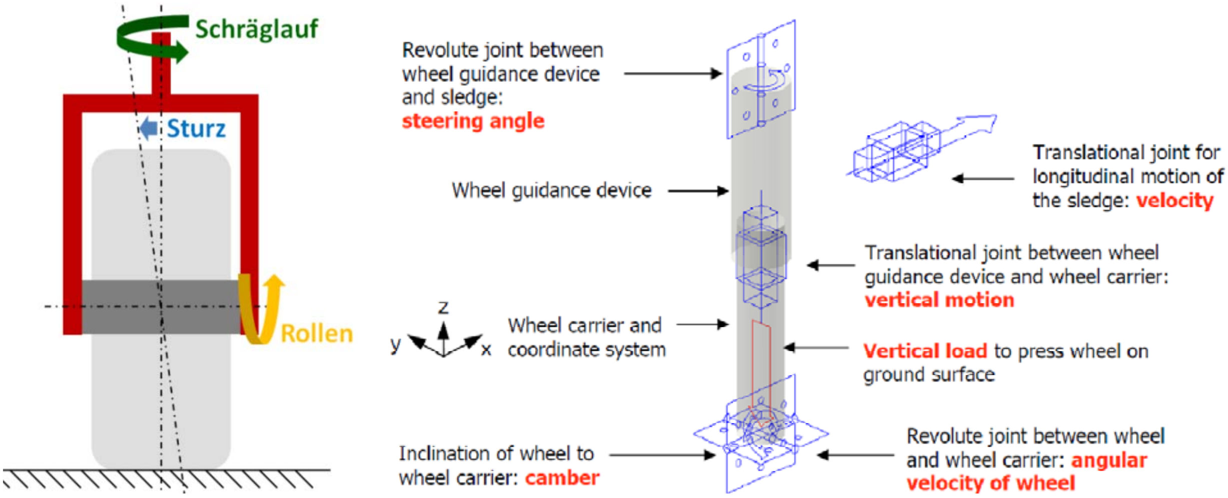


Abbildung 6.1: Der virtuelle Reifenprüfstand (vRPS); schematisch (li) bzw. im MKS (re) [LUG07, S.1]

Um beliebige Belastungssituationen simulieren zu können, wird die Möglichkeit der Einbindung eine Trommeloberfläche und einer ebenen Straße vorgesehen. Neben Schräglauf und Sturz sind Antreiben und Bremsen sowie die Verschiebung und Verdrehung des Untergrundes zur Bestimmung quasistatischen Steifigkeiten vorgesehen.

6.2 Abbildungsgüte kommerziell parametrisierter Reifendatensätze

Eine Vielzahl verschiedener Firmen und Institute bietet die Parametrisierung von Reifenmodelldatensätzen kommerziell an. Für eine Bestandsaufnahme ist es an dieser Stelle zielführend derartige Datensäte hinsichtlich deren Abbildungsgürte und damit Vergleichbarkeit zu untersuchen.

6.2.1 Reifenrückstellmoment beim Lenken im Stand

Das Reifenrückstell- bzw. Bohrmoment von Reifen beeinflusst wesentlich die Kräfte und Momente von Fahrzeugbauteilen beim Lenken im Stand (Parkieren). Daher muss auch diese Reifeneigenschaft vom Reifenmodell abgebildet werden. FTire ist durch den physikalischen Ansatz in der Lage, im Stand eine endliche Aufstandsfläche mit elementaren Haft- und Gleitelementen abzubilden (siehe Kap. 4.3). Durch die sich ergebenden horizontalen Kräfte aus Verformungs- und Bodendruckverteilungen, welche an endlichen Hebelarmen um die Drehachse verschoben werden, ergibt sich ein resultierendes Reifenrückstellmoment im Stand.
Abbildung 6.2 zeigt anhand von zwei Beispielen den Vergleich von Messung und Simulation aus dem Fitting-Report von FTire/fit [GIP10] mit nachsimulierten Reifenrückstellmomentkennlinien aus ADAMS. Es wird eine starke Abhängigkeit des simulierten Rückstellmomentes von der gewählten Umgebungssoftware deutlich. Des Weiteren sind in vielen Fällen schon im Fitting-Report Unterschiede von bis zu 50 % im maximalen Rückstellmoment dokumentiert. Folglich ergeben sich nicht selten Unterschiede von 60 bis 70 % zwischen Messung und Simulation des Bohrmomentenverlaufs mit kommerziell parametrisierten FTire-Datensätzen.

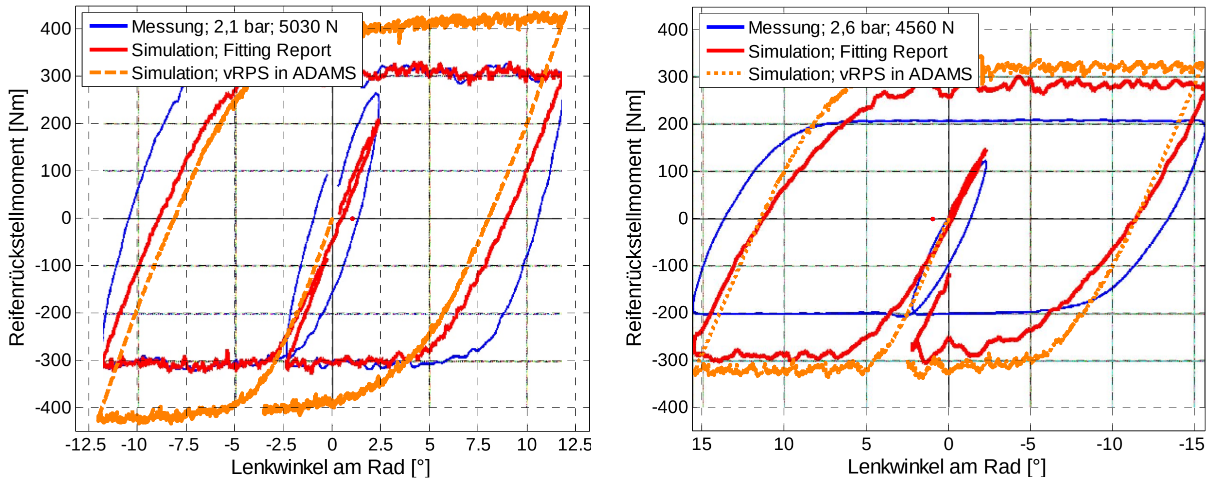


Abbildung 6.2: Vergleich Reifenrückstellmomentkennlinien beim Lenken im Stand (Parkieren) aus dem FTire/Fitting-Report und am vRPS in ADAMS

Die MF-Tyre 5.2 Reifenmodelle können das Reifenrückstellmoment beim Parkieren nicht abbilden, da die Standardschlupfdefinition im Stand versagt. Erst das Reifenmodell MF-Tyre 6.0 und PAC2002 sind durch eine Modellumschaltung in der Lage, das Reifenrückstellmoment realitätsnah wiederzugeben. Über den Parameter QCRP1 kann das Reifenmodellverhalten, unabhängig vom anderen Reifenkennlinien, an die Parkiermessungen angepasst werden [MSC05].

6.2.2 Schräglaufsteifigkeit

Die Änderung der Schräglaufsteifigkeit mit der Radlast ist die elementare Reifeneigenschaft für die Simulation von Extremsituationen. Eine Gegenüberstellung fünf verschiedener Reifenmodelldatensätze zweier verschiedener Reifenmodelle soll zeigen, wie die Abbildungsgüte von Reifenmodellen und deren Datensätzen ausfällt (Abbildung 6.3). Hervorzuheben ist, dass alle fünf Messungen und Parametrisierungen an fünf verschiedenen Instituten von fünf verschiedenen Personen durchgeführt wurden. Vor allem bei den FTire-Datensätzen zeigen sich Unterschiede von teilweise mehr als 40 % in der Abbildung dieser Reifeneigenschaft.

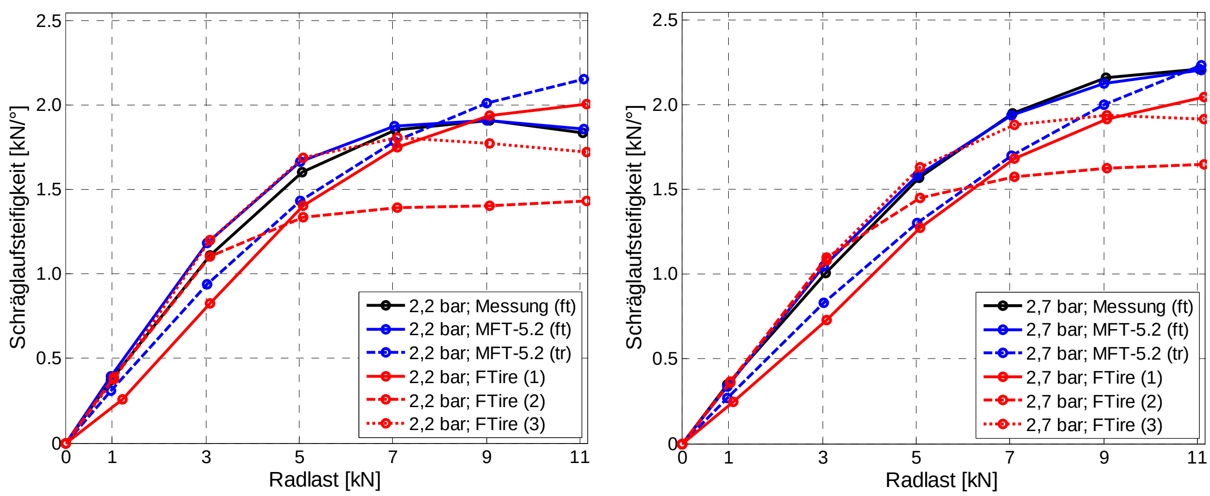


Abbildung 6.3: Schräglaufsteifigkeit verschiedener Reifenmodelldatensätze als Funktion der Radlast

Außerdem ist ein sehr unterschiedliches Verhalten verschiedener FTire-Datensätze zu verzeichnen. Die Abweichung des MF-Tyre-Datensatzes vom Flachbandprüfstand (ft) ist dagegen im Mittel < 5 %. Der MF-Tyre Datensatz der Straßenmessung (tr) ist aufgrund der systembedingt gänzlich unterschiedlichen Messdaten deutlich abweichend von den Messdaten des Reifenprüfstandes (vgl. Kap. 2.2). Dies führt zur Fragestellung der Übertragbarkeit von Prüfstandsmessungen auf Straßensimulationen mit Gesamtfahrzeugen (Kap. 6.8).
Im Wesentlichen lassen sich aus diesen Darstellungen zwei Schlussfolgerungen ziehen. Zum Ersten, dass es deutliche qualitative und quantitative Unterschiede zwischen Datensätzen des gleichen Reifenmodells geben kann und zum Zweiten, dass es deutliche Unterschiede zwischen den Reifenmessungen gibt, die sich im Reifenmodelldatensatz widerspiegeln. Die nominell größten Abweichungen ergeben sich bei hohen Radlasten.

6.2.3 Transientes Seitenkraftverhalten

Die Abbildung 6.4 zeigt typische Verläufe der lateralen Einlauflänge von MF-Tyre-Datensätzen, worin der stark degressive Zusammenhang zur Radlast deutlich wird. Zumeist sinkt die Einlauflänge oberhalb einer Grenzradlast sogar wieder ab. Zum Vergleich sind in Abbildung 6.5 die longitudinalen Einlauflängen der gleichen Datensätze dargestellt. Darin wird deutlich, dass die Stabilität der Parameteridentifikation durch die Vielzahl an Parametern und die nichtlinearen Modellansätze zu unrealistischem Reifenmodelldatensatzverhalten führen kann, da es physikalisch nicht erklärbar ist, dass die Einlauflänge negativ werden kann. Dies würde ein Voreilen der Längskraft vor dem Schlupf bedeuten, was zu einem selbstverstärkenden und damit instabilen Systemverhalten führt.

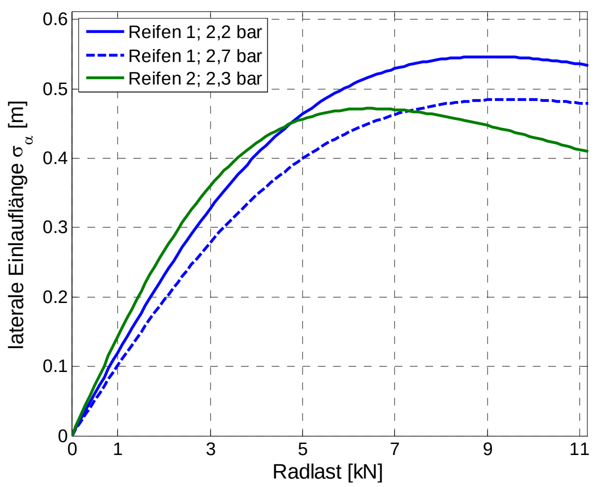


Abbildung 6.4: Laterale Einlauflängen aus MF-Tyre-Datensätzen über der Radlast

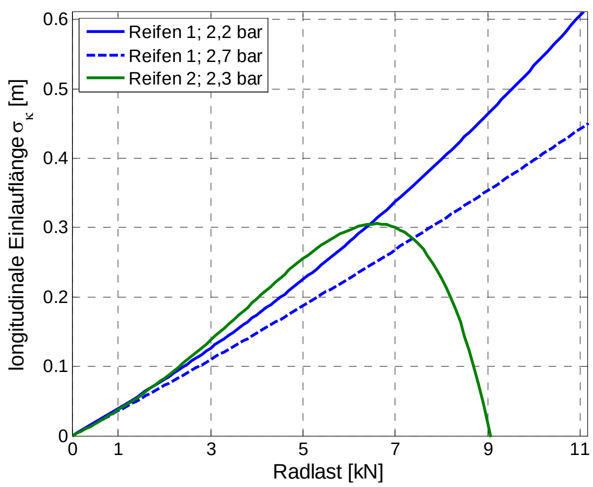


Abbildung 6.5: Longitudinale Einlauflängen aus MF-Tyre-Datensätzen über der Radlast

Die Radlastabhängigkeit der Einlauflängen verschiedener Reifenmodelldatensätze des gleichen Reifens sind in Abbildung 6.6 zu sehen. Es zeigen sich im Vergleich zur Messung deutliche quantitative und qualitative Unterschiede zwischen Reifenmodellen aber auch zwischen

Datensätzen. Vor allem bei hohen Radlasten wird die laterale Einlauflänge zwischen 10 und 40 % zu niedrig abgebildet. Darüber hinaus zeigen die FTire-Datensätze bei mittleren und hohen Geschwindigkeiten eine starke Schwingungsneigung der Seitenkraft bei Schräglaufwinkelsprunganregung (siehe Anhang A.7).

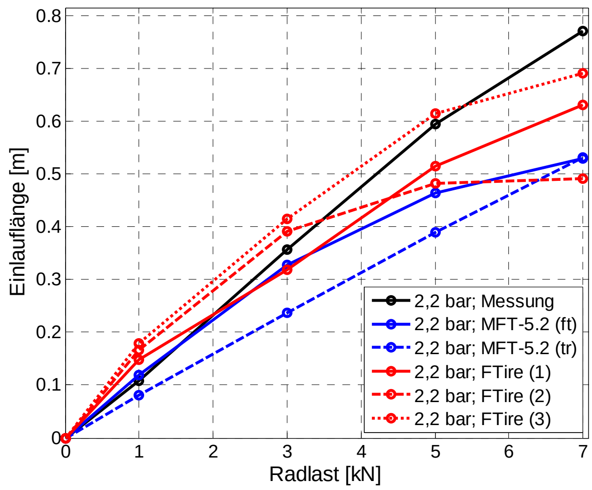


Abbildung 6.6: Einlauflängen verschiedener Reifenmodell-datensätze als Funktion der Radlast

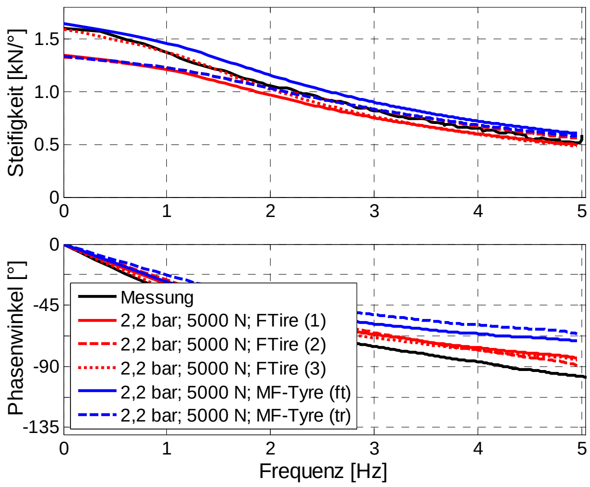


Abbildung 6.7: Amplituden- und Phasengänge von MF-Tyre und FTire-Datensätzen bei 20 km/h

Die Amplituden- und Phasengänge der MF-Tyre- und FTire-Datensätze bei Schräglaufwinkelgleitsinusanregung sind in Abbildung 6.7 dargestellt. Es wird deutlich, dass der Modellansatz von MF-Tyre keine Phasenverzüge von mehr als 90° ermöglicht und die Grenzfrequenz der des transienten Übertragungsverhaltens Amplituden- und Phasengang koppelt. Auch die FTire-Datensätze zeigen, obwohl dies vom physikalischen Ansatz her prinzipiell möglich ist, keine Phasenverzüge von mehr als 105°. Dies hat eine weiterführende Studie an über fünfzehn FTire-Datensätzen sowie eine Sensitivitätsanalyse gezeigt.

6.2.4 Vergleich der Datensätze in der Gesamtfahrzeugsimulation

Ziel dieser Arbeit ist eine verbesserte Beschreibung des Reifenverhaltens bei transienten und extremen Fahrmanövern. Daher sollen die Gierreaktionen einer Mehrkörpersimulation eines solchen Manövers mit den gezeigten fünf Reifenmodelldatensätzen des identischen Reifens verglichen werden (Abbildung 6.8). Den Abbildungen ist zu entnehmen, dass sich die Simulationsergebnisse gravierend unterscheiden. So ist eine Simulation (FTire (1) bei 2,2 bar) bereits vor Beginn der Simulation instabil. Weitere Verläufe zeigen ein Ausbrechen des Fahrzeugs. Die stabilen Simulationen führen zu unterschiedlichen maximalen Giergeschwindigkeiten sowie unterschiedlichen Giereigenfrequenzen.

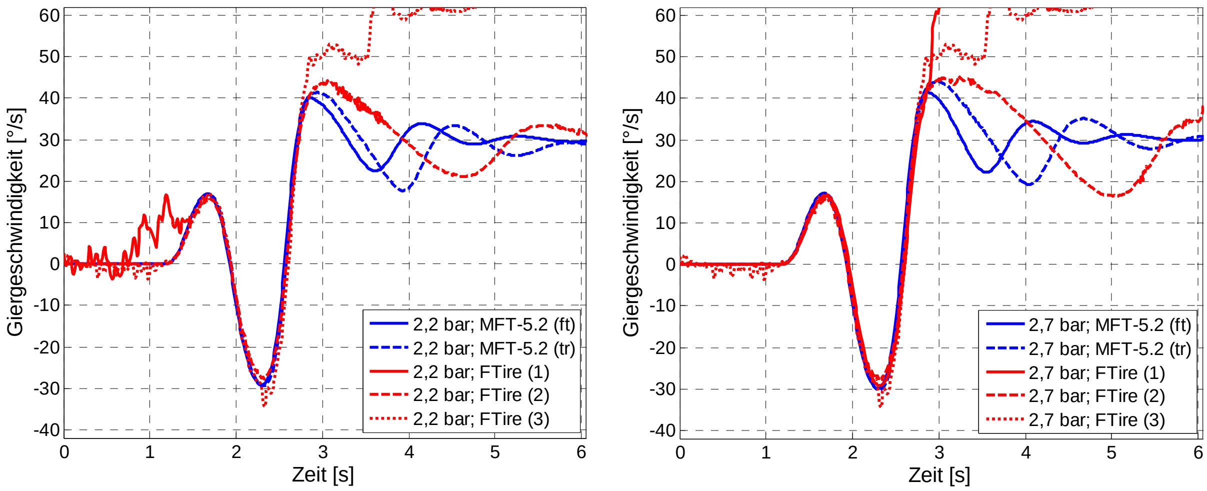


Abbildung 6.8: Simulation eines Extremmanövers mit fünf Reifenmodelldatensätzen des gleichen Reifens bei 2,2 bar (li) und 2,7 bar (re)

6.3 Automatischer Gütereport von Reifenmodelldatensätzen

Die wesentliche Herausforderung bei der Verwendung von Dritten parametrisierter Reifenmodelldatensätze ist die objektive Einschätzung der lokalen und globalen Abbildungsgüte charakteristischer Reifenkennlinien. Durch die große Vielfalt der Lastfälle und Randbedingungen ist es nicht praktikabel, diesen Vergleich manuell durchzuführen. Daher ist eine vollautomatische Routine entstanden, die einen kompletten Satz vorhandener Messungen sequenziell einliest, den Versuchsablauf erkennt und diesen mit den Randbedingungen an einen virtuellen Reifenprüfstand übergibt (siehe Abbildung 6.9). Weiterhin wird die entsprechende Simulation automatisch gestartet, Messung und Simulation in einem Diagramm dargestellt und gespeichert und zusammen mit versuchsabhängigen Gütekennwerten in einem Html-Report gespeichert (Beispiel siehe Anhang A.5).

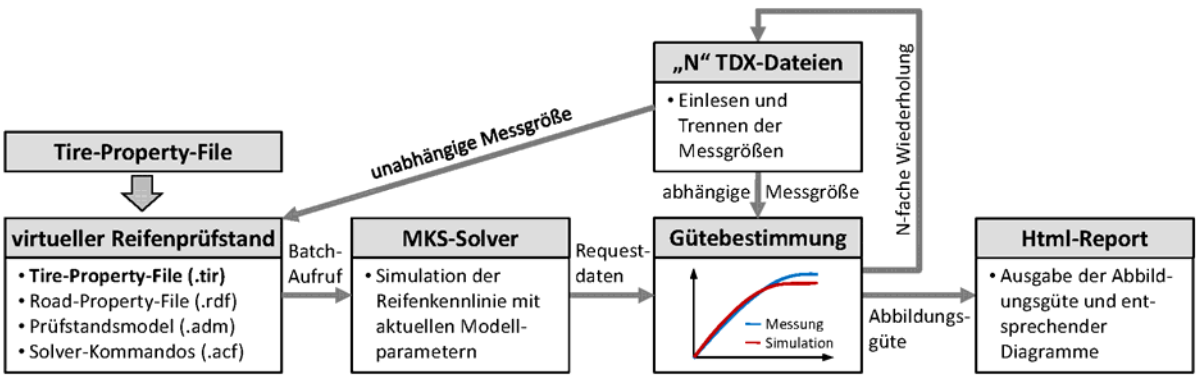


Abbildung 6.9: Schema einer automatischen Gütereporterstellung von Reifenmodelldatensätzen

Die reine Fehlerbetragssumme ist kein robustes Mittel, um Reifenkennlinien zu vergleichen, da diese sehr große und sich stark ändernde Gradienten aufweisen. Vielmehr ist es notwendig, aus einer Kennlinie charakteristische Kennwerte automatisch zu bestimmen und diese direkt zu vergleichen.

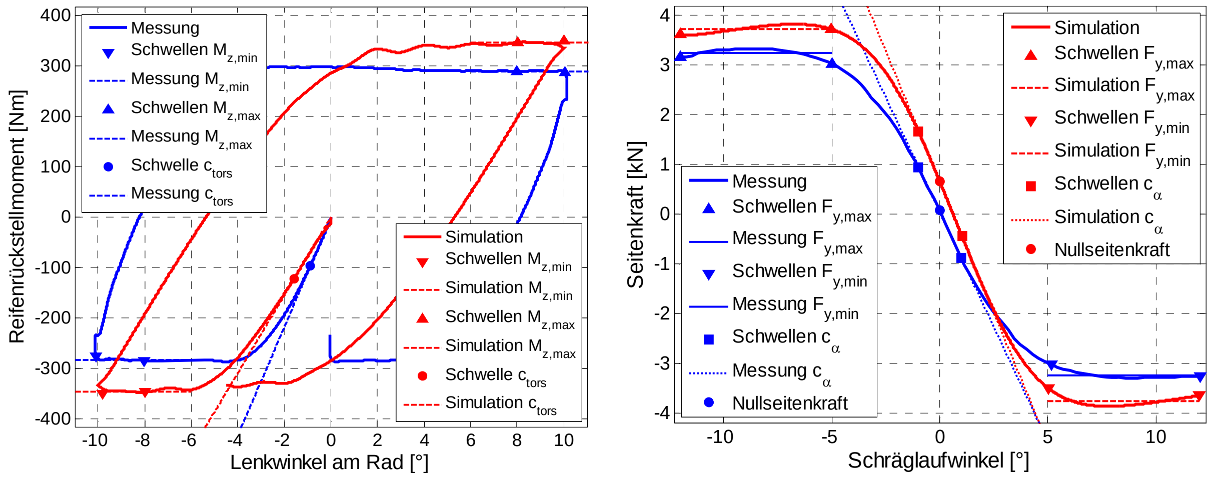


Abbildung 6.10: Automatische Bestimmung der Abbildungsgüte von Reifenmodelldatensätzen am Beispiel Bohrmoment (li) und der Schräglaufkennlinie (re)

Abbildung 6.10 gibt dieses Vorgehen anhand der Bohrmoments beim Lenken im Stand und der Schräglaufkennlinie wieder. Es zeigt sich, dass die Bestimmung dieser Kennwerte nach einem robusten Verfahren belastbare und leicht interpretierbare Gütewerte liefert. Die Abweichung eines simulierten und gemessenen Kennwertes K_j sollte prozentual erfolgen:

$$\mathrm{G}_{\mathrm{K_j}} = \frac{\left|K_{j,Messung} - K_{j,Simulation}\right|}{\left|K_{j,Simulation}\right|} \tag{6.1}$$

Dabei steht K_j für typische Reifenkennwerte wie $M_{z,max}$, $F_{y,max}$ oder c_α einzelner Messungen. Das Ergebnis der Einzelgüten G_{K_j} mit zugehörigen Diagrammen kann anschließend zur detaillierten Analyse im Html-Report überprüft werden. Die gesamte Abbildungsgüte eines Reifenmodelldatensatzes für einen Lastfall (z.B. reiner Schräglauf) oder sogar der Raum aller gemessenen Lastfälle kann aus der gewichteten Summe aller N_G Einzelgüten G_{K_j} ermittelt werden:

$$\mathrm{G}_{\mathrm{DS}} = \sum_{i=1}^{N_G} w_i \cdot G_{K_j} \qquad mit \qquad \sum_{i=1}^{N_G} w_i = 1 \tag{6.2}$$

Dieser Kennwert erlaubt eine schnelle und übersichtliche Aussage über die Abbildungsgüte bzw. Qualität eines Datensatzes und ermöglicht damit eine Qualitätssicherung und einen Qualitätsvergleich im virtuellen Entwicklungsprozess von Fahrzeugen. Tabelle 6.1 zeigt die Anwendung dieses Verfahrens für den Lastfall „reiner Schräglauf" unter variierten Randbedingungen, wobei wiederum die fünf Reifenmodelldatensätze des identischen Reifens verwendet wurden. Die Hauptdiagonale der Tabelle gibt das Ergebnis der jeweils eigenen Parameteridentifikation mit eigenen Messungen wieder. Festzuhalten ist, dass sowohl Abbildungsgüte als auch Messergebnisse stark streuen, was aufgrund unterschiedlicher Prüfstandskonzepte (Kap. 2.2) und verschiedenen Messeinflüssen zu erwarten ist.

Tabelle 6.1: Übersicht der Abbildungsgüte verschiedener Reifenmodelldatensätze

	Reifenmodelldatensatz				
Messreihe	**MF-Tyre (ft)**	**MF-Tyre (tr)**	**FTire (1)**	**FTire (2)**	**FTire (3)**
Flachbahnprüfstand	**90,6 %**	84,0 %	73,7 %	81,3 %	82,1 %
Messanhänger	78,9 %	**95,3 %**	88,5 %	87,8 %	87,9 %
Institut (1)	67,8 %	83,7 %	**76,4 %**	85,7 %	79,8 %
Institut (2)	51,3 %	41,9 %	30,9 %	**42,5 %**	37,1 %
Institut (3)	81,9 %	78,8 %	62,6 %	79,7 %	**75,0 %**

Einzig die Messungen des Instituts (2) unterscheiden sich offensichtlich deutlich von denen der anderen. Es fällt auf, dass Schräglaufkennlinien keine besondere Priorität im allgemeinen Parameteridentifikationsprozess von FTire-Datensätzen genießen. Weiterhin werden Schwächen in der Abbildung vieler verschiedener Lastfälle deutlich. Festzuhalten ist jedoch, dass der quantitative Vergleich stark vom Bestimmungsverfahren der Einzelgüten G_{K_j} und den Wichtungsfaktoren w_i abhängt, welche individuell festgelegt werden müssen.

6.4 Parameteridentifikation von MF-Tyre Datensätzen

MF-Tyre ist ein mathematisches Reifenmodell (Kap. 4.2), d.h. es beschreibt einzelne Reifenkennlinien über wenige genau dokumentierte Parameter und besitzt somit wenige Kreuzabhängigkeiten. Folglich lassen sich die Reifenkennlinien schnell und stabil über automatische Parameteroptimierungsroutinen bestimmen. Die wenigen enthaltenen Kreuzabhängigkeiten werden durch das Zusammenfassen der entsprechenden Kennlinien berücksichtigt, wobei die Gütebewertungen über Wichtungsfaktoren gebündelt werden müssen (Kap. 6.3).

Das in Abbildung 6.11 dargestellte Schema eines solchen Optimierungsablaufes zeigt, dass nach dem Einbinden des funktionalen Zusammenhangs der Schräglaufsteifigkeit und der beiden Optimierungsparameter noch zwei wesentliche Elemente beschrieben werden müssen: der Optimierungsalgorithmus und eine Abbildungsgüte. Ein neuer Ansatz ist die Bestimmung der Abbildungsgüte aus der Fehlerbetragsabweichung anhand von Kennlinien über der Radlast. Da diese stetig sind und robust bestimmt werden können (Kap. 5), wird auch die Optimierung stabiler. Eine Reihe robuster Optimierungsverfahren werden in Kap. 2.6 vorgestellt. Aufgrund der einfachen Struktur wird empfohlen, für diese Anwendung einfache gradienten-gestützte Verfahren wie den Downhill-Simplex-Algorithmus zu nutzen. Große Vorsicht ist bei der Wahl der Seitenkraftoffsets S_{Vy} und vor allem S_{Hy} geboten (siehe Gleichungen (4.3) bis (4.5)), da diese die resultierende Seitenkraft signifikant verschieben.

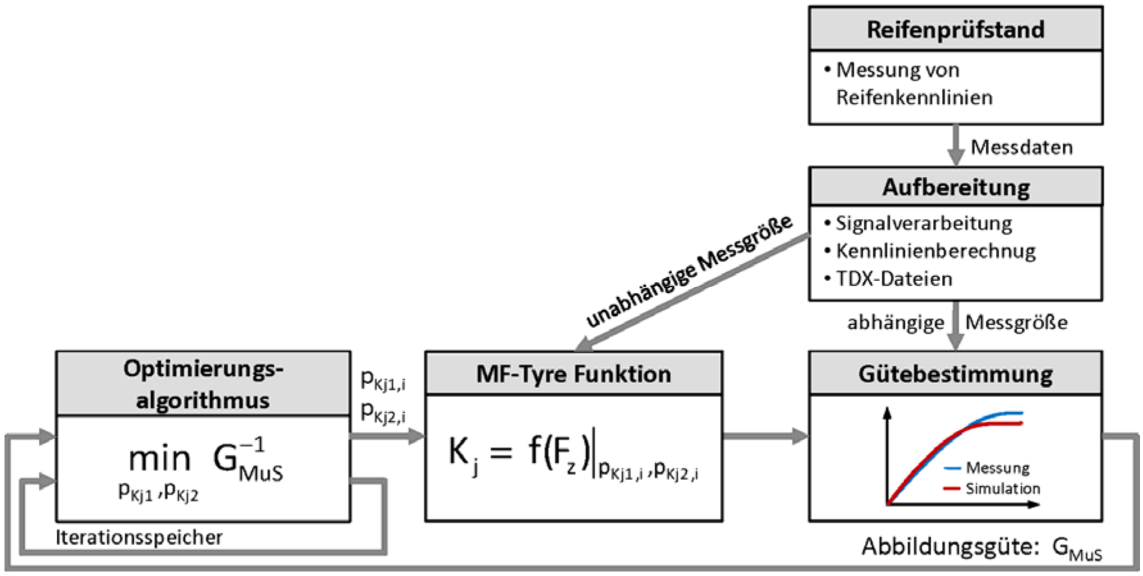


Abbildung 6.11: Optimierungsschema für MF-Tyre Parameter anhand von Radlastkennlinien

Physikalische Ursachen für diese Offsets, wie Konizität, Plysteer aber auch Messstreuungen, variieren jedoch über Reifenindividuen stark und zufällig, sodass ausschließlich eine statistische Berücksichtigung für die Fahrzeugsimulation sinnvoll ist (Kap. 9.4). Im Standardeinsatz sollten diese keine Anwendung finden.

6.4.1 Statische Reifenkennlinien

Das Reifenmodell MF-Tyre 5.2 ist vom Modellansatz her nicht in der Lage, Reifenkräfte und -momente bei stehendem Rad auszugeben (vgl. Kap. 4.2), da die Schlupfdefinition im Stand versagt. Erst durch eine Modellumschaltung bei niedrigen Geschwindigkeiten wird es möglich, statische Steifigkeiten bzw. das Reifenrückstellmoment beim Lenken im Stand zu simulieren. Dies wird in der Modellversion PAC2002 [MSC05] und MF-Tyre 6.0 [TNO05a] realisiert. Ein Parameteridentifikationsprozess für PAC2002 ist in Kapitel 6.5.2 beschrieben.

6.4.2 Schräglaufkennlinie

MF-Tyre-Datensätze können eine gemessene Schräglaufsteifigkeit als Funktion der Radlast $c_\alpha(F_z)$ über die Parameter p_{Ky1}(Skalierung), p_{Ky2}(Radlasteinfluss) und p_{Ky3}(Sturzeinfluss) abbilden (siehe Gleichung (4.6)). Wie jedoch gezeigt werden konnte, ist die Schräglaufsteifigkeit kaum vom Sturz abhängig (Kap. 5.5). Somit kann für viele Anwendungen der Parameter p_{Ky3} gleich Null gesetzt werden, was den Parameterraum um eine Dimension reduziert und so eine robustere Optimierung erlaubt. Sind jedoch Messungen mit Sturz vorhanden, so kann der Parameter p_{Ky3} daran direkt parametrisiert werden. Außerdem ist es zielführend, nicht wie gewöhnlich einzelne Schräglaufkennlinien bei verschiedenen Radlasten zu approximieren, sondern direkt die aus der neuen Radlastsprungmessung gewonnenen Schräglaufsteifigkeitskennlinien über der Radlast (Kap. 5.5.1) anzupassen. Dies lässt eine direkte und wesentlich robustere Parameterbestimmung und somit eine höhere Datensatzgüte zu.

Durch die nur leicht degressive Kennlinie kann zur Bestimmung der Abbildungsgüte die Fehlerquadratsumme oder die Fehlerbetragssumme genutzt werden. Die Umsetzung kann, wie in Abbildung 6.11 dargestellt, vollautomatisch und robust durchgeführt werden und ist in kommerziellen Programmiersprachen mit wenigen Programmzeilen umsetzbar. Die so ermittelten Kennlinien für zwei verschiedene Fülldrücke sind der Abbildung 6.12 zu entnehmen.

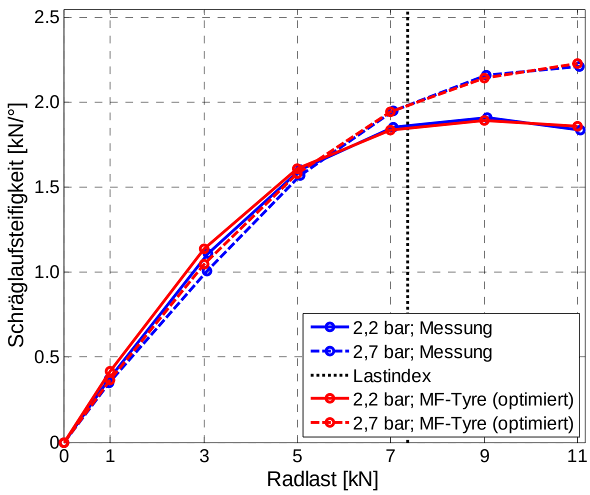


Abbildung 6.12: Optimierte Schräglaufsteifigkeitskennlinien eines MF-Tyre Datensatzes

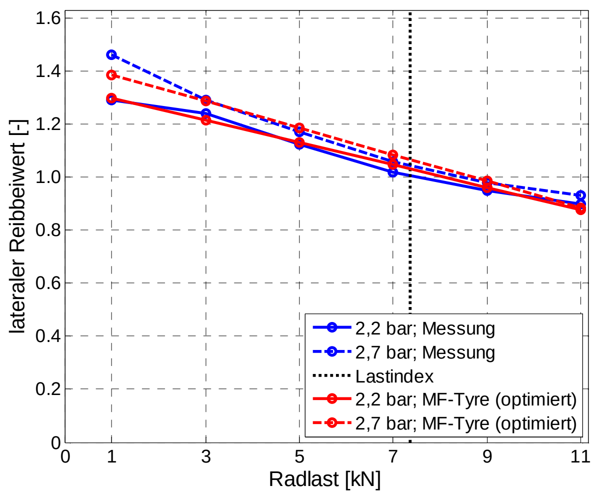


Abbildung 6.13: Optimierte Reibbeiwertkennlinien eines MF-Tyre Datensatzes

Durch identisches Vorgehen sind die Reibbeiwertskennlinien $\mu_\alpha(F_z)$ über die Parameter p_{Dy1}, p_{Dy2} und p_{Dy3} bestimmbar (siehe Gleichung (4.7)). Um die Gültigkeit für Extremmanöver zu gewährleisten, wurden die Messungen bis 11 kN Radlast erweitert. Das Ergebnis der entsprechenden Optimierung ist in Abbildung 6.13 dargestellt.

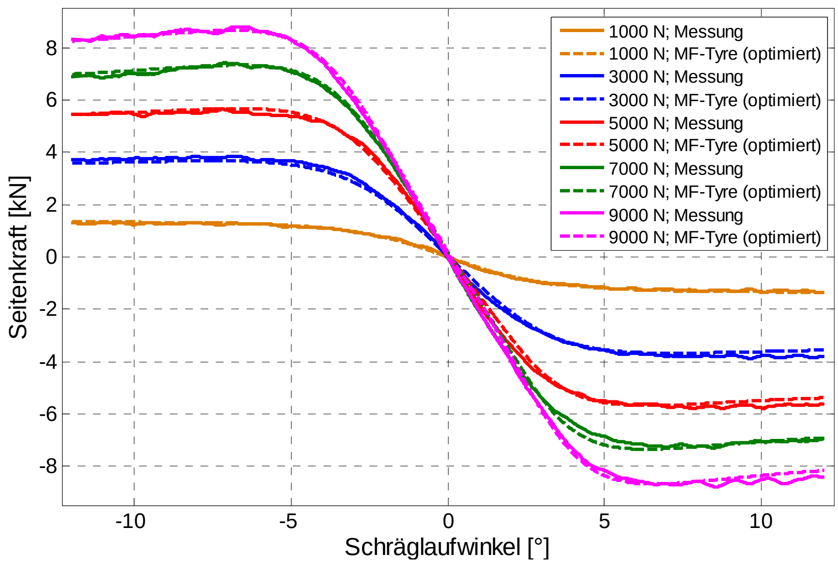


Abbildung 6.14: Optimierte Schräglaufkennlinien eines MF-Tyre Datensatzes

Der Einfluss des Sturzes wird über die einen mittleren Reibbeiwert und einen Seitenkraftoffset berücksichtigt und wie folgt bestimmt:

$$\mu_m(F_z, \gamma) = \frac{\mu_{F_{y,max}}(F_z, \gamma) + \mu_{F_{y,min}}(F_z, \gamma)}{2} \tag{6.3}$$

$$S_{Vy}(F_z, \gamma) = \frac{\mu_{F_{y,max}}(F_z, \gamma) - \mu_{F_{y,min}}(F_z, \gamma)}{2} \tag{6.4}$$

Somit kann die Parameteridentifikation wiederum im „Radlastbereich" erfolgen. Werden alle ermittelten Seitenkraftparameter dem Reifenmodelldatensatz zugeführt, ergibt sich eine exakte Abbildung der Schräglaufkennlinien über einen großen Radlastbereich (Abbildung 6.14).

6.4.3 Transientes Seitenkraftverhalten

Durch das modellierte PT1-Verhalten zwischen Schräglaufwinkel und Seitenkraft sind Grenzfrequenz und 45° Phasenverzug gekoppelt (vgl. Kap. 2.5.1) und es können nur Phasenverzüge bis 90° abgebildet werden. Weiterhin ist die Einlauflänge nicht von der Abrollgeschwindigkeit abhängig (siehe Kap. 5.7.3). Zur Parametrisierung der Einlauflänge wird standardmäßig die Schätzung nach Böhm u.a. (vgl. Kap. 3.5) verwendet. Dies wirft die wesentliche Fragestellung auf, warum für die Einlauflänge drei Parameter bestimmt werden müssen, wenn diese letztendlich über einen einfachen Zusammenhang (5.5) parametriert wird. Um dieses Verfahren deutlich stabiler (Parameteranzahl), einfacher (mathematische Beschreibung) und kostengünstiger (Anzahl der Reifenmessungen) zu machen, müsste der Ansatz (5.5) lediglich direkt im Reifenmodell implementiert werden.

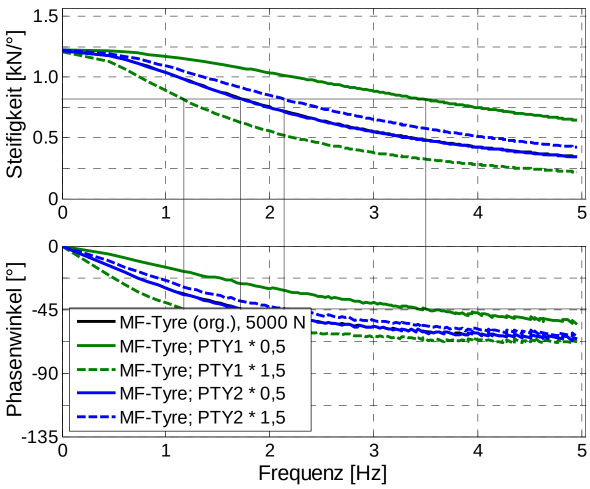


Abbildung 6.15: Sensitivität von MF-Tyre bzgl. der Einlauflängenparameter im Frequenzbereich

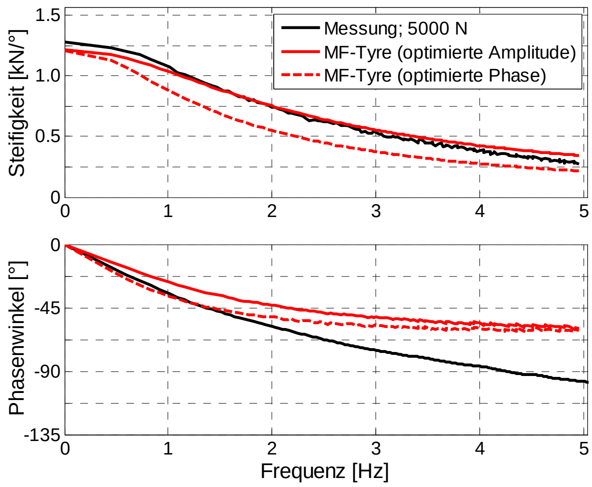


Abbildung 6.16: Frequenzgänge zweier unterschiedlich parametrisierter MF-Tyre Datensätze

Der Abbildung 6.15 sind die Frequenzgänge der Seitenkraft bei Schräglaufwinkelgleitsinusanregung bei Parametervariation um ±50 % zu entnehmen. Es zeigt sich, dass Amplituden- und Phasengang eindeutig verknüpft sind, weswegen die Möglichkeiten der Parametrisierung begrenzt sind. Abbildung 6.16 zeigt den Vergleich der Frequenzgänge zweier MF-Tyre-

Datensätze, die auf den Amplitudengang bzw. auf den Phasengang optimiert sind. Es wird klar ersichtlich, dass durch die Verbesserung der Abbildung des Phasenverzugs bei kleinen Frequenzen die Seitenkraftamplituden um bis zu 30 % zu niedrig wiedergegeben werden. Diese Verschlechterung kann die Vorteile des leicht verbesserten Phasengangs nicht aufwiegen. Demzufolge stellt es sich bei der Anwendung von MF-Tyre für transiente Fahrmanöver als zielführend heraus, den Amplitudengang möglichst genau wiederzugeben, um das Seitenkraftniveau zu erreichen. Ein deutlich zu gering abgebildeter Phasenverzug muss zunächst in Kauf genommen werden.

Das transiente Modellverhalten von MF-Tyre kann über Gleichung (4.10) im Wesentlichen mittels der Parameter p_{Ty1} (Größenordnung) und p_{Ty2} (Radlastabhängigkeit) angepasst werden. Wie in Kap. 5.7.3 gezeigt, ist die Schätzung nach BÖHM u.a. bei hohen Radlasten zu ungenau. Da keine Sturzabhängigkeit messtechnisch nachgewiesen werden kann, wird dieser Parameter entfernt bzw. zu Null gesetzt. Die Parameter p_{Ty1} und p_{Ty2} werden mit der in Abbildung 6.11 dargestellten Methode direkt anhand der nahezu linearen Kennlinien über der Radlast automatisch optimiert (Abbildung 6.17-li). Dies zeigt auch, dass ein einfacherer Zusammenhang als Gleichung (4.10) zwischen Einlauflänge und Radlast ausreichend wäre.

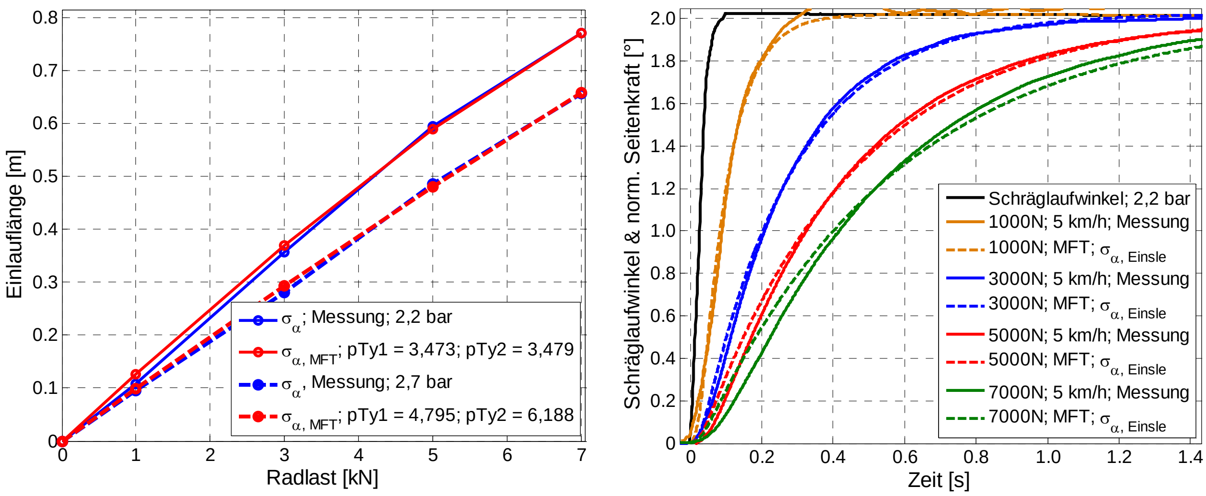


Abbildung 6.17: Optimierung der Einlauflängenparameter von MF-Tyre (li); Validierung der Zeitverläufe (re)

Die simulierten Schräglaufwinkelsprungantworten für vier Radlasten in Abbildung 6.17 zeigen die deutlich verbesserte Abbildungsgüte des Reifenmodeldatensatzes für transientes Reifenseitenkraftverhalten.

6.5 Parameteridentifikation von FTire Datensätzen

Das Reifenmodell FTire basiert auf einem physikalischen Ansatz und enthält in der derzeitigen Version ca. 250 bis 300 (semi-)physikalische Parameter. Es ist prinzipiell in der Lage, das Reifenverhalten unter allen möglichen Randbedingungen vom Stand bis zur Komfortsimulation abzubilden (Kap. 4.3). Zu dessen Parametrisierung ist es jedoch nicht möglich, die physikalischen Reifenkenngrößen, wie beispielsweise Gürtelbiegesteifigkeiten oder die freie Gürtelmasse, direkt zu messen. Auch die nichtphysikalischen Parameter, wie *Fz_decr_trans_cleat* oder *rel_long_belt_memb_tension*, sind nicht direkt bestimmbar. Vielmehr wird beispielsweise empfohlen, dass die direkte Bestimmung der Eigenfrequenzen des unbelasteten Gürtels nicht zur Parametrisierung verwendet werden sollte, da deren Eingabe die Simulationsergebnisse nicht verbessern [GIP06, S.13] (siehe auch [EIN04]). Außerdem tritt durch den physikalischen Ansatz eine sehr große Anzahl von Kreuzabhängigkeiten auf, d.h. einzelne Parameter beeinflussen verschiedene Reifenkennlinien (Abbildung 6.18).

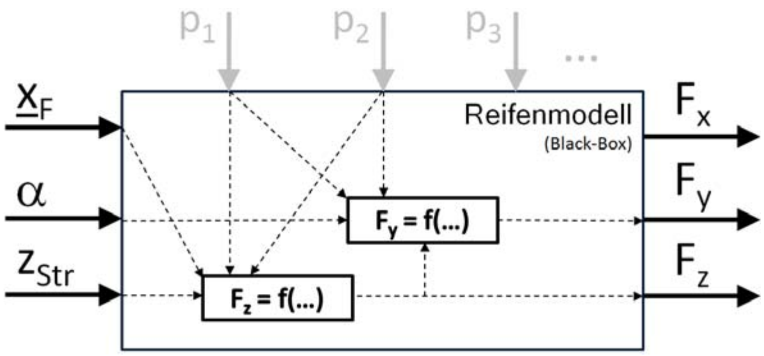


Abbildung 6.18: Abstraktion eines Reifenmodells mit Kreuzabhängigkeiten

Dadurch wird die automatische Parameterbestimmung für das Gesamtmodell praktisch unmöglich, da in einem sehr großen Parameterraum viele Abbildungsgüten von Einzelkennlinien durch eine Vielzahl von Parametern gleichzeitig optimiert werden müssen. Auch das Softwarepaket FTire/fit [GIP10] bietet derzeit keine Möglichkeit einer automatischen Parameteroptimierung. Ferner ist keine Validierung der Abhängigkeit des Reifenmodellverhaltens von Einzelparametern durchführbar. Aus Sicht des Modellanwenders und des Parametrisierers stellt dies eine entscheidende Herausforderung dar, da der Einfluss von Reifenparametern auf ein Fahrzeugverhalten nicht robust untersucht werden kann.

Tabelle 6.2: Vergleich ausgewählter FTire-Parameter zweier Datensätze des gleichen Reifens

Parameter	Datensatz (1)	Datensatz (2)	rel. Differenz
Vertikalsteifigkeit	222,1 N/mm	243,3 N/mm	10 %
belt_in_plane_bend_stiffn	1,671e6 Nmm²	4,400e6 Nmm²	163 %
belt_out_of_plane_bend_stiffn	3,210e8 Nmm²	9,036e8 Nmm²	181 %
belt_lat_bend_stiffn	5,102e6 Nmm²	3,961e6 Nmm²	22 %
belt_twist_stiffn	1,890e5 Nmm²/°	4,891e5 Nmm²/°	159 %
cornering_stiffn	1015,29 N/°	1015,29 N/°	0 %
f1	39,97 Hz	77,00 Hz	93 %
f2	64,04 Hz	91,00 Hz	42 %

Es wäre schließlich für eine methodische Reifenentwicklung durchaus denkbar, die Gürtelbiegesteifigkeit eines Reifens in Reifenmittenebene zu variieren, um einen Effekt auf das Übertragungsverhalten einer Achse oder eines Gesamtfahrzeugs zu untersuchen.

Der Vergleich zweier FTire-Datensätze eines identischen Reifens, welche durch zwei verschiedene unabhängige Institute parametrisiert wurden, ist in Tabelle 6.2 dargestellt. Da die Datensätze nicht eindeutig sind, stellt sich die Frage, welcher nun letztendlich der reale physikalische Reifenparameter ist. Des Weiteren unterscheiden sich lokale Reibbeiwerte im Modell oft stark und liegen im Bereich zwischen 0,5 und 3,0 (vgl. [AMM04]). Einige Sensitivitätsanalysen zeigen sprunghafte Änderungen von Reifenkennlinien bei kontinuierlicher Änderung des Reifenmodellparameters, was physikalisch nicht erklärbar ist.

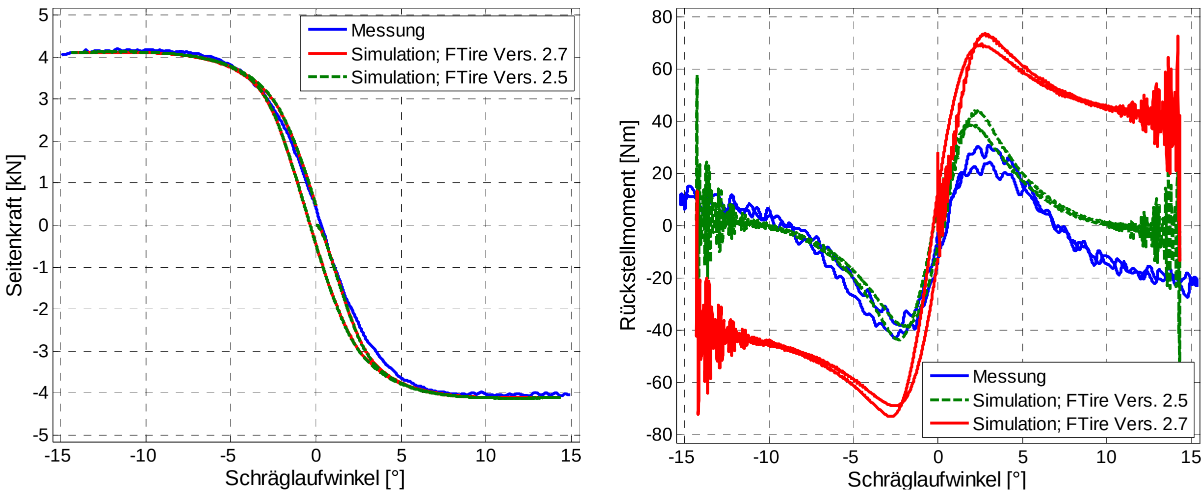


Abbildung 6.19: Seitenkraft- und Rückstellmomentenkennlinien eines FTire Datensatzes in zwei Softwareständen

Auch die Modellversion (siehe Abbildung 6.19) sowie die interne Integratorschrittweite haben Einfluss auf das Simulationsergebnis. All diese Aspekte führen zu der Schlussfolgerung, dass FTire-Parametersätze nie eindeutig sind, was deren Vergleichbarkeit signifikant reduziert. Weiterhin zeigt sich, dass ein sehr allgemeingültiger nichtlinearer Modellansatz im Anwendungsprozess zu neuen Herausforderungen führt.

6.5.1 Ein neues Verfahren zur automatischen Parametrisierung

Das Ziel eines automatischen Parameteridentifikationsprozesses wurde klar definiert. Da jedoch der vieldimensionale Parameterraum nicht robust mit allen Kennlinien optimiert werden kann, wird ein Verfahren vorgestellt, welches einzelne Reifenkennlinien für ausgewählte Anwendungen methodisch und automatisch parametrisieren kann (Abbildung 6.20).

Ausgangspunkt ist die Erstellung eines neuen Datensatzes als Schätzung mit FTire/estim [GIP10] aus dem Datensatz eines ähnlichen Reifens oder aus einem vorparametrisierten Datensatz. Zur mathematischen Stabilisierung des späteren Optimierungsprozesses, muss der Parameterraum einer Optimierung auf wenige Dimensionen reduziert werden.

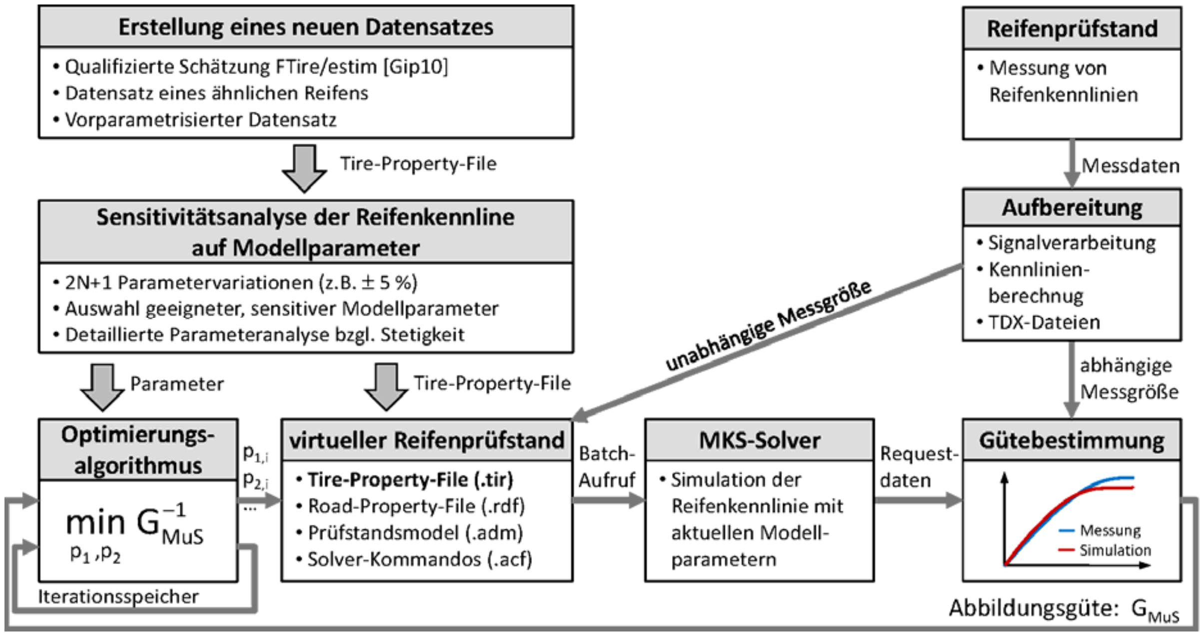


Abbildung 6.20: Verfahren der automatisierten Optimierung von FTire-Parametern an einer Reifenkennlinie

Dies gelingt dadurch, dass dominante Parameterabhängigkeiten für die Einzelkennlinien gefunden werden. Ein geeignetes Mittel dazu sind Sensitivitätsanalysen (Kap. 2.7), aus denen sich eine Parameterliste mit abfallendem Einfluss auf die Kennlinie erzeugen lässt. Darüber hinaus tragen diese durch das Aufdecken prinzipieller Zusammenhänge zum Modellverständnis und Modellverifizierung bei. Als problematisch stellt sich bei einer solchen Parameterstudie an einem nichtlinearen Modell die Wahl der Anfangsparameter heraus, da es in einem Parameterraum von mehreren hundert Dimensionen schon über die Kreuzabhängigkeiten linearer Abhängigkeiten zu deutlichen Sensitivitätsschwankungen einzelner Parameter kommt (vgl. Abbildung 6.18). Demzufolge kann nur in einem sehr engen Umfeld des Anfangsparametersatzes im Parameterraum lineares Systemverhalten angenommen werden. Haben sich sensitive Parameter gefunden, so sollte die Tendenz und Stetigkeit von deren Einfluss auf die Reifenkennlinie mittels detaillierter Parameteranalyse untersucht werden.

Die Auswahl geeigneter Optimierungsparameter erfolgt letztendlich durch eine Mindesteinflussschwelle, physikalisch kausale Zusammenhänge zur Reifenkennlinie sowie Stetigkeit der Kennlinienänderung. Die so ausgewählten Parameter können anschließend in ähnlicher Weise wie bei mathematischen Modellen einem automatischen Optimierungsalgorithmus zugeführt werden. Dieser muss aber aufgrund fehlender funktionaler Zusammenhänge über den Zwischenschritt der Erzeugung einer Reifenkennlinie auf einem virtuellen Prüfstand (vRPS, Kap. 6.1) eingebunden werden, was den Optimierungsprozess gravierend verlängert. Um am virtuellen Reifenprüfstand vergleichbare Vorgabegrößen zu verwenden, kann die gemessene unabhängige Messgröße als Vorgabewert im Modell dienen. Das zuvor erstellte Tire-Property-File wird ebenfalls übergeben. Für jeden Iterationsschritt i muss folglich der MKS-Solver im Batchbetrieb aufgerufen werden, um die entsprechene Kennlinie mit den aktuellen

Parametern zu simulieren. Die Simulations- und Messergebnisse werden schließlich für jeden Iterationsschritt verglichen indem ein Abbildungsgütewert ermittelt wird. Dabei sind sowohl die Definition der Abbildungsgüte (Abbildung 6.10) sowie das verwendete Optimierungsverfahren (Kap. 2.6) von entscheidender Bedeutung für die Qualität und Dauer des Algorithmus. Beide müssen sehr sorgfältig analysiert und definiert werden, um schnell und robust das Optimierungsziel zu erreichen. Entscheidender Vorteil dieses Vorgehens ist jedoch, dass beliebige Reifenmodelle in den virtuellen Reifenprüfstand (z.B. MF-Tyre, FTire, TM-Easy, RMOD-K) eingebunden werden können. Die vorliegende Struktur mit allen Teilprozessen ist vollständig in MATLAB realisiert, wodurch es möglich ist, beliebige Funktionalitäten der Programmiersprache zu nutzen. Weiterhin ist eine teilautomatisierte oder manuelle Parametervariation möglich. Das Verfahren kann prinzipiell für alle messbaren Reifenkennlinien angewandt werden und ist somit die für vollautomatische Erstellung eines Datensatzgütereports zur Datensatzanalyse geeignet (siehe Kap. 6.3). Letztendlich ist das Konzept so allgemeingültig, dass es ebenfalls für die Parameteridentifikation nichtlinearer Mehrkörpermodelle und Lagerkennlinien anwendbar ist.

6.5.2 Reifenrückstellmoment beim Lenken im Stand

FTire kann das Bohrmoment beim Lenken im Stand abbilden (siehe Kap. 4.3). Gemäß dem in Kap. 6.5.1 beschriebenen Verfahren wird zunächst eine Sensitivitätsanalyse eines Datensatzes durchgeführt. Diese ergibt das in Tabelle 6.3 nach Einfluss auf das maximale Rückstellmoment $M_{z,max}$ sortierte Ergebnis (vollständig im Anhang A.6). Anhand des Vergleichs der Parametervariation um ±10 % wird ersichtlich, dass das Verhalten des Reifenmodells hochgradig nichtlinear ist. So führt beispielsweise eine Variation der Profiltiefe (*tread_depth*) bei Absenkung um 10 % zu leicht niedrigeren Werten des maximalen Rückstellmoments und der Torsionssteifigkeit, wohingegen eine Erhöhung um 10 % zu einem instabilen maximalen Bohrmoment und einer um 130 % erhöhten Torsionssteifigkeit führt.

Tabelle 6.3: Sensitivitätsanalyse eines FTire-Datensatzes bezüglich des Bohrmoments (Auszug)

Parameter	Veränderung von $M_{z,max}$		Veränderung von c_{tors}	
	-10%	+10%	-10%	+10%
belt_width	-13.0	+2.4	-20.3	+2.3
tire_long_stiffn	-9.2	+0.5	-10.6	+0.9
mu_adhesion_at_med_p	**-7.5**	**+6.4**	**-0.1**	**+0.1**
tread_depth	-7.0	instabil	-5.5	+129.5
belt_lat_bend_stiffn	-7.0	instabil	-9.6	+109.8
mu_sliding_at_med_p	**-4.1**	**+3.3**	**-0.0**	**+0.0**
belt_lat_curvature_radius	-2.0	+0.4	-3.9	+0.5

Aufgrund des physikalischen Bezugs und des eindeutigen Zusammenhangs mit dem maximalen Rückstellmoment bieten sich die lokalen Reibparameter für eine Nachparametrisierung an. Somit werden diese Parameter in einer detaillierten Parameteranalyse auf Stetigkeit und Stabilität untersucht, indem mehrere Stützstellen der Parametervariation simuliert werden.

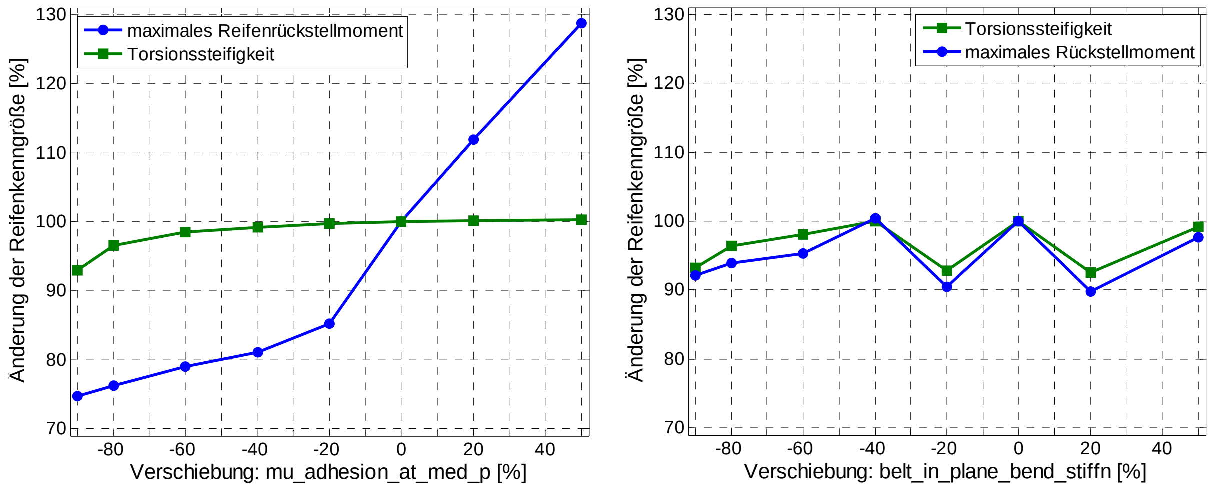


Abbildung 6.21: Detaillierte Parameterstudie bezüglich der Tostionssteifigkeit und dem maximalen Rückstellmoment beim Parkieren

Abbildung 6.21 zeigt die Ergebnisse einer detaillierten Parameterstudie bezüglich der Reifenkennwerte beim Parkieren. Die *belt_in_plane_bend_stiffn* (rechts) zeigt einen Unstetigen und minimalen Einfluss auf beide Kennwerte. Der lokale Reibparameter *mu_adhesion_at_med_p* (links) dagegen zeigt stetigen Einfluss auf das maximale Rückstellmoment und keinen (kaum) Einfluss auf die Torsionssteifigkeit. Deshalb wird diese Größe einem Optimierer zugeführt und so skaliert, dass Messung und Simulation möglichst gut übereinstimmen. Als Gütekriterium kann die absolute oder quadratische Abweichung der mittleren, maximalen Rückstellmomente genutzt werden.

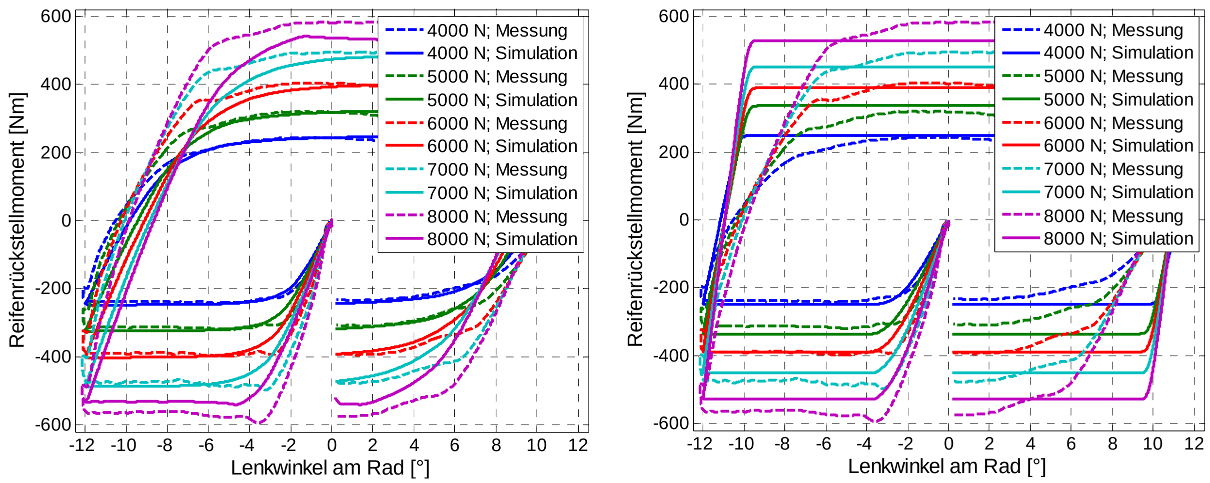


Abbildung 6.22: Reifenrückstellmomenentkennlinien beim Lenken im Stand von FTire (li) und PAC2002 (re)

Das Resultat eines auf eine Radlast von 5000 N optimierten FTire-Datensatzes ist in Abbildung 6.22 (li) zu sehen. Die Radlastabhängigkeit ergibt sich aus dem Modellansatz und wird sehr gut von dem nachparametrisierten Datensatz abgebildet. Hervorzuheben ist, dass der Optimierungsalgorithmus die lokalen Reibwerte im Schnitt um 10 bis 50 % absenkt, um mit dem Datensatz realistische Rückstellmomente nachbilden zu können. Weiterhin ist festzuhalten, dass durch die Anpassung dieser Kennlinie andere Reifenkennlinien, wie beispielsweise die übertragbare Seitenkraft unter Schräglauf, stark verfälscht werden. Eine vertretbare Abbildungsgüte eines Datensatzes für mehrere Kennlinien (Anwendungen) scheint nicht realisierbar zu sein.

Da in den virtuellen Reifenprüfstand in ADAMS beliebige Reifenmodelle eingebunden werden können, ist es möglich, bei PAC2002-Datensätzen in gleicher Weise den Parameter QCRP1 zu optimieren. Durch den einzelnen Parameter und die schnelle Simulationszeit dauert die Anpassung nur ca. ein Zwanzigstel der Zeit der FTire-Parameteroptimierung. Abbildung 6.22 (rechts) zeigt einen Vergleich von Messung und Simulation mit einem PAC2002-Datensatz bei drei verschiedenen Radlasten, wobei die abgebildete Radlastabhängigkeit nur als gut zu bezeichnen ist.

6.5.3 Schräglaufkennlinie

Auch für die Parametrisierung der Schräglaufkennlinie wird das neue Verfahren angewandt. Anhand der Literatur lässt sich bereits die *out_of_plane_bending_stiffness* als wesentlich für die Schräglaufsteifigkeit beziffern (vgl. Kap. 4.3). Weitere wichtige Parameter sind *stiffn_tread_rubber*, die *belt_torsion_stiffn* (Sturzeinfluss) und die *tire_lat_stiffn* (Verformungsverhalten des Latsches). Es ist auch ein optionaler Parameter *cornering_stiffness* vorhanden, welcher sich jedoch kaum für eine Anpassung eignet. Auch stellt sich die Frage, welche Schräglaufsteifigkeit eingesetzt werden soll (vgl. Kap. 5.5).

Sowohl für eine manuell iterative als auch für eine automatische Parameteroptimierung sollte die Bestimmung der Abbildungsgüte möglichst nicht über das Fehlerquadrat einzelner Schräglaufkennlinien definiert werden, sondern über einzelne radlastabhängige Kennlinien erfolgen (Kap. 6.3). Als noch robuster stellt sich die Simulation der Radlastsprünge aus Kap. 5.2.2 zur Bestimmung der radlastabhängigen Schräglaufsteifigkeit heraus. Wird der konstante Schräglaufwinkel sehr groß gewählt, so kann auch die Reibbeiwertkennlinie damit simuliert werden. Wesentlicher Vorteil ist dabei die stetige Sensitivität der Kennlinienparameter zum Abbildungsgütewert, was dem Optimierungsverfahren eine robustere Anpassung erlaubt.

Die globale Sensitivitätsanalyse liefert eine überschaubare Anzahl von Einflussparametern. Die anschließende detaillierte Sensitivitätsanalyse liefert die Richtung und Stetigkeit der Einflüsse. Abbildung 6.23 (links) zeigt die Einflüsse der Variation der dominantesten Parameter auf die Schräglaufsteifigkeitskennlinie. Es wird deutlich, dass eine Änderung der *out_of_plane_bending_stiffness* bei hohen Radlasten ausschließlich zu einer Erhöhung der

Schräglaufsteifigkeit führt. Die Variation der *stiffn_tread_rubber in* Abbildung 6.23 (rechts) zeigt bei mittleren Radlasten ein äußerst stetiges Verhalten, jedoch treten oberhalb von 6000 N zwei diskrete Zustände auf.

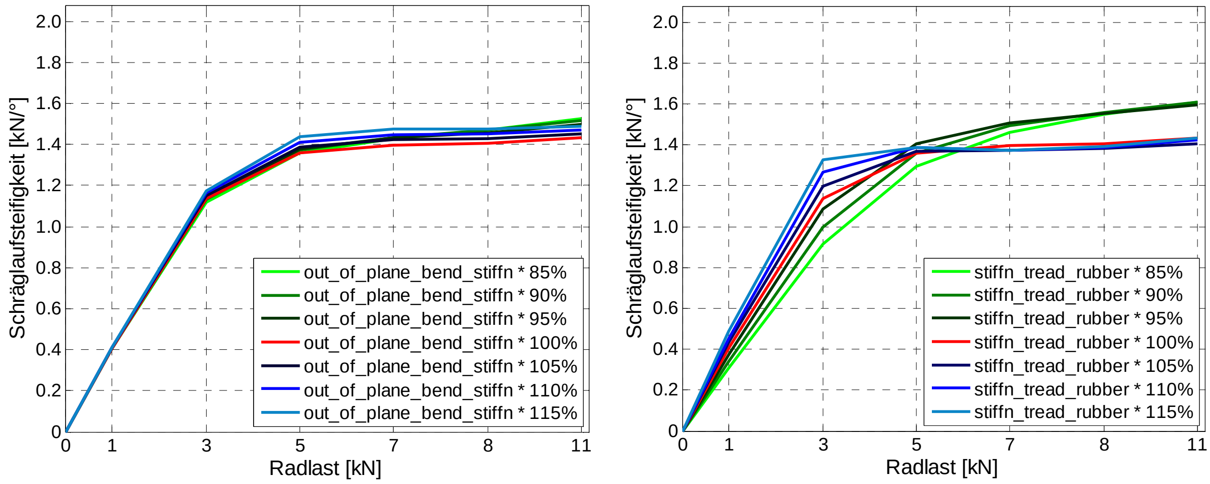


Abbildung 6.23: Änderung der Schräglaufsteifigkeitskennlinie in Abhängigkeit von FTire-Parametern; *out_of_plane_bending_stiffn* (li) und *stiffn_tread_rubber* (re)

Auch die Variation der *tire_lat_stiffn* Abbildung 6.24 (links) führt in beiden Richtungen ausschließlich zu einer Erhöhung der Schräglaufsteifigkeitskennlinie. Das heißt der Datensatz befindet sich bereits in einem lokalen Minimum. Der Parameter *f4* stellt sich ebenfalls als sensitiv heraus. Wie Abbildung 6.24 (rechts) zeigt, führt ausschließlich eine fünfprozentige Erhöhung zu einer Absenkung der Schräglaufsteifigkeitskennlinie. Alle weiteren Änderungen ziehen eine Erhöhung der Schräglaufsteifigkeit nach sich. Der physikalische Bezug dieses Parameters wird aus der Eigenschwingform deutlich (Abbildung 4.4), wodurch die Eignung zur Anpassung dieses Parameters gerechtfertigt ist.

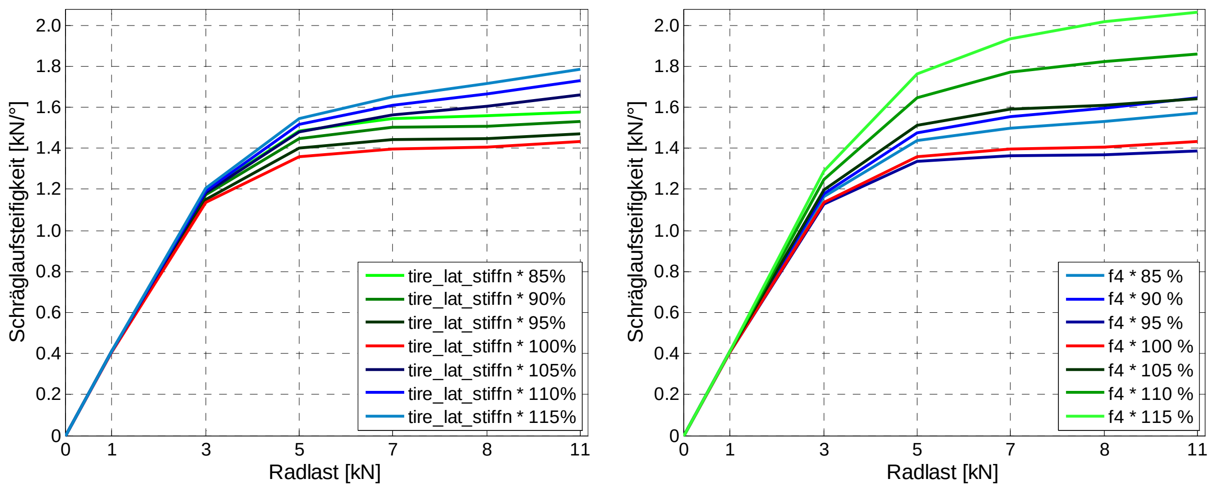


Abbildung 6.24: Änderung der Schräglaufsteifigkeitskennlinie in Abhängigkeit von FTire-Parametern; *tire_lat_stiffn* (li) und *f4* (re)

Obwohl die Variation der Einzelparameter nur einen Ausschnitt der Sensitivität liefert, kann geschlussfolgert werden, dass eine kombinierte Optimierung der Parameter *out_of_plane_* *bending_stiffn*, *stiffn_tread_rubber* und *tire_lat_stiffn* (oder *f4*) eine potentiell gute Anpassung ermöglicht. Das Ergebnis der anschließenden automatischen Optimierung ist in Abbildung 6.25 zu sehen. Es werden verschiedene Parameterkombinationen optimiert, wobei sich das Zusammenspiel aus *stiffn_tread_rubber* und f4 als besonders geeignet herausstellt.

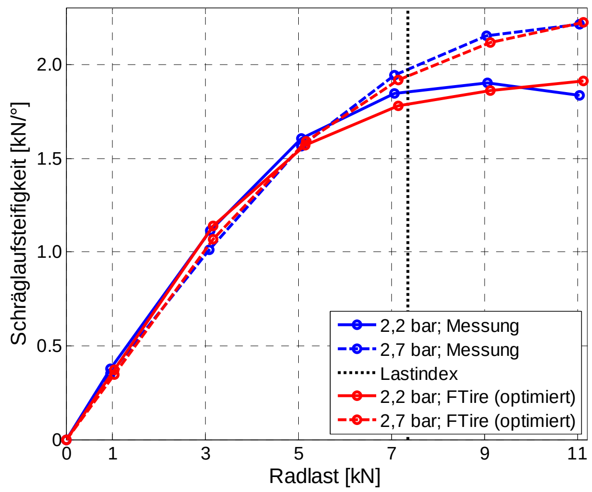


Abbildung 6.25: Optimierte Radlastabhängigkeit der Schräglaufsteifigkeit eines FTire-Datensatzes

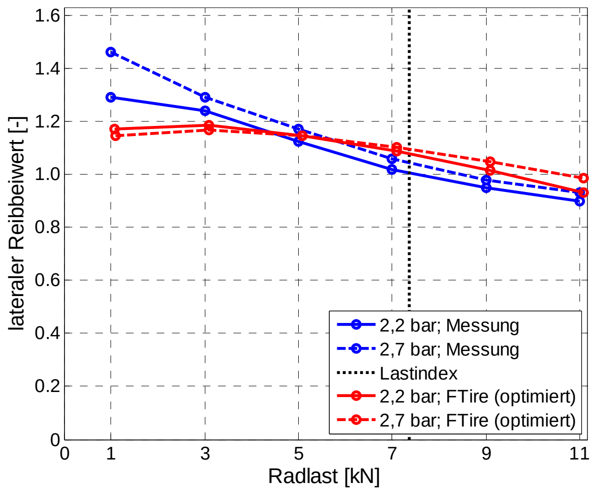


Abbildung 6.26: Optimierte Radlastabhängigkeit der übertragbaren Seitenkraft eines FTire-Datensatzes

Die maximal übertragbaren Seitenkräfte werden im Wesentlichen durch die lokalen Reibbeiwerte bei Gleiten (*mu_sliding_xxx*) bestimmt. Deren Optimierung sollte nach Anpassung der Schräglaufkennlinienparameter erfolgen, da sonst die Bodendruckverteilung wieder verändert wird. Die Gleitreibbeiwerte haben dagegen geringeren Einfluss auf das übrige Modellverhalten. Nachteil dieser Parameter ist jedoch, dass weder Radlastabhängigkeit noch Fülldruckabhängigkeit richtig wiedergegeben werden können (Abbildung 6.26). Nach den einzelnen Optimierungen entstehen zwei Datensätze, deren Schräglaufkennlinien in Abbildung 6.27 dargestellt sind. Es wird ersichtlich, dass die Optimierung des Reibbeiwertes die Schräglaufsteifigkeit verfälscht und umgekehrt.

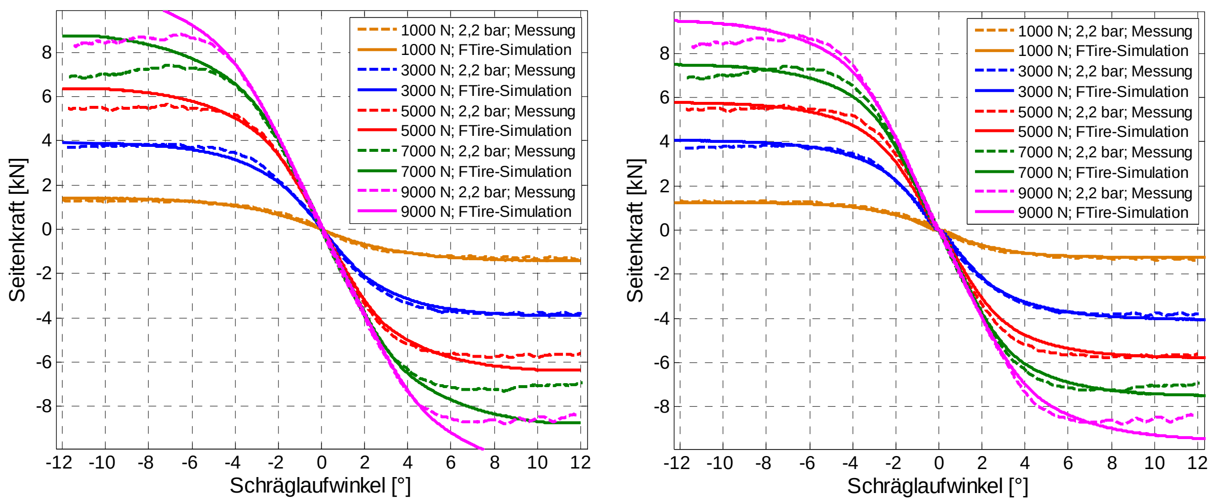


Abbildung 6.27: Auf Schräglaufsteifigkeit (li) bzw. lateralen Reibbeiwert (re) optimierte Schräglaufkennlinien von FTire-Datensätzen

Auch intensive Analysen, Sensitivitätsstudien, Datensatzvergleiche und Rücksprache mit dem Modellentwickler konnten keine Möglichkeit aufdecken, den Abfall der Seitenkraft bei sehr großen Schräglaufwinkeln mit diesem Reifenmodell nachzubilden.

6.5.4 Transientes Seitenkraftverhalten

Es sind keine expliziten Zusammenhänge zwischen FTire-Modellparametern und transientem Seitenkraftverhalten dokumentiert. Aus der Gegenüberstellung der Schräglaufwinkelgleitsinussimulationen und -messung in Kap. 6.2.3 wird deutlich, dass der FTire-Datensatz den Amplitudengang gut abbildet, jedoch den Phasenverzug um ca. 15 % unterschätzt. Eine Untersuchung ca. 20 verschiedener FTire-Datensätze hat gezeigt, dass diese bei 5 Hz Schräglaufwinkelverstellung keine Phasenverzüge über 105° bei 20 km/h aufweisen.
Daher wird erneut das in Kap. 6.5.1 beschriebene Verfahren zur Modellanalyse und Parametrisierung verwendet. Zu Beginn erfolgt eine Sensitivitätsanalyse aller FTire-Parameter bezüglich des Phasenverzuges. Diese zeigt, dass teilweise schon kleine Parameteränderungen zu Instabilitäten bei diesem Manöver führen. Auch sprunghafte Änderungen des Systemverhaltens bei kontinuierlicher Parameteränderung können beobachtet werden.

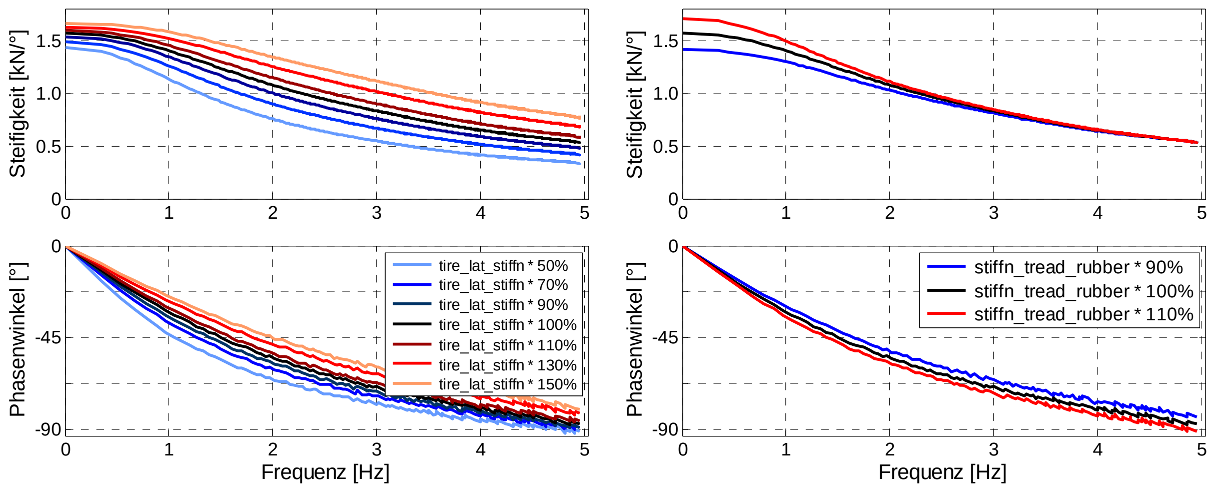


Abbildung 6.28: Sensisitivität der Schräglaufwinkelgleitsinussimulation mit FTire bezüglich der Parameter *tire_lat_stiffn* (li) und *stiffn_tred_rubber* (re)

Nur wenige Parameter zeigen einen stetigen Einfluss auf das transiente Seitenkraftverhalten, wobei die *tire_lat_stiffn* und *stiffn_tread_rubber* hervorzuheben sind (Abbildung 6.28). Die Abbildung zeigt die kontinuierliche Änderung von Amplituden- und Phasengang durch die Lateralsteifigkeit des Reifens, welche auch in der Schätzung der Einlauflänge (d.h. Grenzfrequenz) enthalten ist (Kap. 3.2). Jedoch sind Amplituden- und Phasengang über diese Größe strikt gekoppelt, wodurch keine Eignung als Optimierungsparameter festgestellt werden kann. Abbildung 6.28 (rechts) zeigt den Einfluss der Steifigkeit des Reifenprofilmaterials auf das transiente Seitenkraftverhalten. Mit diesem Parameter ist zwar eine leichte stetige Phasenverschiebung möglich, jedoch ändert sich dadurch die statische Schräglaufsteifigkeit signifikant (siehe Amplitudengang bei f = 0 Hz). Beide Parameter haben überdies einen deutlichen Einfluss auf die Schräglaufkennlinie (siehe Kap. 6.5.3). Folglich müssten Schräglaufsteifigkeits- und Einlauflängenkennlinien gemeinsam unter Variation von mindestens vier Parametern optimiert werden. Dies ist mit dem vorgestellten Verfahren durchaus möglich, allerdings hat eine Anpassung dieser Parameter auch Einfluss auf die Aufstandsfläche und somit auf die übertragbare Seitenkraft, was den Zielfunktions- und Parameterraum weiter vergrößert. Letztendlich lässt sich kein unabhängiger Modellparameter finden, der eine Optimierung des transienten Seitenkraftverhaltens von FTire-Datensätzen zulässt.

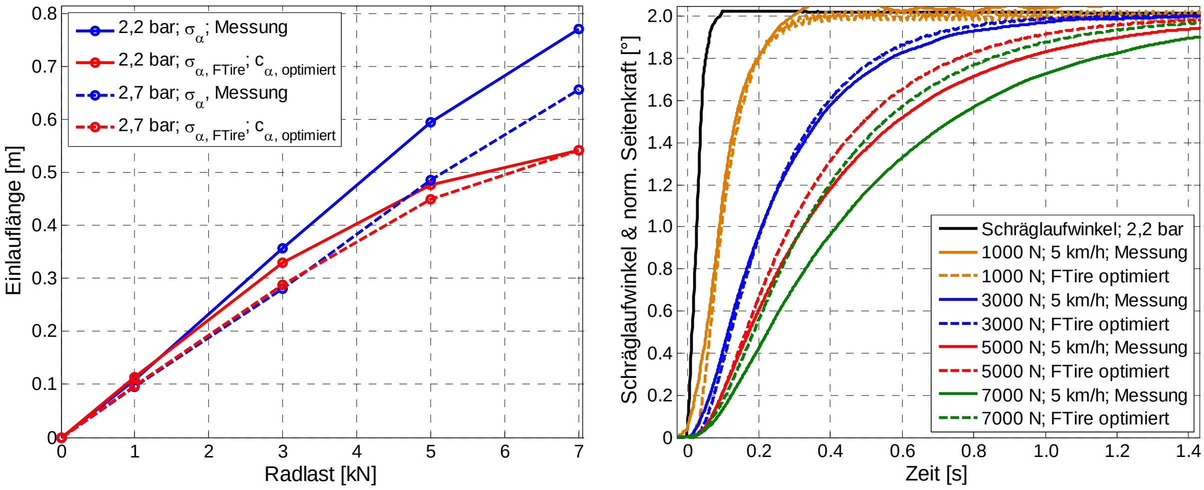


Abbildung 6.29: Einlauflängenkennlinien eines auf Schräglaufsteifigkeit otpmierten FTire-Datensatzes (li); Validierung der Zeitverläufe bei verschiedenen Radlasten (re)

Es bleibt dem Anwender nur, das Einlaufverhalten des auf Schräglaufsteifigkeit optimierten Datensatzes zu verwenden (Abbildung 6.29). Der auf Reibbeiwert optimierte Datensatz zeigt, wie viele andere FTire Datensätze, bei diesem Manöver so starke Seitenkraftschwingungen, dass eine Auswertung der Einlauflänge unmöglich wird (siehe Anhang A.8).

6.6 Parameteridentifikation von TM-Easy Datensätzen

TM-Easy ist, ähnlich wie MF-Tyre, ein auf semi-physikalisch bzw. empirisch ermittelten, funktionalen Zusammenhängen basierendes Reifenmodell (Kap. 4.4). Somit ist es möglich, die Methoden der Parameteridentifikation von MF-Tyre (Kap. 6.4) zu übernehmen. Der Vorteil ist, dass der Parameterraum aufgrund des einfacheren Modellansatzes deutlich kleiner ist. Dies stellt einen robusten Parameteridentifikationsprozess sicher, führt jedoch auch zu reduzierten Möglichkeiten der Abbildung spezifischer Abhängigkeiten.

6.6.1 Schräglaufkennlinie

Wie in Kap. 4.4 beschrieben, bestimmen die Parameter $DFY0\_i$, $SYMAX\_i$, $FYMAX\_i$, $SYSLD\_i$ und $FYSLD\_i$ die Abbildung der Seitenkraftkennlinie eines TM-Easy Datensatzes. Dabei steht der Index $i = 1$ für eine nominelle Radlast FZ_NOM und $i = 2$ für die doppelte nominelle Radlast $2 \cdot FZ\_NOM$. Somit sind ausschließlich zwei Stützstellen der Radlastkennlinien adaptierbar. Um die Schräglaufsteifigkeitsunterschiede im mittleren Radlastbereich abbilden zu können, wird eine nominelle Radlast von 3000 N gewählt.

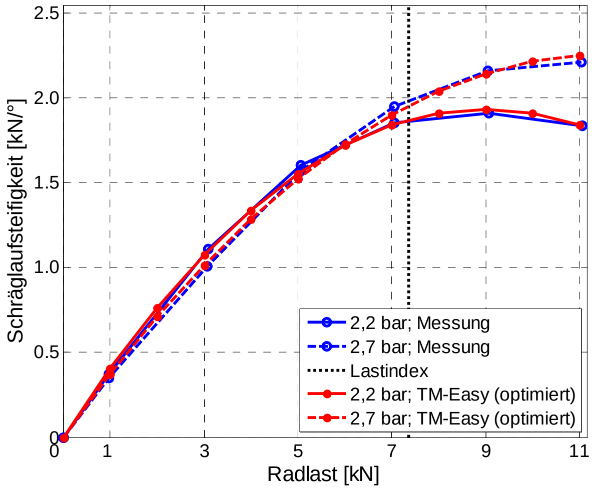


Abbildung 6.30: Optimierte Schräglaufsteifigkeitskennlinien eines TM-Easy Datensatzes

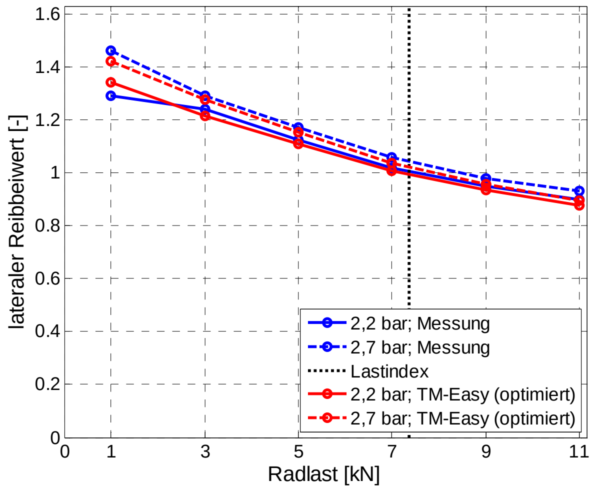


Abbildung 6.31: Optimierte Reibbeiwertkennlinien eines TM-Easy Datensatzes

Abbildung 6.30 und Abbildung 6.31 stellen die identifizierten Reifenkennlinien über der Radlast bei zwei Fülldrücken dar. Hervorzuheben ist, dass die oberhalb von 6000 N simulierten Datenpunkte Extrapolationen des Reifenmodells darstellen. Die Abbildungsgüte dieser Kennlinien ist im Vergleich zu den bereits vorgestellten komplexeren Modellen sehr gut. Der sich ergebende Reifenmodelldatensatz führt zu einer exakten Abbildung der Schräglaufkennlinien über einen großen Radlastbereich (Abbildung 6.32).

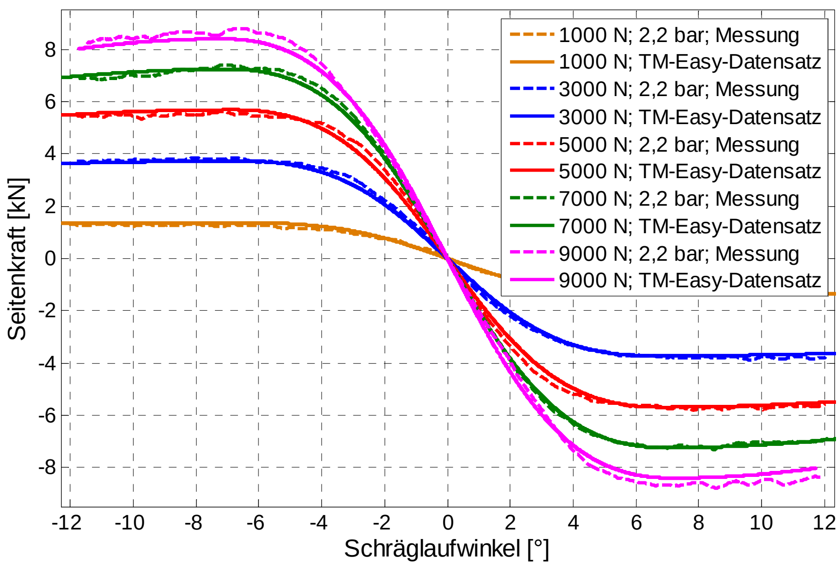


Abbildung 6.32: Schräglaufkennlinien eines optimierten TM-Easy-Datensatzes

6.6.2 *Transientes Seitenkraftverhalten*

Das transiente Reifenverhalten von TM-Easy wird durch ein PT1-Verzögerungsglied beschrieben (Kap. 3.4 und 4.4). Die benötigte Zeitkonstante ergibt sich aus der Summe eines geschwindigkeitsunabhängigen Terms und der bekannten Schätzung der Einlauflänge aus Schräglauf- und Lateralsteifigkeit (Gleichung (3.20)).

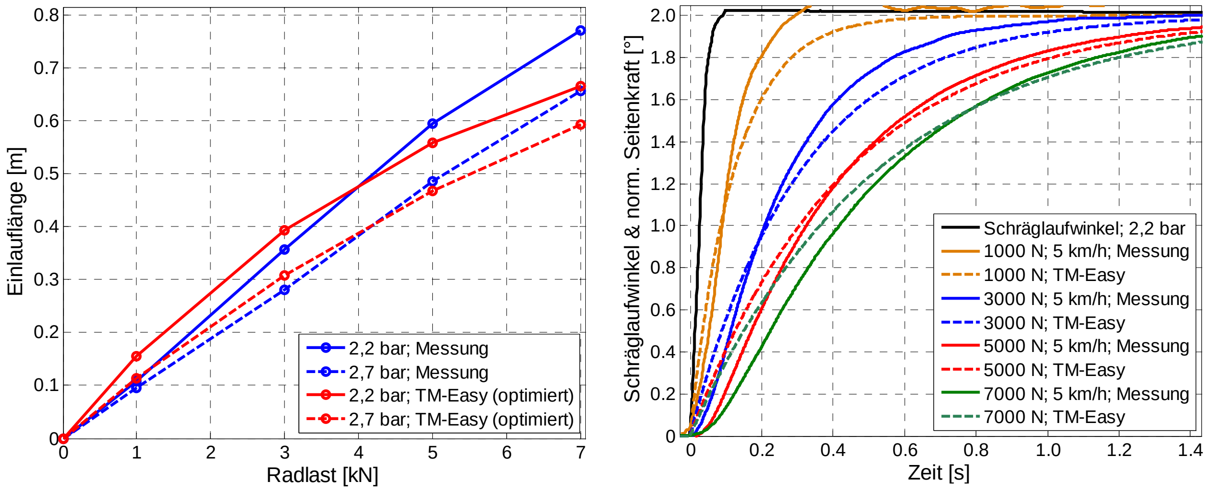


Abbildung 6.33: Einlauflängenparameter von TM-Easy (li); Validierung der Zeitverläufe (re)

Da die laterale Reifendämpfung zu einer geschwindigkeitsunabhängigen Verschiebung führt, kann nur eine Verschiebung der lateralen Steifigkeit zur Anpassung der Einlauflängen genutzt werden. Die gemessene Lateralsteifigkeit muss dazu um wenige Prozent abgesenkt werden, was nur legitim ist, wenn der Datensatz ausschließlich für Simulationen mit $v \neq 0$ verwendet wird. Die degressive Charakteristik der Radlastabhängigkeit bleibt jedoch durch den fest implementierten Zusammenhang mit der Schräglaufsteifigkeit bestehen.

6.7 Extrapolationsfähigkeit der Reifenmodelle

Wie bereits beschrieben, sind Reifenmessungen aufwendig, teuer, verursachen Erwärmung und Verschleiß. Daher werden bei Standardmessverfahren im Allgemeinen nur die Radlasten 1000 N, 3000 N und 5000 N (7000 N) vermessen. Ähnlich wenige Stützstellen sind im Wertebereich der Größen Sturz, Geschwindigkeit und Fülldruck zu finden. Wird das Reifenmodell für normale Fahrmanöver eingesetzt, so bleiben die Einsatzbedingungen innerhalb des Wertebereichs der Parametrisierung, d.h. das Reifenmodell interpoliert das Verhalten. Im Allgemeinen werden Fahrdynamiksimulationen jedoch im Grenzbereich durchgeführt, um beispielsweise die Fahrzeugstabilität zu testen. Somit liegt der Einsatzbereich deutlich außerhalb des vermessenen Parameterraums – das Reifenmodell muss extrapolieren.

Abbildung 6.34 zeigt den Vergleich der Funktionen erster, zweiter und dritter Ordnung, welche sich durch lineare Regression an drei Stützstellen ergeben. Die Funktion erster Ordnung zeigt gutes Interpolations- und mäßiges Extrapolationsvermögen. Die Funktion zweiter Ordnung liefert eine äußerst exakte Interpolation, zeigt jedoch Schwächen bei der Extrapolation.

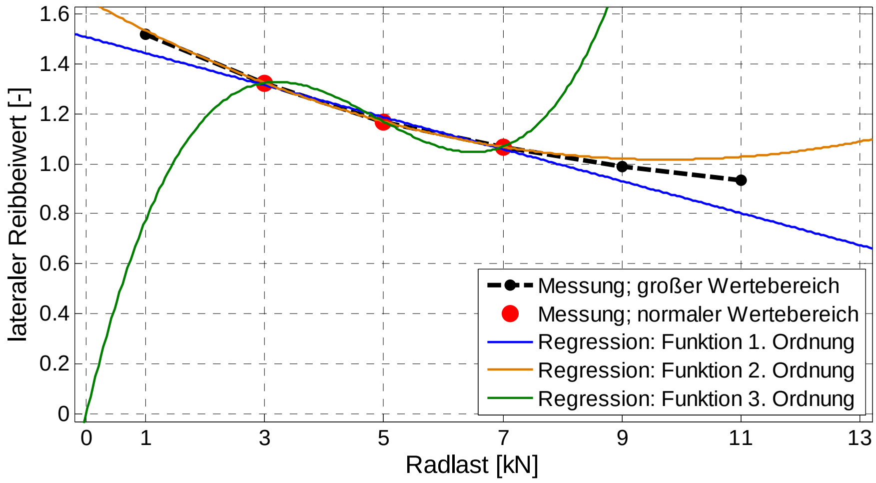


Abbildung 6.34: Extra- und Interpolationsfähigkeiten von Regressionsfunktionen

Die Funktion dritter Ordnung kann weder durch Inter- noch durch Extrapolationseigenschaften überzeugen. Ein noch höherwertiger Ansatz ist mangels Eingangsdaten nicht parametrisierbar.

Allgemein kann demnach festgehalten werden, dass je komplexer der Modellansatz, desto geringer wird dessen Extrapolationsfähigkeit. Selbst die Interpolationsfähigkeit wird mit steigender Parameterzahl geringer. Die Messpunktanzahl muss außerdem um ein Vielfaches größer sein als die Dimension des Parameterraums des Reifenmodells.

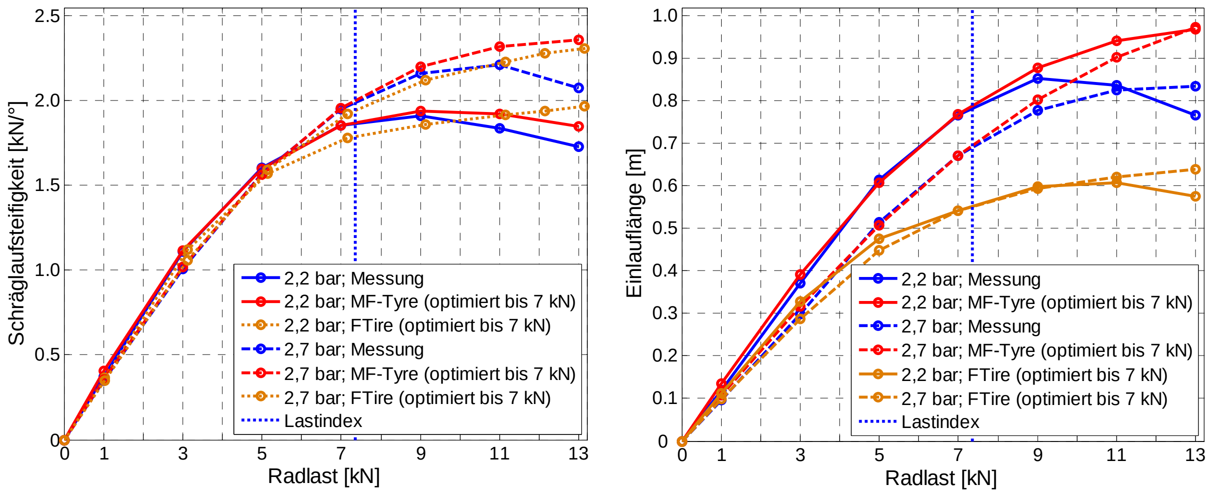


Abbildung 6.35: Genauigkeit der Extrapolationen bis 13 kN der Reifenmodelle MF-Tyre und FTire

In Abbildung 6.35 sind gemessene Schräglaufsteifigkeits- und Einlauflängenkennlinien bis 13 kN dargestellt. Zum Vergleich sind Simulationsergebnisse der Reifenmodelle MF-Tyre und FTire, welche jeweils bis 7 kN optimiert wurden, dargestellt. Es fällt auf, dass beide Modelle außerhalb des Optimierungsbereiches deutlich von den Messkurven abweichen. Da FTire nicht in der Lage ist das Abfallen der Schräglaufsteifigkeit abzubilden, fallen hier die Unterschiede größer als bei MF-Tyre aus. Allerdings zeigen beide Modelle bei der Schräglaufsteifigkeit Abweichungen von bis zu 20 %. Ähnliches gilt für die Einlauflänge. Letztendlich wird deutlich, dass Reifenmodelle bereits leicht außerhalb ihres Parametrisierungsraums deutliche Abweichungen zeigen. Dabei sind physikalische Modelle anfälliger als mathematische.

6.8 Übertragbarkeit der Reifenmodelldatensätze auf reale Straßen

Die parametrisierten Reifenmodelldatensätze müssen das Reifenverhalten auf realen Straßen wiedergeben. Dabei ist das Übertragungsverhalten des Reifen-Fahrbahn-Kontakts allerdings signifikanten Streuungen unterlegen. Die in Abbildung 6.36 zusammengestellten Einflussfaktoren sollen zeigen, dass selbst eine exakte Reifenmessung und hundertprozentige Abbildungsgüte des Reifenmodelldatensatzes im „realen Einsatz“ zusätzlichen Umweltstreufaktoren unterworfen ist.

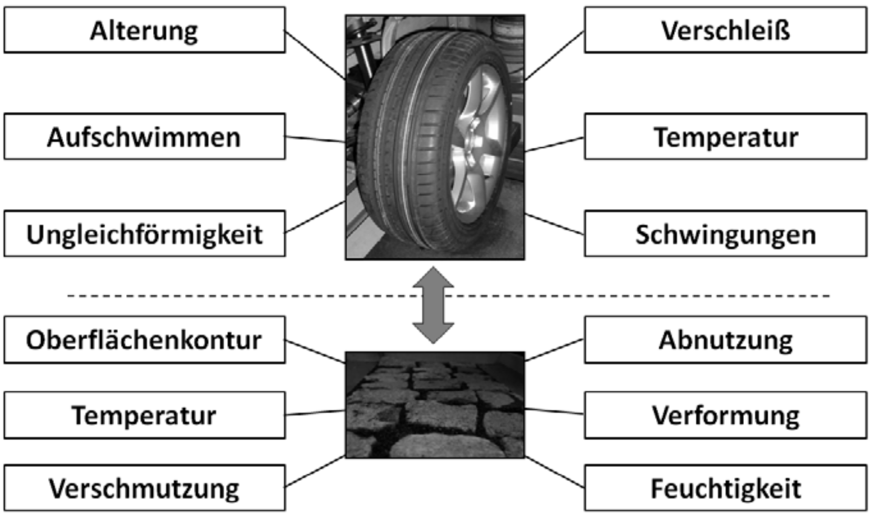


Abbildung 6.36: Sekundäre Einflussfaktoren auf das Reifenübertragungsverhalten

Darüber hinaus treten Fertigungstoleranzen und Eigenschaftsverschiebungen über die Produktlebensdauer des Reifens auf. Für die Berücksichtigung des Reifenverhaltens auf realen Straßen werden prinzipiell zwei verschiedene Ansätze verfolgt (Tabelle 6.4):

Tabelle 6.4: Ansätze der Übertragung von Reifenmodelldatensätzen auf reale Straßen

Messverfahren	Nachteile	Vorteile
1) Messung auf realen Straßen (siehe Kap. 2.2.3)	- große Streubreite durch variierende Randbedingungen - geringe Vergleichbarkeit - Witterungseinfluss	- Reifen-Fahrbahn-Kontakt wird direkt vermessen - Streuungen bilden reale Kontaktbedingungen ab
2) Messung auf Reifenprüfstand und Anpassung des Straßenreibbeiwertes in der Fahrzeugsimulation	- Reifen-Prüfstandsbelag-Kontakt ist unrealistisch - Einfluss der Trommelkrümmung oder Bandregelung	- geringe Streubreite und gute Vergleichbarkeit - konstante Randbedingungen

Abbildung 6.37 stellt die sich ergebenden Schräglaufkennlinien der beiden Verfahren gegenüber. Es wird deutlich, dass die Daten der Straßenmessung vor der Weitergabe stark gefiltert werden. Weiterhin muss die Straßenmessung als Einzelstichprobe einer statistisch verteilten Kennlinienschar mit signifikanter Streuung angesehen werden. Es zeigt sich, dass eine bloße Skalierung der Reifenprüfstandsdaten auf die übertragbare Seitenkraft bei 5000 N keine zufriedenstellende Übereinstimmung der Reibbeiwertkennlinien liefert (vgl. auch Abbildung 6.38). Sowohl die übertragbare Seitenkraft bei anderen Radlasten und Fülldrücken als auch die Kennlinienform und Schräglaufsteifigkeiten unterscheiden sich trotz der Skalierung deutlich. Ungeachtet der mäßigen Ergebnisse stellt dieses Vorgehen eine bewährte Praxis dar und liefert für viele Anwendungen in der Fahrzeugsimulation vertretbare Ergebnisse.

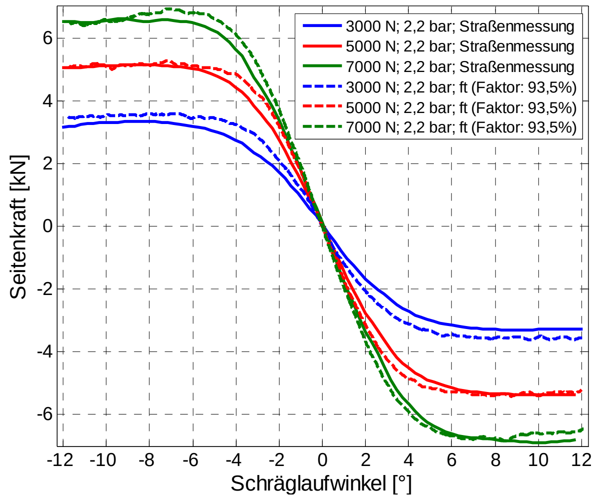


Abbildung 6.37: Vergleich der skalierten Reifenkennlinien vom RPS mit Straßenmessungen

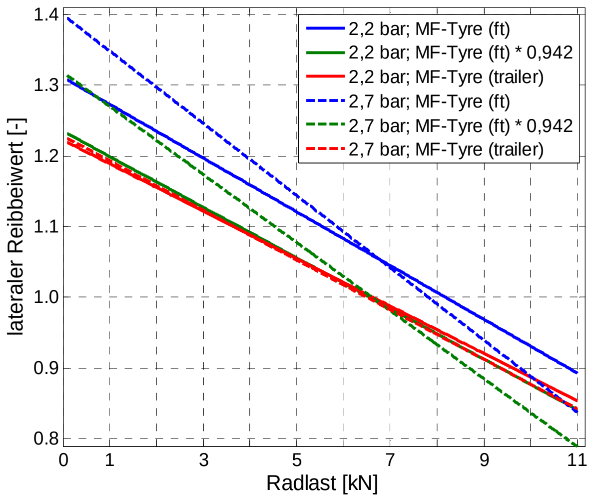


Abbildung 6.38: Laterale Reibbeiwertkennlinien aus Flachbahn- und Trailermessung bei zwei Fülldrücken

Als elementares Problem stellt sich bisher die Bestimmung des Skalierungsfaktors heraus. Vielmehr wird dieser Wert häufig als Korrekturfaktor des Gesamtfahrzeugsimulationsmodells genutzt. Daher wird ein neuer Ansatz verfolgt, diesen Skalierungsfaktor durch ein schnelles und einfaches Messverfahren zu ermitteln. Genutzt werden quasistatische Messungen der übertragbaren Längs- und Querkräfte sowie des maximalen Rückstellmoments beim Lenken im Stand (Abbildung 6.39-links). Diese Messungen werden auf verschiedenen realen Untergründen durchgeführt und zum Korundbelag in Bezug gesetzt (Abbildung 6.39-rechts).

Es ergeben sich radlastabhängige Skalierungsfunktionen bzw. -faktoren, welche sich zur Anpassung von Reifenkennlinien eignen. Wesentlicher Vorteil dieses Verfahrens ist die Bestimmung des Reibbeiwertes bei realistischer Bodendruckverteilung und den realen Reibpartnern.

Abbildung 6.39: Untersuchung der quasistatisch übertragbaren Längs- und Seitenkräfte am Reifenprüfstand (li); Reibbeläge (re)

Ein erweiterter Ansatz der Quantifizierung des Reifenverhaltens auf realen Straßen wäre eine Sequenz aus: 1) Messungen am Reifenprüfstand, 2) Bestimmung charakteristischer Reifenkennlinien, 3) Umrechnung auf reale Straßenbedingungen durch statistisch abgesicherte radlastabhängige Funktionen, 4) Parameteridentifikation der Reifenmodelle anhand der angepassten Kennlinien. Punkt 3) stellt dabei die größte Herausforderung dar, da eine Vielzahl von Messungen mit statistischer Versuchsplanung und statistischer Auswertung auf realen Straßen nötig sind. Vorteil ist jedoch, dass daraus auch statistische Kennwerte, wie beispielsweise Standardabweichungen, der Umrechnungsfunktionen bestimmt werden können. Diese spiegeln die real auftretenden Streuungen der Reibbedingungen des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes wider. Wird anschließend eine Reifenmessung mit minimaler Varianz vom Reifenprüfstand mit diesem statistischen Modell beaufschlagt, so ergibt sich ein Modell mit realistischen Streueffekten. Die Einbindung in ein Fahrzeugmodell und die Simulation des anschließenden Manövers wäre dann, wie reale Messungen, mit statistischen Streuungen behaftet. Folglich müssen auch statistische Verfahren zur Auswertung der Fahrzeugsimulation verwendet werden. Die sich ergebende Standardabweichung des Simulationsergebnisses ergibt sich aus der Standardabweichung der charakteristischen Reifenkennlinien multipliziert mit der Sensitivität des Systemübertragungsverhaltens des Fahrzeugs (siehe Kap. 9.4).

6.9 Neue Ansätze zur Parametrisierung von Reifenmodellen

Es konnte gezeigt werden, dass um das Ziel einer automatischen Parameteridentifikation von Reifenmodelldatensätzen zu erreichen, für verschiedene Reifenmodellansätze verschiedene Identifikationsverfahren angewendet werden müssen. Es wird im Gegensatz zu anderen Arbeiten die ganzheitliche Parametrisierung der Reifenmodelle untersucht, d.h. es wird die Gesamtheit der Parametereinflüsse betrachtet. Dies zeigt, dass erst die gleichzeitige Abbildung mehrerer Kennlinien mit hoher Abbildungsgüte viele Reifenmodelle vor eine unlösbare Aufgabe stellt. Dieser Ansatz mündet in einem vollautomatischen Gütereport für Reifenmodelldatensätze in Kombination mit der MKS-Software, in der diese zum Einsatz kommen sollen. Vorrangiges Ziel ist die Reduzierung der Optimierungsparameterräume, was durch in den Messergebnissen nachgewiesene Unabhängigkeiten und Sensitivitätsanalysen an Fahrzeugmodellen realisiert werden kann. Letztendlich ist bereits ein Modell mit wenigen charakteristischen Parametern, wie TM-Easy, durch die dargestellten Verfahren zur Parametrisierung in der Lage, eine hohe Abbildungsgüte von Reifenkennlinien über einen großen Radlast und Fülldruckbereich abzubilden. Speziell die Inter- und Extrapolationsfähigkeiten dieses Modells überzeugen. Für komplexe Reifenmodelle wird ein neues Verfahren vorgestellt, welches es durch geeignete Schritte ermöglicht, automatische Routinen zur Parameteridentifikation zu nutzen. Die gesamthafte, allgemeingültige Parameteridentifikation für verschiedene Einsatzbereiche gelingt jedoch nur im Einzelfall. Hinzu kommen Nachteile wie Rechenzeit, Vergleichbarkeit, Stabilität und Kosten der Parametrisierung. Demgegenüber stehen keine nennenswerten Vorteile der Anwendung komplexer physikalischer Modelle für transiente und extreme Fahrmanöver. Es wird daher empfohlen, die entwickelten Messverfahren und Identifikationsroutinen für eine verbesserte Parametrisierung von mathematischen und semiphysikalischen Reifenmodellen zu nutzen, um deren Abbildungsgüte in einem großen Radlast- und Fülldruckbereich zu verbessern. Zur Nutzung der Interpolation von Reifenfülldrücken wird weiterhin empfohlen, die Modellversion MF-Tyre 6.0 anzuwenden.

Der neu entwickelte automatische Gütereport wird ebenfalls auf die optimierten Reifenmodelldatensätze angewandt. Bewertet werden beispielsweise reine Schräglaufkennlinien im Vergleich zu den Messungen vom Flachbahnprüfstand bei fünf Radlasten und zwei Fülldrücken (Tabelle 6.5). Vor allem die Datensätze von MF-Tyre und TM-Easy erreichen sehr hohe Gütewerte, da sie in einem weiten Parameterbereich exakt parametrisiert werden konnten. Die beiden FTire Datensätze werden jeweils durch schlechte Übereinstimmung der übertragbaren Seitenkräfte bzw. Schräglaufsteifigkeiten automatisch abgewertet.

Tabelle 6.5: Abbildungsgüte der optmierten Reifenmodelldatensätze bei reinem Schräglauf

	Reifenmodelldatensatz			
Messreihe	**MF-Tyre**	**FTire (c_α, opt.)**	**FTire (μ_α, opt.)**	**TM-Easy**
Flachbahnprüfstand	**96,2 %**	**84,1 %**	**90,8 %**	**95,9 %**

Real auftretende Streuungen der Kontaktbedingungen zwischen Reifen und Fahrbahn müssen in Zukunft durch zusätzliche statistische Modelle Berücksichtigung finden, um das Spektrum der gekoppelten Reifen-Fahrzeug-Simulation realistisch beschreiben zu können (siehe Kap. 9.4). Es muss hervorgehoben werden, dass eine Reifenkennlinie bzw. ein darauf parametrisierter Reifenmodelldatensatz nur eine minimale Stichprobe einer stark variierenden

Systemcharakteristik darstellt, was die Aussagefähigkeit der darauf basierenden Fahrzeugsimulationsergebnisse erheblich mindert. Weiterhin liegen im Fahrzeugentwicklungsprozess zum Zeitpunkt des Einsatzes von Reifenmodellen im Allgemeinen keine Reifenmessdaten des später eingesetzten Reifens vor. Folglich müssen aus Lastenheftvorgaben und systematisch gemessenen Einflussgrößen methodische Reifenmodelldatensatzschätzer entwickelt werden, die eine Vorhersage der Fahreigenschaften zulassen. Dies ist ausschließlich durch ein mathematisch genau definiertes Reifenmodellverhalten möglich.

7 Eine neue transiente Zusatzkomponente

Die phänomenologische Beschreibung des Übertragungsverhaltens zwischen Schräglaufwinkel und Seitenkraft im Zeit- und Frequenzbereich kann mit den Mitteln der Systemdynamik anschaulich dargestellt werden. Die Auswertung der Messergebnisse (Kap. 5.7) hat gezeigt, dass das bisher modellierte PT1-Verhalten nicht ausreicht, um das real auftretende transiente Reifenverhalten unter Schräglauf abzubilden. Kapitel 6.2.3 konnte weiterhin die Problematik der Parametrisierung bestehender Modellansätze aufzeigen. Auf dieser Basis soll eine Erweiterung des Modellverhaltens realisiert werden, ohne ein komplett neues Reifenmodell zu entwickeln. Da dem Anwender jedoch der Programmcode der Reifenmodelle im Allgemeinen verschlossen bleibt, wird eine Zusatzkomponente angestrebt, welche das transiente Reifenseitenkraftverhalten in konkreten Anwendungen korrigiert. Zur Analyse der Modelle wird wiederum der Reifen Continental, Sport Contact 2, 225/20 R 17 98Y verwendet.

7.1 Vergleich verschiedener Übertragungsglieder im Frequenzbereich

Generell soll durch die Zusatzkraftkomponente ein Phasenverzug von mehr als 90° abgebildet werden können. Ziel ist es, durch möglichst wenige neue Parameter ein deutlich verbessertes Übertragungsverhalten im gesamten Frequenzbereich zu erreichen (vgl. Kap. 5.7).

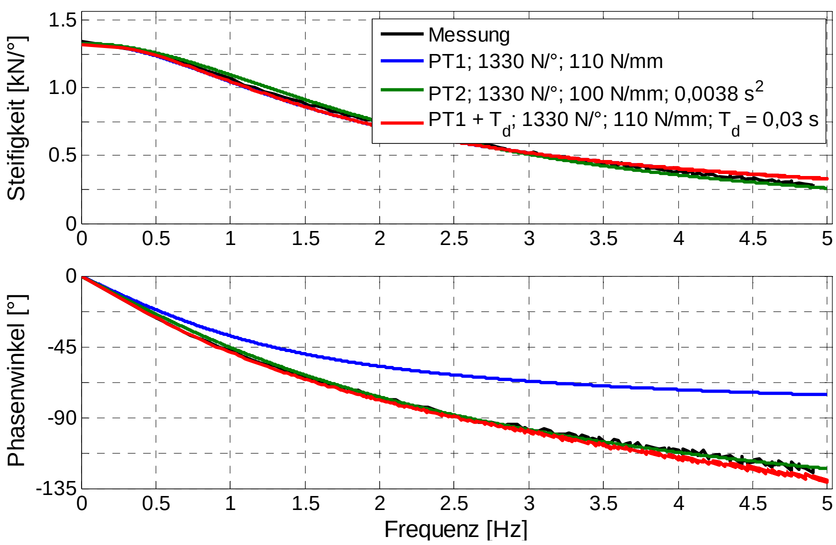


Abbildung 7.1: Vergleich verschiedener Übertragungsglieder im Frequenzbereich

Abbildung 7.1 zeigt den Vergleich der angepassten Übertragungsglieder PT1, PT2 und PT1 mit Totzeit T_d. Dabei wird deutlich, dass sowohl das PT2- als auch das PT1-T_d-Glied den Phasenverzug im Frequenzbereich deutlich besser darstellen können. Die PT1-Zeitkonstanten der Übertragungsglieder werden dabei aus den Kennwerten Schräglaufsteifigkeit c_α und Lateralsteifigkeit c_y definiert. Die Bestimmung des jeweils zusätzlichen Parameters τ_2 bzw. T_d muss iterativ erfolgen. Wie bereits in Kap. 2.5.4 beschrieben, ist eine Totzeit numerisch aufwendiger zu beschreiben und physikalisch nur schwer erklärbar.

7.2 Einbindung in MKS-Modelle

Bei der Einbindung des neuen Übertragungsverhaltens in bestehende Strukturen von Mehrkörpersystemen müssen Fragen zur Methodik der Einbindung, der Formulierung des Syntax, der Kompilierung des Programmcodes sowie der Wirkung der Schnittstelle Standard-Tyre-Interface (STI) berücksichtigt werden.

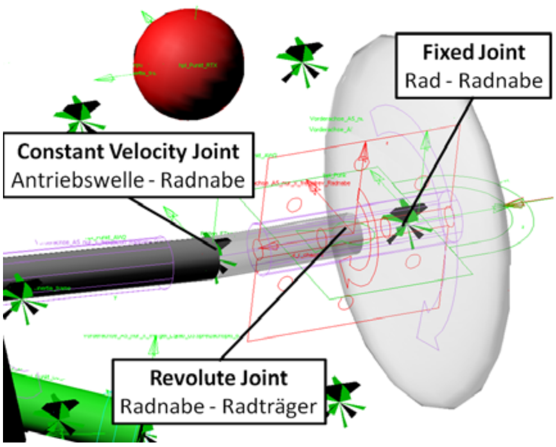


Abbildung 7.2: Einbindungspunkt des Zusatzübertragungsmoduls in ein MKS-Modell

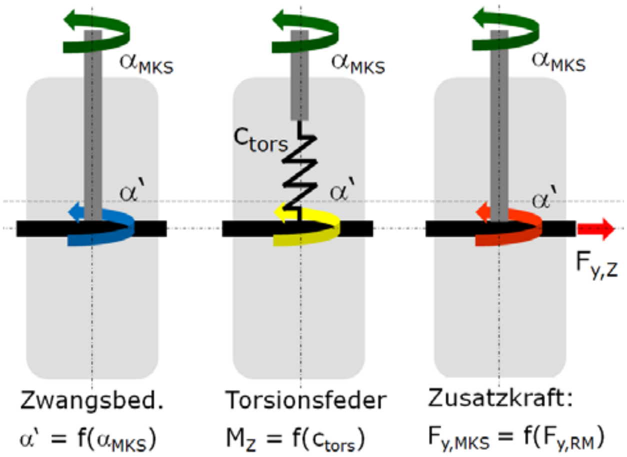


Abbildung 7.3: Schemen der Einbinung von Zusatzübertragungsmodulen

Abbildung 7.2 zeigt einen Ausschnitt eines Vorderachssystems in ADAMS/Car. Die Einbindung sollte möglichst allgemeingültig, modular und deaktivierbar erfolgen, um im Entwicklungsprozess zum Einsatz zu kommen. Im Wesentlichen existieren drei Möglichkeiten, auf die Übertragung zwischen Schräglaufwinkel und Seitenkraft einzuwirken (Abbildung 7.3): zum Ersten durch eine nichtholonome Zwangsbedingung zwischen Radnabe und Rad, zum Zweiten durch eine Torsionsfeder zwischen Reifen und Radnabe und zum Dritten durch eine Kraftkomponente, die als Zusatzkraft am Radträger angreift. Bei näherer Betrachtung muss die Torsionsfeder entfallen, da diese zwar ein PT2-Verhalten realisieren kann jedoch auch Auswirkungen auf den quasistatischen Schräglaufwinkel α'_{stat} hat. Die beiden übrigen Möglichkeiten werden im Folgenden diskutiert.

7.3 Übertragungsmodul als nichtholonome Zwangsbedingung

Die Einführung eines verzögerten Schräglaufwinkels im Mehrkörpersystem ist über die Einbindung der nichtholonomen Zwangsbedingung $\alpha' = f(\alpha, \dot{\alpha}', \dots)$ möglich. Eine solche Bindung ist in der allgemeinen Formulierung von Mehrkörpersystemen nicht vorgesehen (siehe Kap. 2.8). Abbildung 7.4 zeigt eine mögliche Struktur, wie eine solche Komponente dennoch realisiert werden kann. So wird vor das Standard Tyre Interface (STI) eine möglichst frei programmierbare Zwangsbedingung eingebunden, welche einen angepassten Schräglaufwinkel α' an das Reifenmodell übergibt. Dieser kann innerhalb der Komponente in Abhängigkeit verschiedener anderer Größen, wie beispielsweise Vorspur und Radlast, berechnet werden.

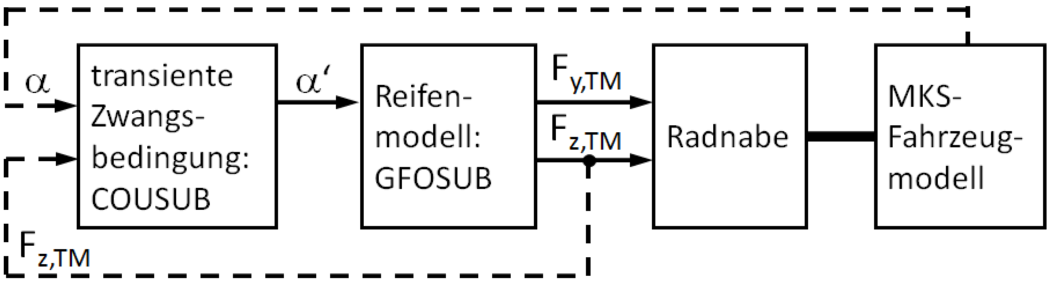


Abbildung 7.4: Schema der Einbindung eines verzögerten Schräglaufwinkels als Zwangsbedingung (COUSUB)

Es wird deutlich, dass die Bereitstellung der wesentlichen Eingangsgröße, d.h. Radlast $F_{z,TM}$, eine algebraische Schleife darstellt. Analytisch kann das Systemverhalten als Reihenschaltung des Übertragungsverhaltens des Reifenmodells $H_{y,TM}(s)$ und des der transienten Zwangsbedingung $H_{tC}(s)$ beschrieben werden:

$$\mathrm{F_{y,TM}(s)} = \mathrm{H_{tC}(s)} \cdot \mathrm{H_{y,TM}(s)} \cdot \alpha(\mathrm{s}) \tag{7.1}$$

Die Bestimmung des zusätzlich benötigten Übertragungsverhaltens der Übertragungskomponente (COUPLER) muss demnach aus dem Produkt der gemessenen Übertragungsfunktion $\mathrm{F_y(s)}/\alpha(\mathrm{s})$ und dem inversen Übertragungsverhalten des verwendeten Reifenmodells ermittelt werden.

$$\mathrm{H_{tC}(s)} = \frac{\mathrm{F_{y,Messung}(s)}}{\alpha_{\mathrm{Messung}}(\mathrm{s})} \cdot \mathrm{H_{TM}^{-1}(s)} \tag{7.2}$$

Ein Vorteil dieser Art der Einbindung ist, dass eine Manipulation des Schräglaufwinkels alle Reifenreaktionen gleichzeitig verzögert. Nachteile sind, dass für die Realsierung eine Auftrennung des Radträgers erforderlich ist, die algebraische Schleife (unphysikalisch) gelöst werden muss und sich erhebliche Zwangskräfte im System ergeben.

7.3.1 Die COUPLER-Subroutine

Die nichtholonome Zwangsbedingung wird über eine User-Subroutine (COUPLER) realisiert. Dies bietet Effektivität und Flexibilität durch die Vielzahl von Freiheiten im Programmcode. Es können Funktionen definiert werden, die sonst nicht zur Verfügung stehen und außerdem wird die Simulationszeit nur wenig beeinflusst. Die Zwangsbedingung wird implizit definiert:

$$0 = \mathrm{f_1}(\phi_1) + \mathrm{f_2}(\phi_2) \tag{7.3}$$

Die Funktionen COUXX und COUXX2 müssen als die analytischen partiellen Ableitungen dieser impliziten Zwangsbedingung nach den Winkelkoordinaten ϕ_i angegeben werden. Ein entscheidender Nachteil dieser Funktionen ist, dass sie ausschließlich von den Eingangsgrößen abhängig sein dürfen. Auf andere Systemzustandsgrößen (SYSARY) und Systemfunktionen (SYSFNC) kann nicht zugegriffen werden. Somit kann ebenfalls nicht auf die Zeitableitungen der Winkelkoordinaten zugegriffen werden, welche für die Beschreibung von transienten Übertragungsfunktionen benötigt werden. Dies basiert auf den Ansätzen der Beschreibung von Zwangsbedingungen in Mehrkörpersystemen (siehe Kap. 2.8). Folglich müssen die Zeitableitungen innerhalb der Routine numerisch bestimmt werden, was durch die Zeitschrittsimulation in Vorwärtsrichtung mittels Backward-Time-Formulierung realisiert werden muss. Diese entspricht einer Approximation erster Ordnung, da die Taylorreihe nach dem ersten Summanden abgeschnitten wird. Zur Minimierung des dadurch auftretenden Trunkierungsfehlers, sollten kleine Schrittweiten (< 10 ms) gewählt werden. Für die numerischen Übertragungsglieder ergeben sich folgenden Beschreibungen (n…Nummer des aktuellen Zeitschritts). Für das PT0-Glied:

$$\alpha' = \mathrm{K_p} \cdot \alpha \tag{7.4}$$

Die implizite, numerische Formulierung ergibt sich daraus wie folgt:

$$0 = \alpha'_n - \mathrm{K_P} \cdot \alpha_n \tag{7.5}$$

Das PT1-Glied kann wie folgt definiert werden:

$$\tau_1 \cdot \alpha' + \alpha' = \mathrm{K_P} \cdot \alpha \tag{7.6}$$

Die implizite, numerische Formulierung ergibt sich daraus wie folgt:

$$0 = \tau_1 \cdot \frac{\alpha'_n - \alpha'_{n-1}}{t_n - t_{n-1}} + \alpha'_n - \mathrm{K_P} \cdot \alpha_n \tag{7.7}$$

Das PT2-Glied kann wie folgt definiert werden:

$$\tau_2^2 \cdot \ddot{\alpha}' + \tau_1 \cdot \dot{\alpha}' + \alpha' = \mathrm{K_P} \cdot \alpha \tag{7.8}$$

Die implizite, numerische Formulierung ergibt sich wie folgt:

$$0 = \tau_2^2 \cdot \frac{\frac{\alpha'_n - \alpha'_{n-1}}{t_n - t_{n-1}} - \dot{\alpha}'_{n-1}}{t_n - t_{n-1}} + \tau_1 \cdot \frac{\alpha'_n - \alpha'_{n-1}}{t_n - t_{n-1}} + \alpha'_n - \mathrm{K_P} \cdot \alpha_n \tag{7.9}$$

Innerhalb der COUPLER-Subroutine müssen demzufolge Variablen vorausgegangenen Zeitschritten für den aktuellen Zeitschritt abgespeichert werden. Dies kann im vorliegenden Fall nur über globale Variablen geschehen. Abbildung 7.5 zeigt den Vergleich der Verzögerung des Schräglaufwinkels α' mittels PT0, PT1 und PT2 Übertragungsverhalten. Die dabei gewählte Zeitschrittweite von 0,01 s ist für den dargestellten Fall durchaus ausreichend, da nur marginale numerische Verschiebungen zu verzeichnen sind. Die jeweiligen Parameter K_P, $\tau_{1/2}$ und D sind in einer, für diese Anwendung repräsentativen, Größenordnungen gewählt. Abbildung 7.6 zeigt das veränderte PT1-Übertragungsverhalten bei variabler Zeitkonstante τ_1.

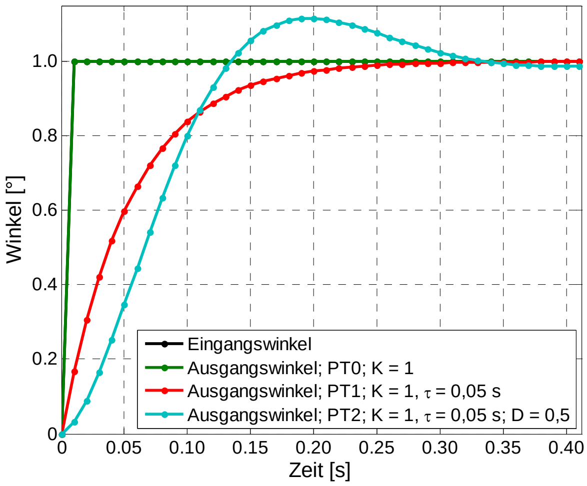


Abbildung 7.5: COUPLER-Subroutine mit PT0, PT1 und PT2-Verhalten

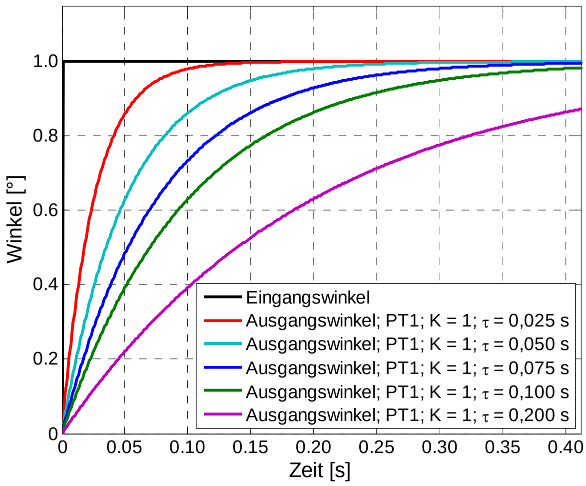


Abbildung 7.6: COUPLER-Subroutine mit PT1-Verhalten bei verschiedenen Zeitkonstanten

Die Vorgabe der (meist variablen) Zeitschrittweite erfolgt aus der Mehrkörpersimulationssoftware. Initialisierungs- und Zwischenaufrufe, d.h. „unechte" Zeitschritte, der Routine müssen intern abgefangen werden. Für eine genauere Formulierung können weiterhin Fehlerschätzroutinen bzw. Ansätze höherer Ordnung für die Zeitableitungen genutzt werden, jedoch zeigen die Ergebnisse der Zeitschrittsimulation in Abbildung 7.6 bereits ein sehr gutes Systemverhalten. Die Funktionen COUXX und COUXX2 werden ebenfalls numerisch geschätzt.

7.3.2 Parameterbestimmung und Funktionsnachweis

Die Ergebnisse der Simulation mit MF-Tyre-Reifenmodelldatensätzen am virtuellen Reifenprüfstand mit und ohne transienter Zwangsbedingung sind in Abbildung 7.7 dargestellt. Es zeigt sich, dass die aus der Messung erkennbare Verzögerung der Seitenkraft durch den zusätzlichen Systemfreiheitsgrad abgebildet werden kann.

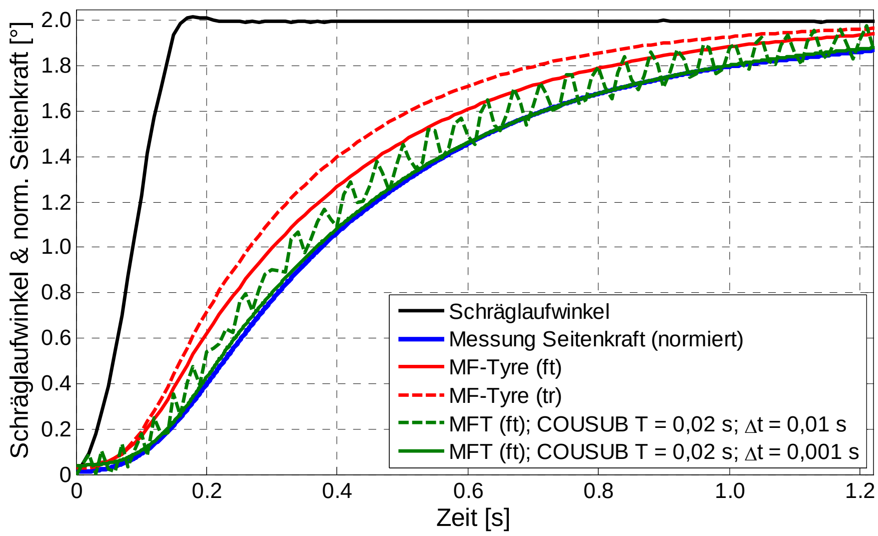


Abbildung 7.7: Sprungantworten von Reifenmodellen mit und ohne transiente Zwangsbedingung; 5 km/h; 5000 N

Die Zeitkonstante(n) des zusätzlichen Übertragungsgliedes werden mittels Parameteroptimierung am virtuellen Reifenprüfstand in Kombination mit dem Reifenmodell optimiert bzw. aus den Ergebnissen der Einlaufdämpfung bestimmt. Weiterhin werden Probleme der numerischen Stabilität bei kleinen Schrittweiten (0,01 s) deutlich. Erst durch eine Begrenzung der Schrittweiten auf maximal 0,001 s kann dies behoben werden.

7.4 Einbindung einer transienten Zusatzseitenkraft

Eine weitere Möglichkeit, das bestehende Reifenübertragungsverhalten in Mehrkörpermodellen zu beeinflussen, ist die Einbindung einer transienten Zusatzseitenkraft $F_{y,tLF}$. Um die Anforderungen an die Flexibilität zu realisieren, wird die Zusatzkraft über eine Subroutine (SFOSUB) eingebunden. Dies hat den Vorteil, dass innerhalb von Kraftsubroutinen auf alle Systemzustandsgrößen aus dem Mehrköpermodell zurückgegriffen werden kann.

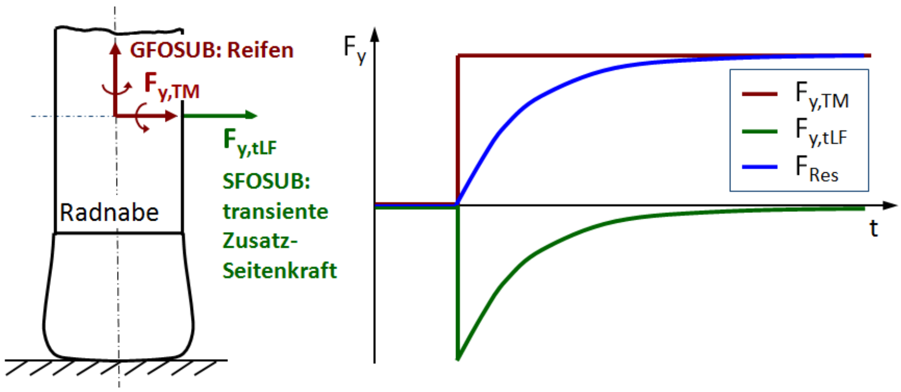


Abbildung 7.8: Ansatz der Einbindung einer transienten Zusatzkraft zur Verzögerung der Reifenseitenkraft

Abbildung 7.8 zeigt den Ansatz der Verzögerung einer wirkenden Kraft, welcher hinter einer transienten Zusatzseitenkraft steckt. Ein Reifenmodell berechnet alle sechs Kraftkomponenten innerhalb einer GFOSUB-Subroutine und greift am Radnabenkörper an. Eine zusätzliche Kraft an diesem Körper führt gemäß der Kräftebilanz zu der Summenkraft $F_{y,Res}$:

$$\mathrm{F_{y,Res}} = \mathrm{F_{y,TM}} + \mathrm{F_{y,tF}} \tag{7.10}$$

Erzeugt das Reifenmodell eine Seitenkraft, so erzeugt die transiente Zusatzseitenkraft zunächst eine äquivalente Gegenkraft, was eine resultierende Seitenkraft von Null zur Folge hat. Gemäß deren Definition kann die Gegenkraft im Folgenden wieder gegen Null abgesenkt werden, um ein beliebiges Zeitverhalten der resultierenden Seitenkraft zu erzeugen. In Abbildung 7.9 ist ein Schema dargestellt, welches die systemdynamische Einordnung der transienten Zusatzseitenkraft widerspiegelt. Dargestellt sind mögliche Abhängigkeiten der Zusatzkraft von verschiedenen Systemgrößen:

$$\mathrm{F_{y,tLF}} = \mathrm{f}(\mathrm{F_{y,TM}}, \alpha, \mathrm{F_{z,TM}}, \omega, \dots) \tag{7.11}$$

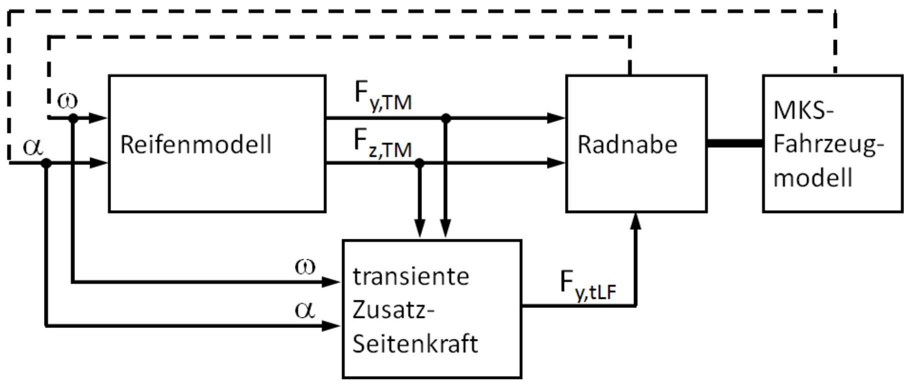


Abbildung 7.9: Schema der Einbindung des Zusatzübertragungsmoduls als Kraftelement

Die Abhängigkeit von $F_{y,TM}$ ist dabei elementar, da diese zusätzlich verzögert werden soll. Die Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel kann den Ausgangs- und Endschräglaufwinkel einbeziehen, um beispielsweise den Vorspureinfluss und extreme Schräglaufwinkel auf das transiente Reifenverhalten zu berücksichtigen. Radlast und Rotationsgeschwindigkeit können weiteren Einfluss auf die transiente Zusatzkraft haben (vgl. Einflussparameter Kap. 5.7).

7.4.1 *Subroutine der transienten Zusatzkraft*

Die zusätzliche Verzögerung einer durch ein Reifenmodell erzeugten Reifenseitenkraft kann durch ein PTx-Verhalten als transiente Zusatzkraft modelliert werden (siehe Kapitel 7.2). Bei einem Übertragungsverhalten nullter Ordnung ergibt sich die resultierende Kraft durch Multiplikation der Eingangsgröße mit dem konstanten Koeffizienten K_P:

$$\mathrm{F_{y,Res}} = \mathrm{K_P} \cdot \mathrm{F_{y,TM}} \tag{7.12}$$

Mit Gleichung (7.10) ergibt sich die transiente Zusatzkraft $F_{y,tF}$ numerisch zu:

$$\mathrm{F_{y,tLF,n}} = -\mathrm{F_{y,TM,n}} + \mathrm{K_P} \cdot \mathrm{F_{y,TM,n}} \tag{7.13}$$

Ein Übertragungsverhalten erster Ordnung ergibt sich durch die Einführung eines Summanden der Zeitableitung der Ausgangsgröße multipliziert mit einer Zeitkonstante τ_1:

$$\tau_1 \cdot \dot{\mathrm{F}}_{\mathrm{y,Res}} + \mathrm{F_{y,Res}} = \mathrm{K_P} \cdot \mathrm{F_{y,TM}} \tag{7.14}$$

Gemäß der kausalen Backward-Time-Formulierung wird diese Gleichung zeitschrittweise rekursiv beschrieben:

$$\tau_1 \cdot \frac{\mathrm{F_{y,Res,n}} - \mathrm{F_{y,Res,n-1}}}{\mathrm{t_n} - \mathrm{t_{n-1}}} + \mathrm{F_{y,Res,n}} = \mathrm{K} \cdot \mathrm{F_{y,TM,n}} \tag{7.15}$$

$$\mathrm{F_{y,Res,n}} = \frac{\mathrm{K_P} \cdot \mathrm{F_{y,TM,n}} + \tau_1 \cdot \dfrac{\mathrm{F_{y,Res,n-1}}}{\mathrm{t_n} - \mathrm{t_{n-1}}}}{1 + \dfrac{\tau_1}{\mathrm{t_n} - \mathrm{t_{n-1}}}} \tag{7.16}$$

Mit Gleichung (7.10) ergibt sich die transiente Zusatzkraft $F_{y,tLF}$ numerisch zu:

$$\mathrm{F_{y,tLF,n}} = -\mathrm{F_{y,TM,n}} + \frac{\mathrm{K_P} \cdot (\mathrm{t_n} - \mathrm{t_{n-1}}) \cdot \mathrm{F_{y,TM,n}} + \tau_1 \cdot \mathrm{F_{y,Res,n-1}}}{\mathrm{t_n} - \mathrm{t_{n-1}} + \tau_1} \tag{7.17}$$

Ein Verhalten <u>zweiter Ordnung</u> ergibt sich durch die Einführung einer weiteren Zeitableitung der Ausgangsgröße und deren Multiplikation mit dem Quadrat einer weiteren Zeitkonstante τ_2:

$$\tau_2^2 \cdot \ddot{\mathrm{F}}_{\mathrm{y,Res}} + \tau_1 \cdot \dot{\mathrm{F}}_{\mathrm{y,Res}} + \mathrm{F_{y,Res}} = \mathrm{K_P} \cdot \mathrm{F_{y,TM}} \tag{7.18}$$

Dieser Ausdruck wird rekursiv beschrieben durch:

$$\tau_2^2 \cdot \frac{\frac{\mathrm{F_{y,Res,n}} - \mathrm{F_{y,Res,n-1}}}{\mathrm{t_n} - \mathrm{t_{n-1}}} - \dot{\mathrm{F}}_{\mathrm{y,Res,n-1}}}{t_n - t_{n-1}} + \tau_1 \cdot \frac{\mathrm{F_{y,Res,n}} - \mathrm{F_{y,Res,n-1}}}{\mathrm{t_n} - \mathrm{t_{n-1}}} + \mathrm{F_{y,Res,n}} = \mathrm{K_P} \cdot \mathrm{F_{y,TM,n}} \tag{7.19}$$

$$\mathrm{F_{y,Res,n}} = \frac{K_P \cdot \mathrm{F_{y,TM,n}} + \tau_1 \cdot \frac{\mathrm{F_{y,Res,n-1}}}{\mathrm{t_n} - \mathrm{t_{n-1}}} + \tau_2^2 \cdot \left(\frac{\mathrm{F_{y,Res,n-1}}}{(t_n - t_{n-1})^2} + \frac{\dot{\mathrm{F}}_{\mathrm{y,Res,n-1}}}{t_n - t_{n-1}} \right)}{1 + \frac{\tau_1}{t_n - t_{n-1}} + \frac{\tau_2^2}{(t_n - t_{n-1})^2}} \tag{7.20}$$

Mit Gleichung (7.10) ergibt sich die transiente Zusatzkraft $F_{y,tF}$ numerisch zu:

$$\mathrm{F_{y,tLF,n}} = -\mathrm{F_{y,TM,n}} + \frac{K_P \cdot \mathrm{F_{y,TM,n}} + \tau_1 \cdot \frac{\mathrm{F_{y,Res,n-1}}}{\mathrm{t_n} - \mathrm{t_{n-1}}} + \tau_2^2 \cdot \left(\frac{\mathrm{F_{y,Res,n-1}}}{(t_n - t_{n-1})^2} + \frac{\dot{\mathrm{F}}_{\mathrm{y,Res,n-1}}}{t_n - t_{n-1}} \right)}{1 + \frac{\tau_1}{t_n - t_{n-1}} + \frac{\tau_2^2}{(t_n - t_{n-1})^2}} \tag{7.21}$$

Mit den Gleichungen (7.13), (7.17) bzw. (7.21) ist es nun möglich, zeitverzögerte Seitenkräfte nullter, erster und zweiter Ordnung zu beschreiben.

7.4.2 Parameterbestimmung und Funktionsnachweis

Mit den vorgestellten rekursiven Zusatzseitenkräften ist es möglich, das PT2-Verzögerungsverhalten der Seitenkraft durch die Kombination eines Reifenmodells ohne Einlauflänge (PT0) mit einer PT2-Zusatzseitenkraft bzw. einem Reifenmodell mit Einlauflänge (PT1) in Reihenschaltung mit einer PT1-Zusatzseitenkraft zu realisieren (vgl. Kap. 2.5.2). Dazu wird der Ansatz (5.6) mit den Parametern Einlauflänge und -dämpfung aus Kap. 5.7.5:

$$\left(\frac{\sigma_\alpha}{2\, D_\alpha \cdot v_l} \right)^2 \cdot \ddot{F}_y + \frac{\sigma_\alpha}{v_l} \cdot \dot{F}_y + F_y = c_\alpha \cdot \alpha \tag{7.22}$$

mit der Reihenschaltung der folgenden PT1-Glieder in Übereinstimmung gebracht:

$$\frac{\sigma_{\alpha,TM}}{v_l} \cdot \dot{F}_{y,TM} + F_{y,TM} = c_\alpha \cdot \alpha \tag{7.23}$$

$$T_{tLF} \cdot \dot{F}_{y,Res} + F_{y,Res} = K_{tLF} \cdot F_{y,TM} \tag{7.24}$$

Das Einsetzen von Gleichung (7.23) in (7.24) ergibt folglich:

$$\left(\frac{\sigma_{\alpha,TM}}{v_l} \cdot T_{tLF}\right) \cdot \ddot{F}_{y,Res} + \left(\frac{\sigma_{\alpha,TM}}{v_l} + T_{tLF}\right) \cdot \dot{F}_{y,Res} + F_{y,Res} = K_{tLF} \cdot c_\alpha \cdot \alpha \tag{7.25}$$

Durch Koeffizientenvergleich ergibt sich:

$$\left(\frac{\sigma_\alpha}{2\,D_\alpha \cdot v_l}\right)^2 = \frac{\sigma_{\alpha,TM}}{v_l} \cdot T_{tLF} \quad bzw. \quad T_{tLF} = \frac{v_l}{\sigma_{\alpha,TM}} \cdot \left(\frac{\sigma_\alpha}{2\,D_\alpha \cdot v_l}\right)^2 \tag{7.26}$$

$$\frac{\sigma_\alpha}{v_l} = \frac{\sigma_{\alpha,TM}}{v_l} + T_{tLF} = \frac{\sigma_{\alpha,TM}}{v_l} + \frac{v_l}{\sigma_{\alpha,TM}} \cdot \left(\frac{\sigma_\alpha}{2\,D_\alpha \cdot v_l}\right)^2 \tag{7.27}$$

Umformen, multiplizieren mit $\sigma_{\alpha,RM} \neq 0$ sowie $v_l \neq 0$:

$$\sigma_{\alpha,TM}^2 - \sigma_\alpha \cdot \sigma_{\alpha,TM} + \left(\frac{\sigma_\alpha}{2\,D_\alpha}\right)^2 = 0 \tag{7.28}$$

$$\sigma_{\alpha,TM,1/2} = \frac{\sigma_\alpha}{2} \pm \sqrt{\frac{\sigma_\alpha^2}{4} - \frac{\sigma_\alpha^2}{4\,D_\alpha^2}} = \frac{\sigma_\alpha}{2}\left(1 \pm \sqrt{1 - D_\alpha^{-2}}\right) \tag{7.29}$$

Es zeigt sich, dass mathematisch die Terme T_{tLF} und $\sigma_{\alpha,TM}$ austauschbar sind. Um die sinnhafte Bedingung einzuhalten, dass $\sigma_\alpha \approx \sigma_{\alpha,TM}$, wird daher ohne Beschränkung der Allgemeinheit festgestellt, dass:

$$\sigma_{\alpha,TM} = \frac{\sigma_\alpha}{2}\left(1 + \sqrt{1 - D_\alpha^{-2}}\right) \tag{7.30}$$

Für realistische Werte von $D_\alpha = 1{,}5 \dots 3$ ergeben sich somit Einlauflängen für das Reifenmodell von $\sigma_{\alpha,TM} = 0{,}87 \dots 0{,}97 \cdot \sigma_\alpha$. Demzufolge muss die Einlauflänge des Reifenmodells um ca. 3 bis 13 % verkürzt werden, wenn eine Einlaufdämpfung berücksichtigt werden soll. Abbildung 7.10 zeigt die gemessenen Einlauflängen σ_α des Reifens A01C bei 2,2 bar über der Radlast sowie die mit Einlaufdämpfung angepassten Einlauflängen $\sigma_{\alpha,RM}$. Des Weiteren sind die Ergebnisse der originalen und optimierten MF-Tyre-Datensätze dargestellt.

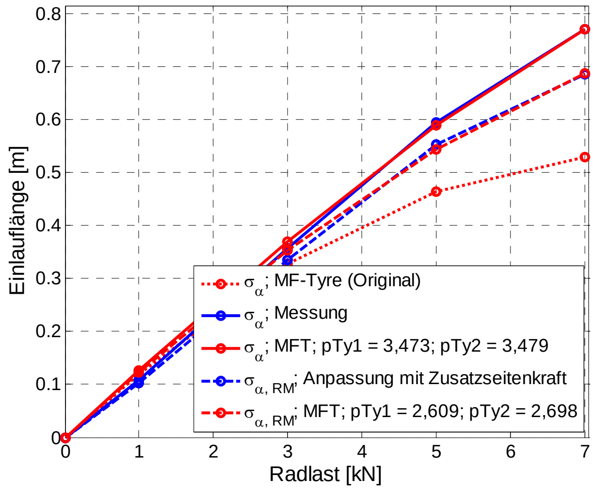


Abbildung 7.10: Optimierung der Einlauflängen-parameter von MF-Tyre mit Zusatzseitenkraft

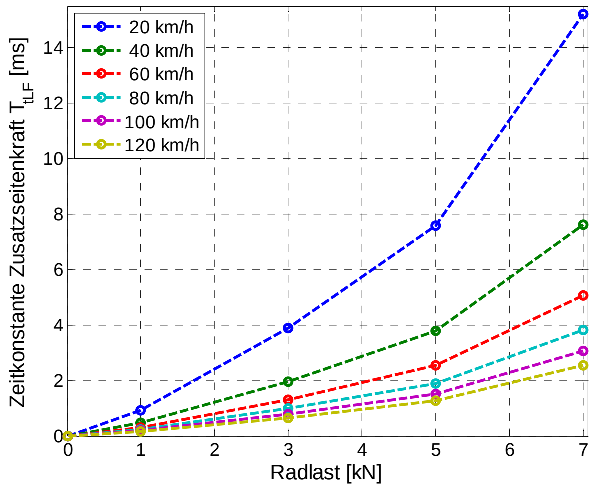


Abbildung 7.11: Resultierende Zeitkonstanten des Zusatzseitenkraft bei versch. Geschwindigkeiten

Es zeigt sich eine leichte Annäherung der Einlauflänge an die Schätzung nach Böhm (Kap. 3.2), was sich durch den Abbruch der Taylorreihe nach dem Term erster Ordnung ergibt. Durch Einsetzen von Gleichung (7.30) in (7.26) ergibt sich die Definition der Zeitkonstante des Zusatzmoduls:

$$T_{tLF} = \left[2\, D_\alpha^2 \left(1 + \sqrt{1 - D_\alpha^{-2}}\right)\right]^{-1} \cdot \frac{\sigma_\alpha}{v_l} \qquad (7.31)$$

Für realistische Werte von $D_\alpha = 1{,}5 \ldots 3$ ergeben sich somit Zeitkonstanten für das Zusatzmodul von $T_{tLF} = 0{,}127 \ldots 0{,}029 \cdot \sigma_\alpha / v_l$. Die Zeitkonstante der transienten Zusatzseitenkraft liegt demnach, je nach Reifendämpfung, im Bereich von 3 bis 13 % der Einlaufzeit (Quotient aus Einlauflänge und Fahrgeschwindigkeit). Mit der gewonnen Gleichung ist es mit den in Kap. 5.7 vorgestellten Messergebnissen der Einlauflänge σ_α und –dämpfung D_α möglich, die Zeitkonstante der transienten Zusatzseitenkraft $T_{tLF} = f(F_z, v_l)$ online in der Subroutine berechnen zu lassen (siehe Abbildung 7.11).

Die vorgestellte Zusatzkraftkomponente kann anschließend in MKS-Modelle wie den virtuellen Reifenprüfstand integriert werden. Da es sich lediglich um eine Kraftkomponente handelt, wird eine Zusatzkraft direkt an den Radnabenkörper angebracht. Die anschließende Parametrisierung kann durch die gezeigte Umrechnung oder eine automatische Parameteroptimierung erfolgen (vgl. Abbildung 6.11). Abbildung 7.12 zeigt den Vergleich verschiedener Simulationen mit optimierten Zusatzkraftkomponenten und der Messung vom Reifenprüfstand. Weiterhin dargestellt sind die Seitenkraftverläufe von MF-Tyre ohne Einlauflänge (PT0-Verhalten) und mit Einlauflänge (PT1-Verhalten). Es wird direkt deutlich, dass das originale Einlaufverhalten die tatsächliche Verzögerung der Seitenkraft unterschätzt. Die mögliche Genauigkeit der Abbildung der Messung mit einem optimierten PT1-Verhalten kann anhand der Simulation wiedergegeben werden.

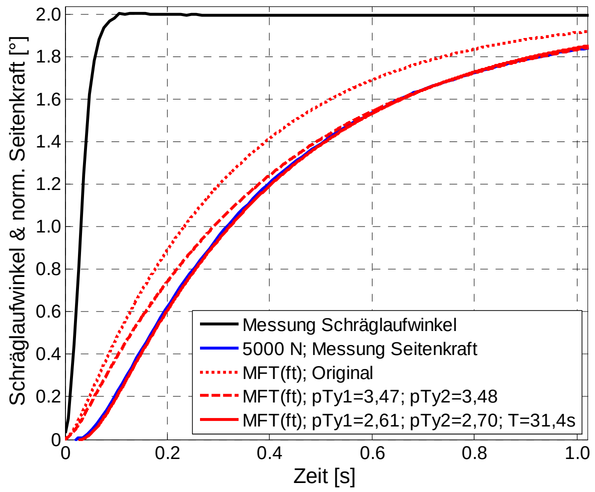


Abbildung 7.12: Vergleich verschiedener transienter Zusatzkräfte bei einem Schräglaufwinkelsprung

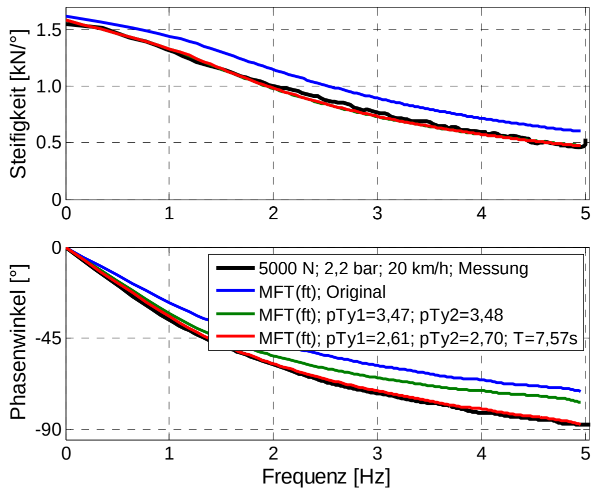


Abbildung 7.13: Bode-Diagramm der Systemantworten bei Schräglauwinkelgleitsinusanregung

Durch den weiteren Freiheitsgrad der Parameteroptimierung sind die Verläufe mit transienter Zusatzkraft noch besser an die Messung angepasst. Da das PT2-Verhalten jedoch überkritisch gedämpft ist, sind die Unterschiede im Zeitverlauf der Sprungantwort mit PT1-Verhalten nur klein (vgl. Kap. 2.5.2). Abbildung 7.13 zeigt ein Bode-Diagramm zum Vergleich der frequenzabhängigen Systemantworten bei Schräglaufwinkelgleitsinusanregung, welche zuvor am Schräglaufwinkelsprung optimiert worden sind.

Es wird ersichtlich, dass die PT1-Glieder eine relativ genaue Abbildung des Amplitudengangs von Reifen ermöglichen, jedoch keine Phasenverzüge von mehr als 90° abbilden können. Das PT2-Systemverhalten hingegen ermöglicht dies.

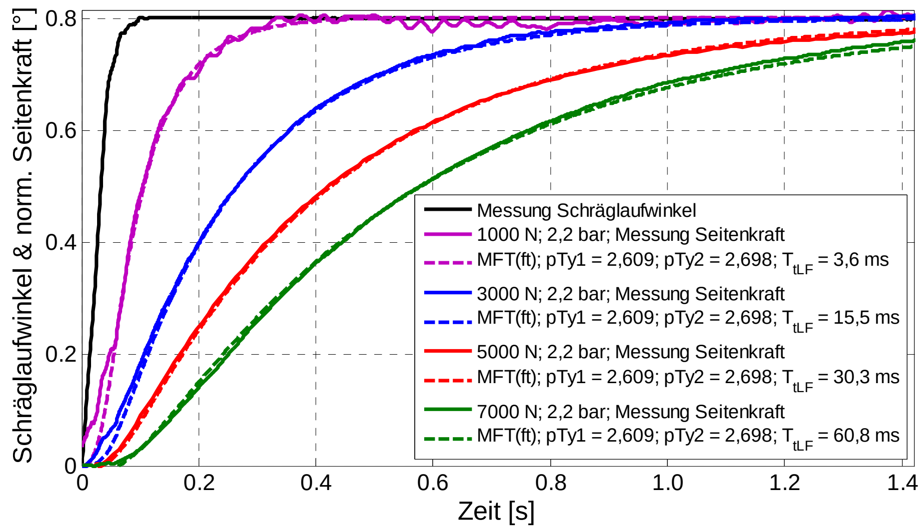


Abbildung 7.14: Seitenkraftverläufe nach Schräglaufwinkelsprung am virtuellen Reifenprüfstand mit Zusatzseitenkraft im Vergleich zur Messung; 2,2 bar; 4 Radlasten

In Abbildung 7.14 sind die Zeitverläufe der Schräglaufwinkelsprungantwort bei vier Radlasten der Reihenschaltung aus Reifenmodell mit Einlauflänge und transienter Zusatzseitenkraft dargestellt. Erkennbar ist die deutliche Verbesserung des Ansprechverhaltens der Seitenkraft.

7.5 Schlussfolgerungen zu Zusatzübertragungskomponenten

Die Berücksichtigung eines erweiterten transienten Reifenverhaltens ist über Zusatzkomponenten möglich. Zwei prinzipielle Ansätze wurden vorgestellt und realisiert. Bei Nutzung der COUPLER-Subroutine muss beachtet werden, dass diese indirekt in das MKS eingebunden ist und somit zu erheblichen Zwangskräften führt (siehe Kap. 2.8). Dies ist auch insofern kritisch zu betrachten, da in der Physik bzw. Mechanik Kräfte ausschließlich Funktionen von Verformungen (Verschiebungen) sind. Dieser Grundsatz wird bei dieser Modellierung ignoriert.

Letztendlich erweist sich eine Zusatzkraftkomponente mittels SFOSUB-Subroutine als die beste Lösung, da diese direkt auf Kraftebene eingebunden wird, die Subroutine auf alle Systemgrößen zugreifen kann und leicht deaktivierbar ist. Die Einbindung in bestehende MKS und die zugehörige Parametrisierung konnte methodisch gezeigt werden. Die transiente Zusatzseitenkraft ist als Funktion der Seitenkraft und Radlast des jeweiligen Reifenmodells sowie der Geschwindigkeit modelliert. Das PT2-Verzögerungsverhalten kann überdies rein durch die Zusatzkraft oder als Reihenschalung mit der Einlauflänge eines Reifenmodells realisiert werden. Langfristiges Ziel ist allerdings die direkte Berücksichtigung der Einlaufdämpfung im Reifenmodell, was die Einbindung und Parametrisierung erleichtert und die numerische Stabilität erhöht.

8 *Reifenverhalten am neuen hochdynamischen Achsprüfstand*

Zur Validierung des ermittelten und modellierten Reifenübertragungsverhaltens in einem reproduzierbar vermessbaren Mehrkomponentensystem, wurde am IAD ein neuer hochdynamischer Achsprüfstand konzipiert, konstruiert und aufgebaut. Dieser beinhaltet neben der steifen Aufnahme der Versuchsvorderachse eine vertikal verschiebbare Domlageranbindung, eine lagegeregelte Lenkwinkelvorgabe sowie eine kraftgeregelte Radlastverstellung. Ziel ist es, den Einfluss des neuen transienten Reifenmodellverhaltens sowie die Abbildungsgüte des Mehrkörperachsmodells zu zeigen.

Tabelle 8.1: Varianten des transienten Reifenverhaltens

Reifenverhalten	Parameter	Beschreibung
PT0	c_α	Kein transientes Reifenseitenkraftverhalten, Verwendung für elementare theoretische Betrachtungen
PT1 (BÖHM)	c_α $\sigma_{\alpha,Böhm}$	Berücksichtigung der Einlauflänge durch einen qualifizierten Schätzwert $\sigma_{\alpha,Böhm} = c_\alpha / c_y$, Standardverfahren für Parametrisierung von MF-Tyre-Datensätzen
PT1 (EINSLE)	c_α $\sigma_{\alpha,Einsle}$	Parametrisierung der Einlauflänge durch direkte Bestimmung anhand von Schräglaufwinkelsprüngen am Reifenprüfstand (vgl. Kap. 5.7.3)
PT2 (EINSLE)	c_α $\sigma_{\alpha,Einsle}$ $D_{\alpha,Einsle}$	Berücksichtigung der mechanischen Reifeneigenschaften durch Ansatz 2. Ordnung mit den Parametern Einlauflänge und Einlaufdämpfung (vgl. Kap. 5.7.5)

Tabelle 8.1 zeigt die vier Varianten des transienten Reifeneinlaufverhaltens, die im Folgenden verglichen werden, um deren Einfluss auf das Systemverhalten zu untersuchen. Die Parameter des jeweiligen Reifenverhaltens werden gemäß der Messungen in Kapitel 5 bestimmt und über die Parametrisierung aus Kapitel 6 und 7 in die Modelle übernommen. Auch die weiteren Komponenten wie Starrkörper, Federn, Dämpfer und Gummilager werden mittels Komponentenmessungen parametrisiert und anschließend zusammengesetzt. Es wird ausdrücklich darauf hingewiesen, dass alle Komponentenparameter nach dem Zusammenbau nicht mehr verändert werden.

8.1 Der Aufbau des neuen Achsprüfstandes am IAD

Das Grundkonzept des Achsprüfstandes ist so gewählt, dass der Hilfsrahmen der Vorderachse fest am Maschinenbett des Prüfstandes verankert ist. Das Domlager hingegen ist nur in Längs- und Querrichtung fest angebunden. In vertikaler Richtung kann es, bei Belastung durch Gewichte, frei in den Linearführungen schwingen. Um die Radlast auch während des Versuches dynamisch verstellen zu können, muss der Anbindungspunkt des Domlagers aktiv verstellbar sein, was durch Hydraulikzylinder mit Proportionalventil realisiert wird (Abbildung 8.1).

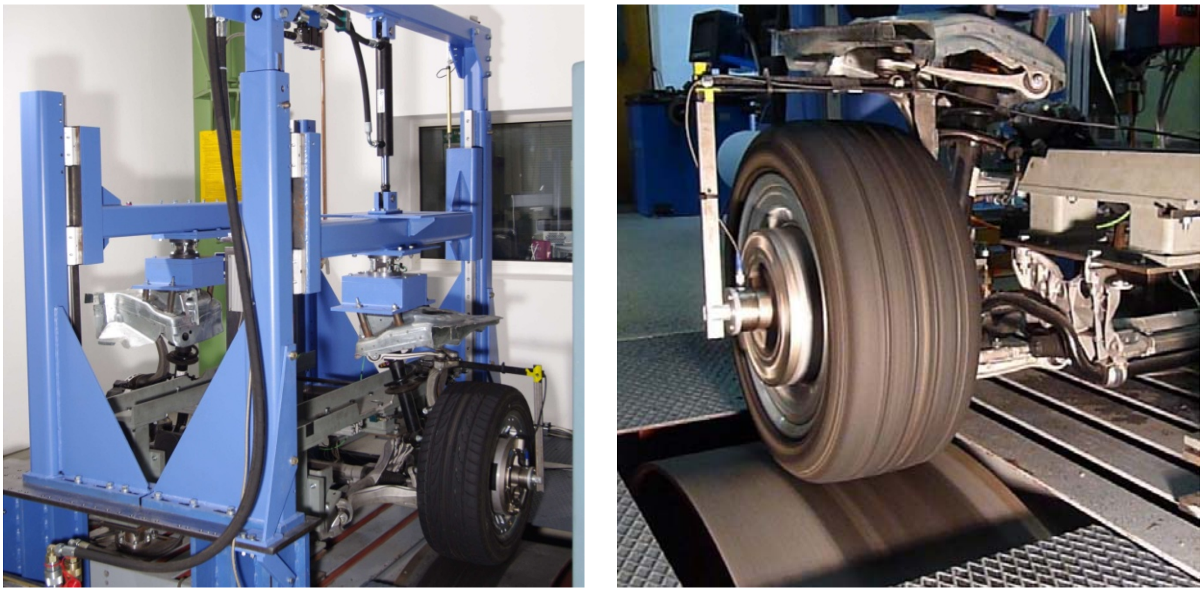


Abbildung 8.1: Der neue hochdynamische Achsprüfstand am IAD

Zusätzlich muss die Betätigung der Lenkung automatisiert werden. Es ist dabei mit der Auslegung des benötigten Moments und der maximalen Drehzahl des Motors zu beginnen, um die Leistung des Motors abschätzen zu können. Der so ausgelegte Servomotor ist windschief im Raum an die Lenkspindel anzukoppeln (siehe Abbildung 8.2). Die sehr beengten Platzverhältnisse aufgrund der Hilfsrahmenanbindung erzwingen die Wahl eines abgewinkelten Kegelradgetriebes an der Motorausgangswelle.

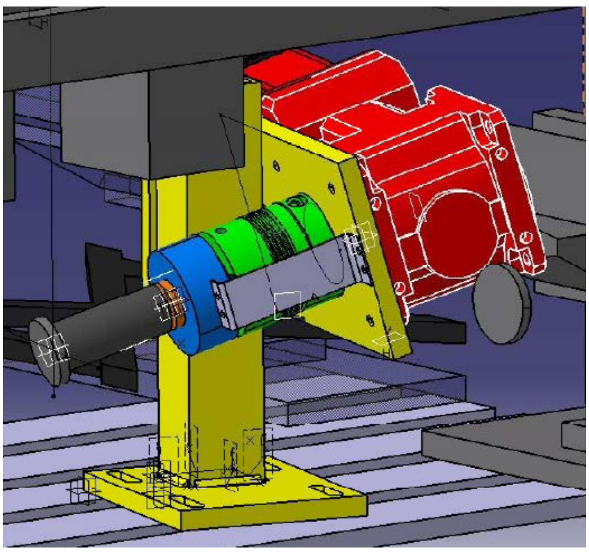


Abbildung 8.2: Konstruktiver Aufbau der Lenkungsansteuerung am Achsprüfstand

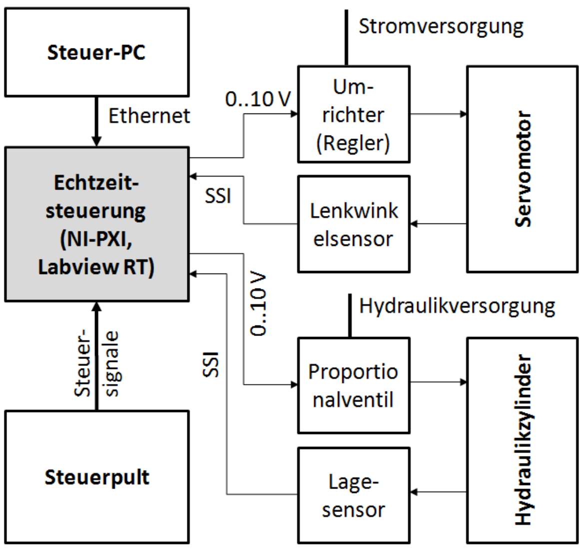


Abbildung 8.3: Schema der Prüfstandssteuerung des Radaufhängungsprüfstandes am IAD

Zum Ausgleich kleiner Abweichungen in der Winkellage zwischen Motor und Lenkzapfen, wird eine Metallbalgkupplung zwischengeschaltet. Weiterhin ist ein SSI-Winkellagesensor verbaut, der den aktuellen Lenkwinkel misst und digital überträgt. Der letzte Schritt des Prüfstandsaufbaus sind die Ansteuerung, Regelung und Sicherheitsüberwachung der Komponenten. Diese werden in einem National Instruments PXI-Echtzeitcontroller mit der Software Labview-RT realisiert (siehe Abbildung 8.3). Der Echtzeitrechner überwacht wichtige Messkanäle, wie beispielsweise den aktuellen Lenkwinkel, und kann bei Überschreiten von Schwellenwerten Aktoren deaktivieren. Weiterhin ist es möglich, Regelaufgaben, wie die Kraft- bzw. Lageregelung des Hydraulikzylinders für die Domlagerverstellung, umzusetzen. Die Lageregelung des Servomotors erfolgt auf dem Mikrocontroller des Umrichters, das heißt die Prüfstandssteuerung übergibt lediglich ein Spannungssignal proportional zum Solllenkwinkel an den Umrichter.

Anzeigen, Wertübergaben, Messdateinamen usw. werden von einem Steuerrechner per Ethernet an das PXI-System übergeben. Wichtigste Messgrößen sind die Kräfte und Momente an der Fünfkomponentenmessnabe, Kraftmessdosen an den Schnittstellen zur Karosserie (Prüfstand) sowie Beschleunigungs-, Lage- und Winkelsensoren. Für die Messungen wird die Trommel mit dem gleichen genormten Korundbelag versehen, wie er am Reifenprüfstand verwendet wird.

8.2 Das MKS-Modell des virtuellen Achsprüfstands

Das MKS-Modell des Achsprüfstandes soll identische äußere Belastungen und Zwangsbedingungen wie der reale Prüfstand aufbringen können. Folglich müssen die Bewegungen des Hilfsrahmens und des Aufbaus separat voneinander am Prüfstandsbett fixiert werden. Weiterhin muss die Anbindung des Domlagers auf eine lineare Bewegung in vertikaler Richtung beschränkt werden.

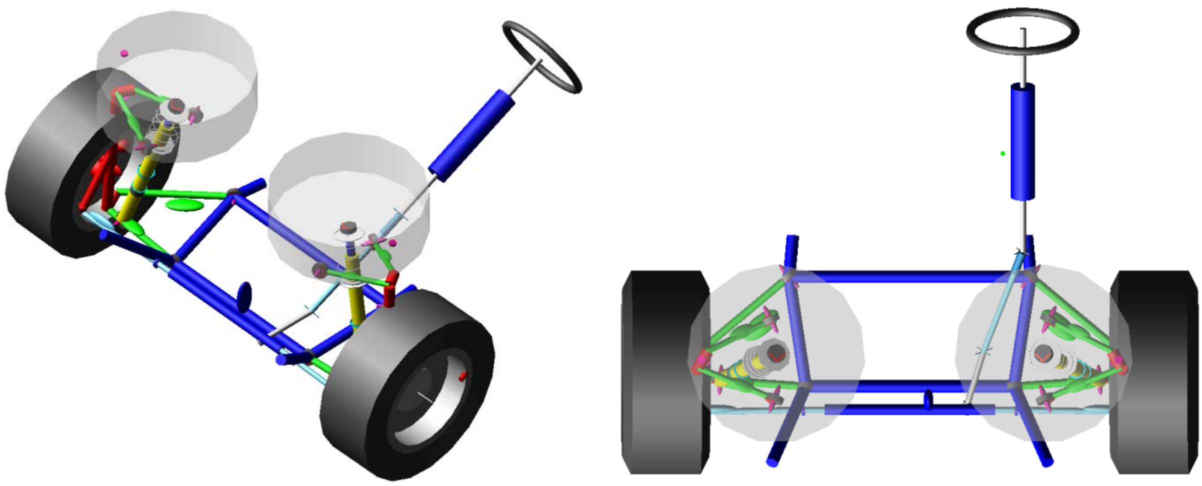


Abbildung 8.4: Der virtuellen Achsprüfstandes in ADAMS/Car in ISO-Ansicht (li) und Draufsicht (re)

Zur Aufbringung der Radlast werden zwei Möglichkeiten vorgesehen: zum einen Radlastgewichte, die aufgrund der wirkenden Gravitation eine konstante Vertikalkraft am Domlager erzeugen und zum anderen eine einstellbare Kraftkomponente, welche die am Prüfstand ermittelten Kraftverläufe nachbilden kann. Abbildung 8.4 zeigt den erstellten virtuellen Achsprüfstand zusammen mit dem Vorderachsmodell in ADAMS/Car. Da in dieser Umgebung ausschließlich virtuelle Prüfstände (Testrigs) für Standardanwendungen wie Gesamtfahrzeugsimulationen und spezielle Achssimulationen vorhanden sind, muss die umfangreiche Neugestaltung eines ADAMS-Testrigs erfolgen. Dabei werden eine Vielzahl von Kommunikatoren eingebunden, die die Anschlüsse zur Umgebung über Gelenke an den virtuellen Prüfstand koppeln. Auch eine virtuelle Straße, die sowohl Trommelläufe als auch Flachbahnläufe zulässt, wird eingebunden. Entsprechende Simulationsskripte werden ebenfalls neu erstellt.

8.3 Vergleich der Spurstangenkräfte beim Lenken im Stand

Eine mögliche Anwendung des virtuellen Achsprüfstandes ist die Validierung des MKS-Modells in Kombination mit Reifenmodellen und -datensätzen hinsichtlich der Spurstangen- und Zahnstangenkräfte beim Lenken im Stand. Die Prozedur wird am Achsprüfstand realisiert, indem eine konstante Radlast eingestellt und der Lenkwinkel als Funktion der Zeit nachgefahren wird. Gemessen werden die linke und rechte Spurstangenkraft sowie alle Reifenreaktionskräfte.

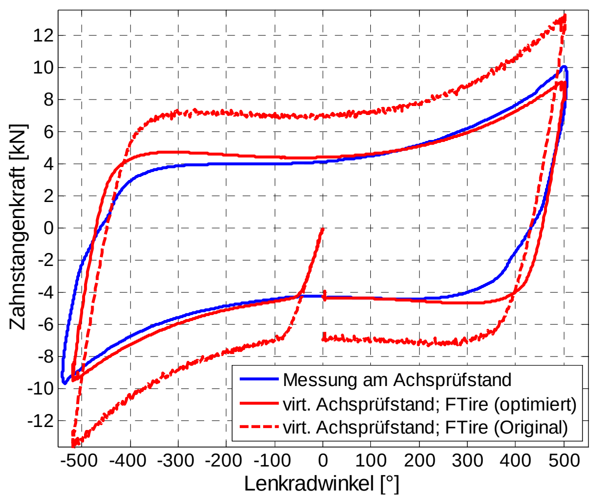


Abbildung 8.5: Validierung der simulierten Zahnstangenkraft beim Lenken im Stand

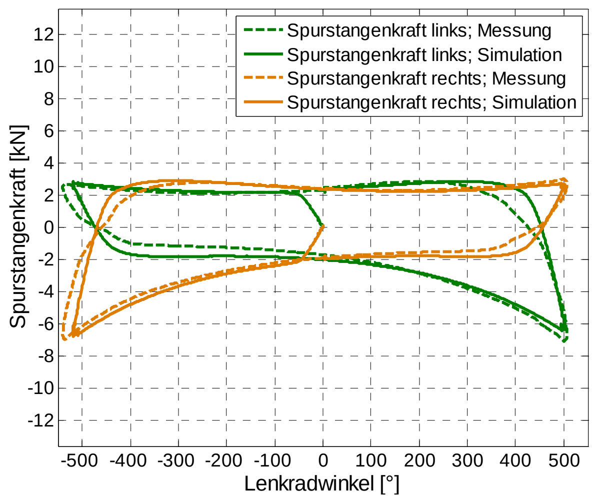


Abbildung 8.6: Validierung der simulierten Spurstangenkräfte beim Lenken im Stand

Der Abbildung 8.5 ist zu entnehmen, dass durch die Parameteroptimierung eines FTire-Datensatzes auf das Bohrmoment (Kap. 6.5.2) die Abbildung der Zahnstangenkraft am virtuellen Achsprüfstand gravierend verbessert werden kann. Im Allgemeinen zeigt sich, dass die Zahnstangenkräfte der Simulation mit einem kommerziell parametrisierten Datensatz um ca. 30 bis 60 % zu hoch sind. Der Vergleich von Messung und Simulation der linken und rechten

Spurstangenkräfte ist in Abbildung 8.6 dargestellt. Es ist festzuhalten, dass es möglich ist, einen FTire-Datensatz auf diese Anwendung hin automatisch zu parametrisieren. Allerdings kann dieser Datensatz nicht für andere Anwendungen eingesetzt werden, da die übertragbaren Längs- und Seitenkräfte durch die Optimierung auf dieses Manöver zu gering sind. Der ebenfalls in Kap. 6.5.2 angepasste PAC2002-Datensatz zeigt in der Simulation zwar kurzzeitig ein Rückstellmoment, jedoch bricht dieses sofort wieder zusammen. Es ergeben sich unplausible Spurstangenkräfte, weswegen dieses Reifenmodell in der derzeitigen Version nicht zur Anwendung kommen kann.

8.4 Einfluss des transienten Reifenverhaltens am Achsprüfstand

Zur Validierung des transienten Reifenverhaltens in Kombination mit dem Übertragungsverhalten einer Fahrzeugachse, wird am Radaufhängungsprüfstand ein Lenkwinkelsprung, ähnlich dem Open-Loop-Fahrmanöver, durchgeführt und gemessen. Somit lassen sich auch der Einfluss der Achskonstruktion, der Lagersteifigkeiten sowie der Feder- und Dämpfereigenschaften auf den Seitenkraftaufbau am Reifen untersuchen. Der gemessene Lenkradwinkelverlauf vom Achsprüfstand ist in Abbildung 8.7 (links) dargestellt und zeigt, dass maximale Winkelgeschwindigkeiten von 900 °/s bzw. im Mittel von ca. 600 °/s erreicht werden. Durch die anschließende Übergabe an das Simulationsmodell des virtuellen Achsprüfstandes können die simulierten Seitenkraftverläufe mit den vier Varianten aus Tabelle 8.1 mit dem Gemessenen verglichen werden. Die Einbindung des PT2-Ansatzes der Verzögerung der Reifenseitenkraft erfolgt dabei durch die in Kap. 7.4 beschriebene transiente Zusatzseitenkraft. Die Identifikation der Reifenparameter resultiert direkt aus den Messungen am Reifenprüfstand. Da das Lenksystem nicht Teil der Untersuchungen ist, wird es am realen und virtuellen Prüfstand inklusive Lenkunterstützung überbrückt. Der Vergleich der Ergebnisse bei den drei Radlasten 3000 N, 5000 N und 7000 N ist in Abbildung 8.7 und Abbildung 8.8 dargestellt.

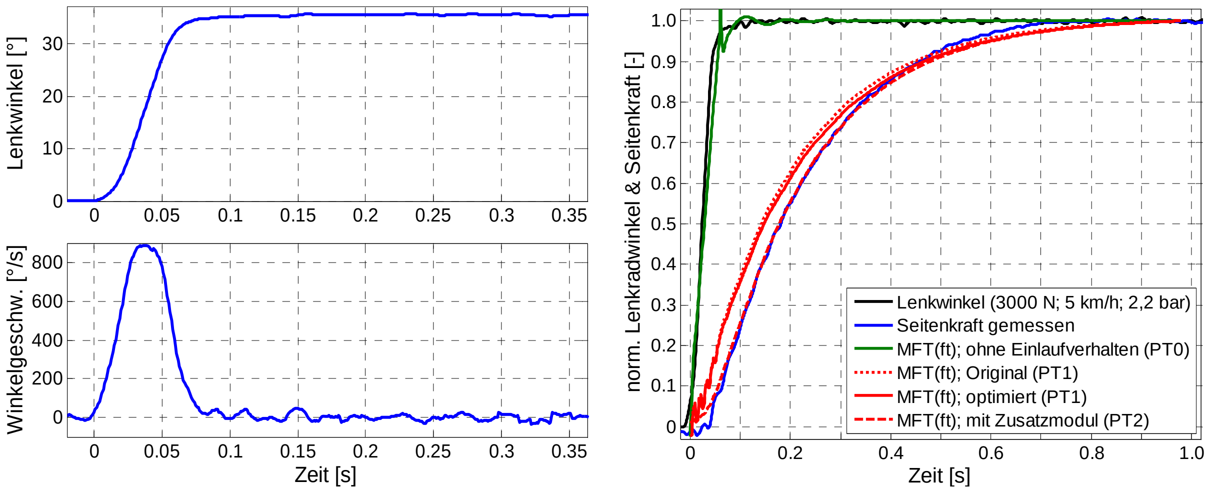


Abbildung 8.7: Vergleich von Lenkradwinkelsprüngen am realen und virtuellen Achsprüfstand unter verschiedenen Reifeneinlaufverhalten; 5 km/h; Lenkradwinkel (li); Radlast 3000 N (re)

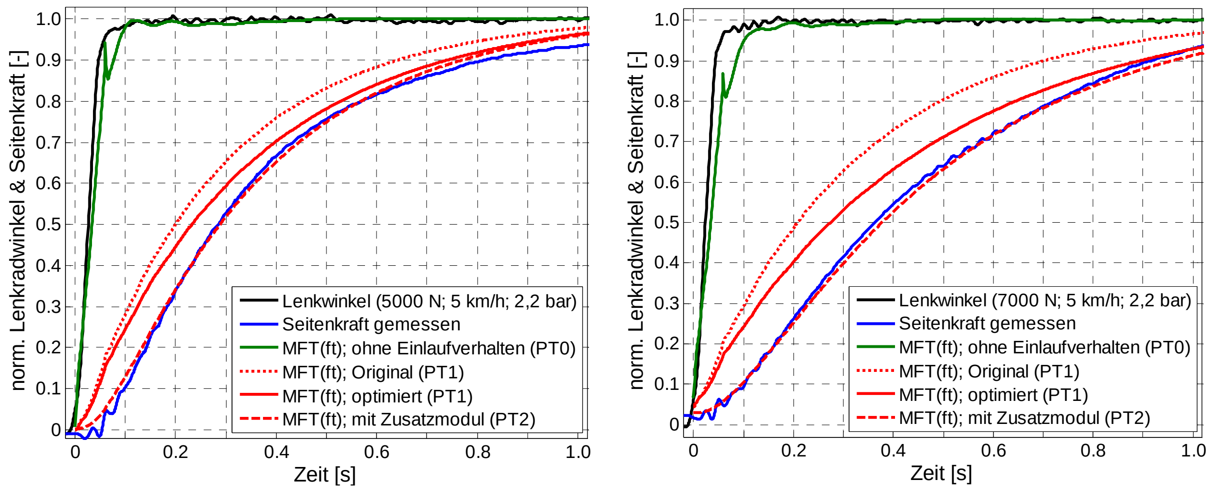


Abbildung 8.8: Vergleich von Lenkradwinkelsprüngen am realen und virtuellen Achsprüfstand bei verschiedenen Reifeneinlaufverhalten; 5 km/h; Radlast 5000 N (li) und 7000 N (re)

Es zeigt sich, dass bei PT0-Reifenverhalten ausschließlich Schwingungseffekte der Achse zu verzeichnen sind. Diese sind aber bei der geringen Geschwindigkeit von 5 km/h vernachlässigbar klein. Viel entscheidender ist, dass beide PT1-Ansätze einen zu schnellen Anstieg der Seitenkraft zur Folge haben. Das Modell mit der Einlauflänge nach dem neuen Parametrisierungsverfahren liegt aber zumindest im letzten Drittel der Einlaufzeit näher an den Messkurven. Wiederum zeigt sich, dass die Einlaufeffekte bei hohen Radlasten am deutlichsten hervortreten. Somit ist festzustellen, dass der neu eingeführte PT2-Ansatz mit den Parametern Einlauflänge und Einlaufdämpfung unter den vier Varianten zur realistischsten Abbildung des transienten Reifenseitenkraftverhaltens bei Lenkradwinkelsprung führt.

Messung und Simulation zeigen ein träges Ansprechen der Seitenkraft, was der Beschleunigung einer Massenträgheit (unter anderem der Gürtelmasse) entspricht. Der Radlasteinfluss bei zwei Geschwindigkeiten in Abbildung 8.9 zeigt, dass dieses Verhalten auch bei höheren Geschwindigkeiten erhalten bleibt. Zum Vergleich sind die Verläufe der Standardparametrisierung (PT1) ebenfalls dargestellt.

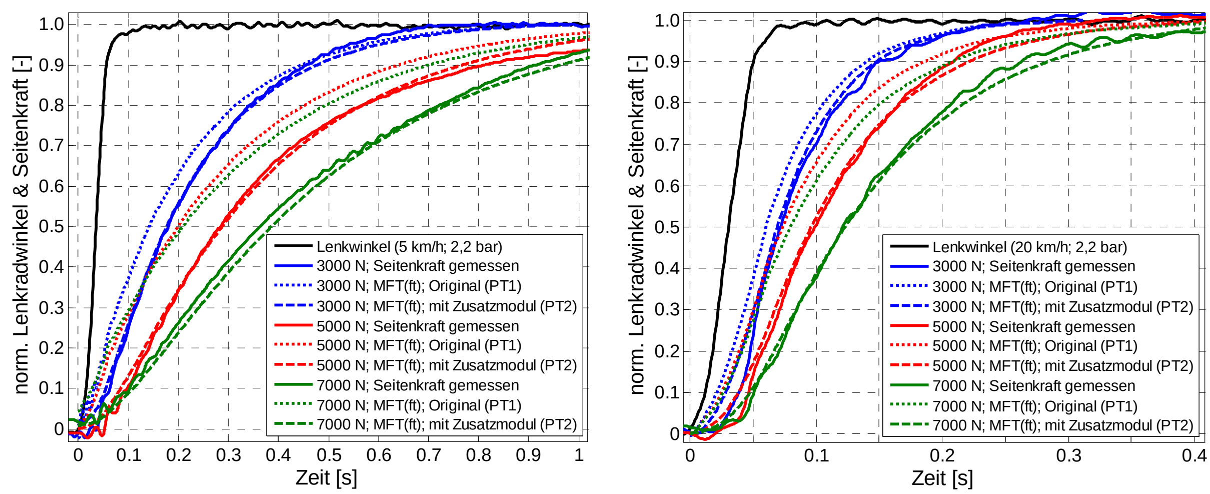


Abbildung 8.9: Radlasteinfluss auf das transiente Seitenkraftverhalten beim Lenkradwinkelsprung in Messung und Simulation mit transienter Zusatzseitenkraft; 5 km/h (li) und 20 km/h (re)

8.5 Sinuslenken am Achsprüfstand

Die Ansteuerung der Lenkung durch den Servomotor lässt außerdem eine sinusförmige Verstellung zu. Somit können Lenkwinkelvorgaben als Einzel- oder Gleitsinusfunktion mit verschiedenen Amplituden von beispielsweise 1° (2°) Schräglaufwinkel nachgefahren werden. In Abbildung 8.10 sind die Amplituden- und Phasengänge aus sechs stationär eingestellten, diskreten Sinuslenkmanövern bei drei Radlasten und zwei Fülldrücken dargestellt.

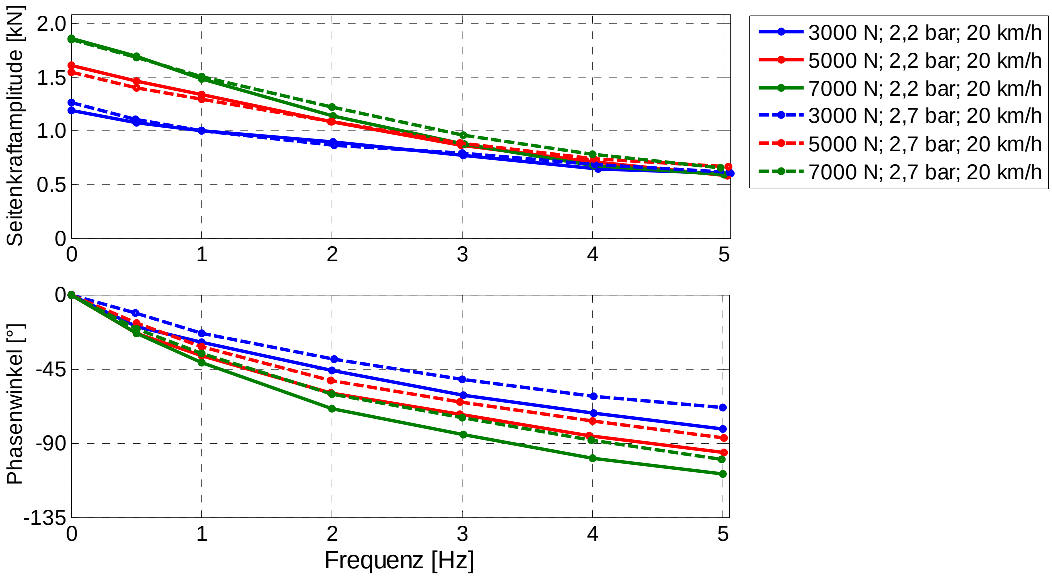


Abbildung 8.10: Amplituden- und Phasengang der Seitenkraft beim Sinuslenken am Achsprüfstand

Es zeigt sich ein sehr ähnliches Reifenverhalten im Vergleich zu den Reifenprüfstandsmessungen. Dies liegt in den kleinen Auslenkungen und damit linearisierbarem Systemübertragungsverhalten begründet. Außerdem zeigt sich die Dominanz des Reifens in Bezug auf das Gesamtübertragungsverhalten des Systems von Lenkradwinkel bis zum Untergrund.

Kleinere Unterschiede zu den Messungen am Reifenprüfstand, vor allem bei höheren Frequenzen, sind im Übertragungsverhalten der Achse zu suchen. Die Messergebnisse werden erneut genutzt, um die optimierten Reifenmodelldatensätze und die transiente Zusatzkraftkomponente in Verbindung mit dem virtuellen Achsprüfstand zu validieren. Dazu sind die Amplituden- und Phasengänge der Messung denen der Simulationsergebnisse bei einer Radlast von 5000 N und Geschwindigkeit von 20 km/h gegenübergestellt (Abbildung 8.11). Auch im Frequenzbereich zeichnet sich ab, dass der ursprünglich implementierte PT1-Ansatz (Einlauflänge) durch die in Kapitel 6 beschriebene Optimierung anhand der Schräglaufwinkelsprungmessungen nur leicht verbessert werden kann.

Der Phasenwinkel bleibt um ca. 20-30 % zu klein. Das neu modellierte PT2-Verhalten zeigt eine verbesserte Genauigkeit in einem breiten transienten Anwendungsbereich. Auch hier werden die Parameter Einlauflänge und Einlaufdämpfung anhand der Sprungantwort im Zeitbereich bestimmt. Weiterhin ist in Abbildung 8.11 (rechts) der Vergleich mit den Simulationsergebnissen der optimierten FTire- und TM-Easy-Datensätze dargestellt.

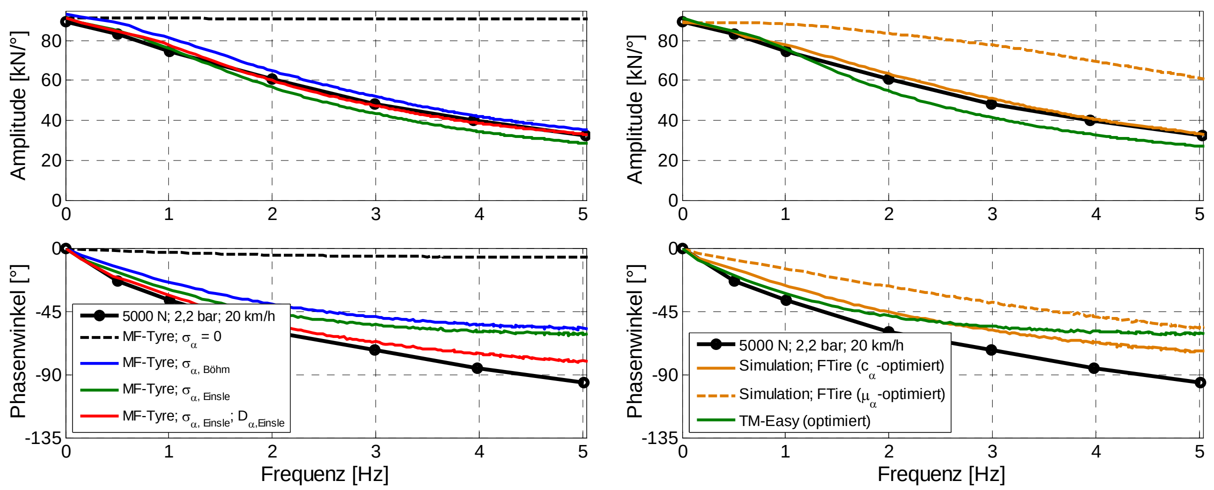


Abbildung 8.11: Vergleich der Lenksinusergebnisse in Messung und Simulation mit MF-Tyre und transienter Zusatzkraft (li) und FTire/TM-Easy (re) 5000 N; 2,2 bar; 20 km/h

Wie bereits am Reifenprüfstand zeigen die Ergebnisse einen viel zu geringen Phasenverzug. Die FTire-Simulationen werden mit zwei verschiedenen Datensätzen durchgeführt, da es nicht möglich ist, einen einheitlichen Datensatz, welcher sowohl Schräglaufsteifigkeitskennlinie als auch lateralen Reibbeiwert mit vertretbarer Genauigkeit abbildet, zu generieren. So muss bei den einzelnen Datensätzen die Wichtung zugunsten der einen bzw. anderen Reifenkenngröße verschoben werden. Die Ergebnisse beider Datensätze weisen signifikant unterschiedliches Verhalten im Frequenzbereich auf. Dies legt erneut die Problematik der Allgemeingültigkeit der Datensätze dieses Modells offen.

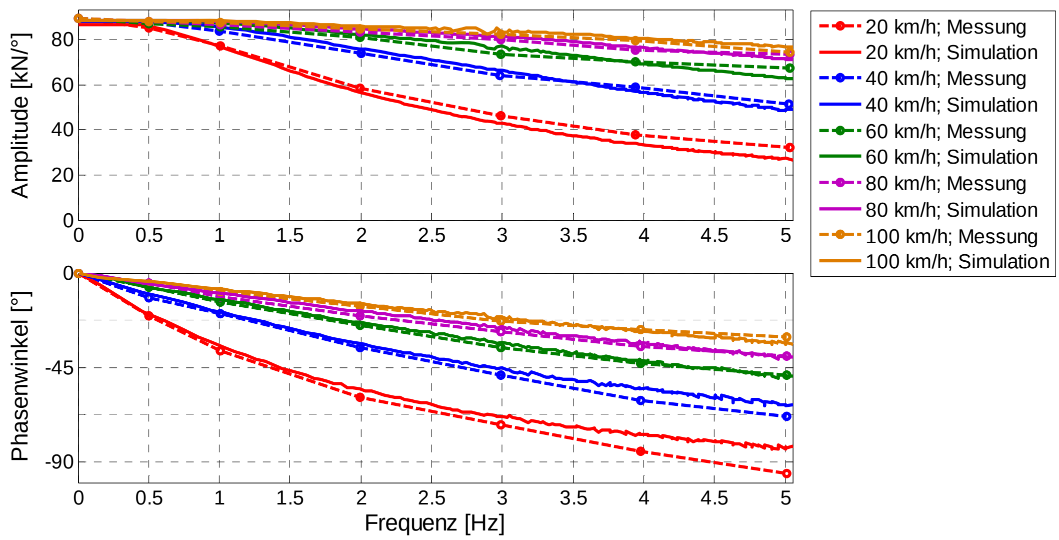
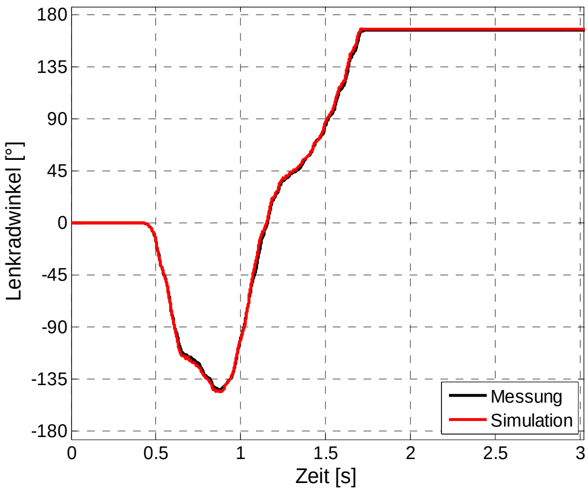


Abbildung 8.12: Geschwindigkeitsvariation beim Sinuslenken am realen und virtuellen Achsprüfstand mit transiener Zusatzseitenkraft

Der TM-Easy Datensatz liefert bis ca. 1,5 Hz eine gute Abbildung von Amplituden- und Phasengang. Darüber hinaus weichen beide allerdings deutlich von den Messkurven ab. Die Validierung der neu entwickelten transienten Zusatzseitenkraft am Achsprüfstand bei Geschwindigkeiten bis 100 km/h (Abbildung 8.12) beweist, dass die verbesserte Abbildung der transienten Reifenseitenkraft in einem breiten Anwendungsbereich möglich wird.

8.6 Extremmanöver am Beispiel Fishhook

Ein wesentlicher Vertreter der Extremmanöver ist der Fishhook-Versuch (siehe Kap. 2.4.2). Es wird in eine Richtung angelenkt, um anschließend ruckartig gegenzulenken. Aus Vorsimulationen mit virtuellen Gesamtfahrzeugen können charakteristische Lenkradwinkel-, Geschwindigkeits- und Radlastverläufe für den hochdynamischen Achsprüfstand abgeleitet werden. Diese werden als Vorgabegrößen in Echtzeit an die Prüfstandssteuerung übergeben und dann durch die Regler in die reale Belastungssituation der Achse umgesetzt. Der Sturzwinkel am Rad stellt sich gemäß der geometrischen Verhältnisse ein. Die dann wiederum gemessenen Belastungsverläufe werden als Datenpunkte an das MKS-Modell des virtuellen Achsprüfstands übergeben, um vergleichbare Belastungsgrößen zu gewährleisten. Die Abbildung 8.13 zeigt den Vergleich der gemessenen und simulierten Lenkradwinkel- und Radlastzeitverläufe. Es treten kleine Verfälschungen im Radastverlauf auf, welche auf minimale Unterschiede bei Steifigkeiten, Dämpfungen, Reibungen und Geometrien zwischen realem und virtuellem Achsprüfstand zurückzuführen sind.



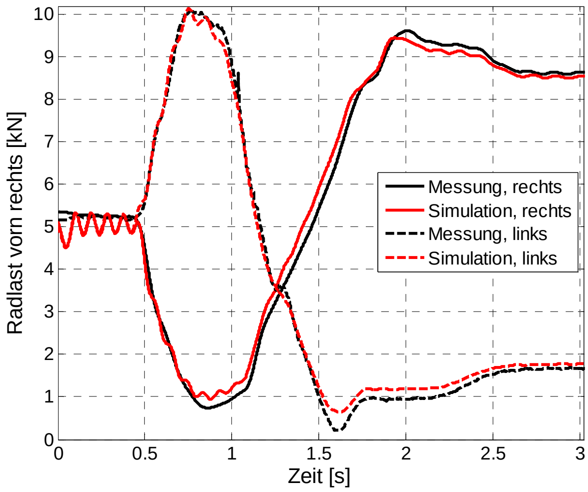


Abbildung 8.13: Lenkradwinkelvorgabe (li) und Radlastverläufe (re) in Messung und Simulation beim Fishhook-Manöver am Achsprüfstand

Bei einer Lenkübersetzung von ca. 18 ergeben sich so Schräglaufwinkel von nahezu 10° bei Radlasten von ca. 9 kN am kurvenäußeren und ca. 1,5 kN am kurveninneren Rad. Dies zeigt anschaulich die Extrembelastungen, die auf die Reifen bzw. Reifenmodelle einwirken. Unter diesen Bedingungen befindet sich die Reifenseitenkraft bereits weit außerhalb des linearen Anstiegs, d.h. im Bereich der Sättigung. Folglich wird vom Reifenmodell verlangt, diesen Bereich, welcher durch die übertragbare Seitenkraft bzw. den lateralen Reibbeiwert beschrieben wird, möglichst exakt abzubilden. Es werden die in Kapitel 6 parametrisierten Reifenmodelldatensätze von MF-Tyre, FTire und TM-Easy verglichen. Abbildung 8.14 zeigt die Seitenkraftverläufe am linken und rechten Vorderrad in Messung und Simulation (Achtung: unterschiedliche Achsenskalierung).

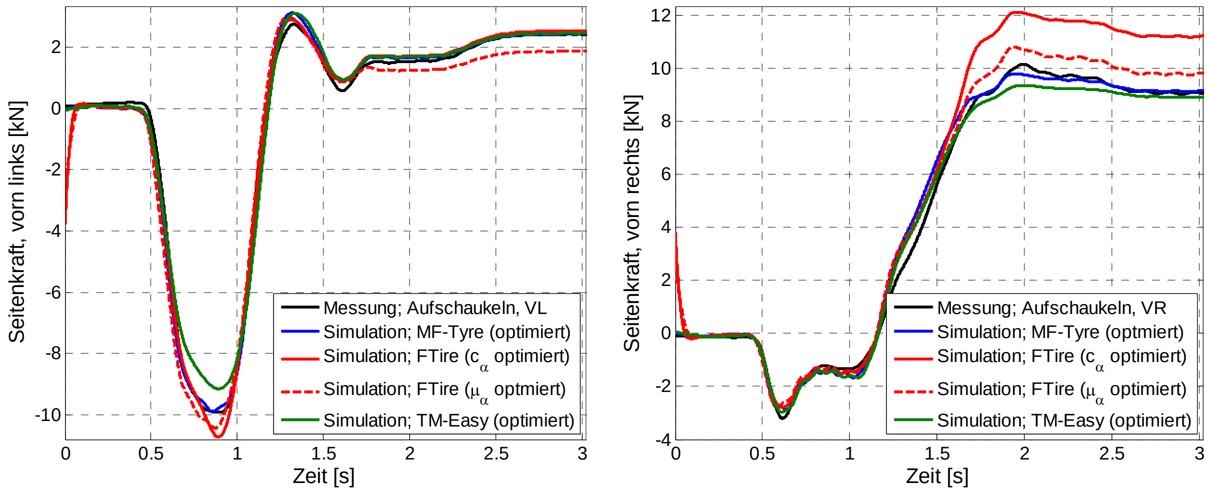


Abbildung 8.14: Vergleich simulierter und gemessener Seitenkraftverläufe am linken (li) und rechten (re) Vorderrad beim Aufschaukelmanöver am Achsprüfstand; 60 km/h

Es wird deutlich, dass der MF-Tyre Datensatz an beiden Rädern und über die gesamte Dauer des Versuchs die genaueste Übereinstimmung mit den Messergebnissen aufweist. Der Datensatz des TM-Easy-Modells zeigt an den Extremstellen etwas zu niedrige Seitenkräfte. Insgesamt überzeugen die Simulationsergebnisse aber im Vergleich zu dem sehr geringen Parametrisierungaufwand.

Die FTire-Simulationen werden wiederum mit den zwei unterschiedlichen Parametrisierungen durchgeführt, was zu signifikant unterschiedlichen maximalen Seitenkräften führt. Erwartungsgemäß zeigt der auf übertragbare Seitenkraft abgestimmte Datensatz eine etwas bessere Übereinstimmung mit den Messungen. Somit muss empfohlen werden, diesen zur Simulation von Extremmanövern zu verwenden. Vorteil ist, dass das Reifenmodell, laut Dokumentation, eine realistische Bodendruckverteilung unter diesen Extrembedingungen abbilden kann. Es stellt sich allerdings die Frage, ob Parametrisierungsaufwand (Kosten) und Qualität der Simulation in einem ausgewogenen Verhältnis stehen.

8.7 Schlussfolgerungen aus den Achsprüfstandsuntersuchungen

Der neu entwickelte und aufgebaute Achsprüfstand erweist sich als vielseitig einsetzbar, d.h. es können quasistatische, transiente und extreme Versuchsabläufe an beliebigen Achsen durchgeführt werden. Ein wesentliches Anwendungsgebiet ist die Untersuchung des Einflusses von Komponenten wie Elastomerlagern, Stoßdämpfern, Stützlagern und Geometrien auf das Übertragungsverhalten von Reifen, Fahrwerk und Lenksystem. Weiterhin ist der Prüfstand optimal für die Validierung von Mehrkörperachs- mit entsprechenden Reifenmodellen geeignet. So werden die im Vorfeld am Reifenprüfstand parametrisierten Reifenmodelle (Kap. 6) nun in Kombination mit einer Fahrzeugachse analysiert.

Für transiente Vorgänge bei mittleren Radlasten und Geschwindigkeiten zeigt das neu modellierte PT2-Seitenkraftverhalten mit Einlauflänge und Einlaufdämpfung eine sehr gute Übereinstimmung mit den Messergebnissen. Alle weiteren optimierten Reifenmodelldatensätze weisen vor allem bei der Abbildung des Phasenverzugs zwischen Lenkradwinkel und Seitenkraft teilweise erhebliche Schwächen auf. Bei den durchgeführten Extremmanövern zeigt sich die übertragbare Seitenkraft als entscheidende Reifenkenngröße. Da sowohl Reifen- als auch Achsprüfstandsmessung auf genormtem Korundbelag durchgeführt werden, können die Ergebnisse direkt verglichen werden. Durch die exakte automatische Parametrisierung des MF-Tyre Datensatzes zeigt dieser eine überaus genaue Abbildung des Systemübertragungsverhaltens. Der TM-Easy Datensatz liefert im Vergleich zum Aufwand der Parametrisierung ebenfalls sehr gute Ergebnisse. Ein auf übertragbare Seitenkraft optimierter FTire Datensatz kann dies ebenfalls leisten. Jedoch konnte dargestellt werden, dass dies durch einen sehr umfangreichen und aufwendigen Prozess möglich ist. Außerdem sind die entstandenen Parametersätze durch die Optimierung auf einzelne Reifeneigenschaften meist nicht allgemeingültig einsetzbar.

9 Gesamtfahrzeugsimulation

Die vorherigen Kapitel haben gezeigt, welche Reifenkennlinien für ein realistisches Reifenverhalten bei transienten und extremen Fahrsituationen von einem Reifenmodell abgebildet werden müssen und wie entsprechende Parameter bestimmt werden können. Dieses Kapitel analysiert die Auswirkungen der neuen Reifenmodelldatensätze sowie des höherwertigen Verzögerungsansatzes auf das Gesamtfahrzeugverhalten bei Standardfahrmanövern. Dabei wird auf die Einflüsse des optimierten transienten Seitenkraftverhaltens, den Einfluss hoher Radlasten und die Übertragbarkeit der Reifenmodelldatensätze auf reale Untergründe eingegangen. Zur Einflussanalyse des transienten Reifenverhaltens werden wiederum die vier Varianten aus Tabelle 8.1 (S.117) auf Basis des Reifens Continental, Sport Contact 2, 225/20 R 17 98Y verwendet. Die übrigen Fahrzeugparameter sind an ein aktuelles Mittelklassefahrzeug angepasst.

9.1 Einspurmodell mit transientem Reifenverhalten

In Kapitel 2.4 wird das Einspurmodell mit seinen wesentlichen Annahmen und Vereinfachungen vorgestellt. Durch das Einsetzen der Definitionen der Reifenseitenkräfte in die laterale Kräftebilanz können die Bewegungsgleichungen der Giergeschwindigkeit und des Schwimmwinkels ermittelt werden. Die Schräglaufsteifigkeit einer Achse muss zu:

$$c_{\alpha,Achse} = 2 \cdot c_{\alpha,Rad}|_{F_{z,Rad}} = 2 \cdot c_{\alpha,Rad} \tag{9.1}$$

definiert werden. Da diese Größe jedoch keine physikalische Bedeutung hat und eher verwirrend wirkt, wird an der Schräglaufsteifigkeit von Einzelrädern und dem Faktor zwei festgehalten. Die laterale Kräftebilanz liefert:

$$m\, a_y = F_{yV} + F_{yH} \tag{9.2}$$

$$m\, v_l\, (\omega_\psi + \dot{\beta}) = 2\, c_{\alpha V} \left(\delta - \beta - \frac{l_V}{v_l}\omega_\psi\right) + 2\, c_{\alpha H} \left(-\beta + \frac{l_H}{v_l}\omega_\psi\right) \tag{9.3}$$

Durch umstellen ergibt sich:

$$m v_l \dot{\beta} + 2\,(c_{\alpha V} + c_{\alpha H})\beta + 2\left(m v_l - \frac{1}{v_l}(c_{\alpha H} l_H - c_{\alpha V} l_V)\right)\omega_\psi = 2\, c_{\alpha V}\, \delta \tag{9.4}$$

Die Momentenbilanz im Schwerpunkt um die Hochachse liefert:

$$J_z\, \dot{\omega}_\psi = l_V\, F_{yV} - l_H\, F_{yH} \tag{9.5}$$

$$J_z\, \dot{\omega}_\psi = 2\, c_{\alpha V}\, l_V \left(\delta - \beta - \frac{l_V}{v_l}\omega_\psi\right) - 2\, c_{\alpha H}\, l_H \left(-\beta + \frac{l_V}{v_l}\omega_\psi\right) \tag{9.6}$$

Durch umstellen ergibt sich:

$$J_z\,\dot{\omega}_\psi + \frac{2}{v_l}\,(c_{\alpha V} l_V^2 + c_{\alpha H} l_H^2)\,\omega_\psi - 2\,(c_{\alpha H} l_H - c_{\alpha V} l_V)\,\beta = 2\,c_{\alpha V}\,l_V\,\delta \tag{9.7}$$

Wird Gleichung (9.4) nach β umgestellt und einmal differenziert, so können die erhaltenen Terme in Gleichung (9.7) eingesetzt werden. So ergibt sich die lineare Differenzialgleichung mit konstanten Koeffizienten, welche die Gierreaktion bzw. Gierverstärkung beschreibt:

$$\begin{gathered} mvJ_z\ddot{\omega}_\psi + 2\,[(c_{\alpha V} l_V^2 + c_{\alpha H} l_H^2)\,m + (c_{\alpha V} + c_{\alpha H})\,J_z]\dot{\omega}_\psi + \\ 2\left[(c_{\alpha H} l_H - c_{\alpha V} l_V\,)\,mv_l + \frac{2\,c_{\alpha H} c_{\alpha V}}{v}\,l^2\right]\omega_\psi = \\ = 2\,m\,v_l\,c_{\alpha V} l_V\,\dot{\delta} + [2\,l_V c_{\alpha V}^2 + 2(2l_V + l_H) c_{\alpha V} c_{\alpha H}]\,\delta \end{gathered} \tag{9.8}$$

Die homogene Lösung der Differenzialgleichung zweiter Ordnung in ω_ψ kann in der allgemeinen Form:

$$\ddot{\omega}_\psi + 2\sigma_\psi\,\dot{\omega}_\psi + \omega_{0,\psi}^2\,\omega_\psi = 0 \tag{9.9}$$

beschrieben werden. Der Koeffizientenvergleich liefert die Abklingkonstante:

$$\sigma_\psi = \frac{\left(c_{\alpha V} l_V^2 + c_{\alpha H} l_H^2\right) m + \left(c_{\alpha V} + c_{\alpha H}\right) J_z}{m\,v_l\,J_z} \tag{9.10}$$

und die Eigenkreisfrequenz der Gierübertragungsfunktion:

$$\omega_{0,\psi} = \sqrt{2\,\frac{\left(c_{\alpha H} l_H - c_{\alpha V} l_V\,\right) m {v_l}^2 + 2\,c_{\alpha H} c_{\alpha V}\,l^2}{m\,{v_l}^2\,J_z}} \tag{9.11}$$

Der Eigenlenkgradient, welcher das Fahrverhalten des Fahrzeugs charakterisiert, kann am Einspurmodell analytisch bestimmt werden. Es ist hervorzuheben, dass dieser aufgrund der Modellvereinfachungen und Linearisierungen unabhängig von der Querbeschleunigung ist. Der Eigenlenkgradient (Glg. (2.3)) für neutrales Fahrverhalten ist definiert als:

$$0 = EG \sim c_{\alpha H} l_H - c_{\alpha V} l_V \tag{9.12}$$

Damit ergibt sich die Eigenkreisfrequenz der Gierverstärkung eines neutralen Fahrzeugs zu:

$$\omega_{0,\psi} = \sqrt{4\,\frac{c_{\alpha H} c_{\alpha V}\,l^2}{m\,{v_l}^2\,J_z}} \sim \frac{1}{v_l} \tag{9.13}$$

und ist damit indirekt proportional zur Fahrgeschwindigkeit. Dabei wird jedoch eine konstante radlastunabhängige Schräglaufsteifigkeit angenommen. Die vorherigen Kapitel konnten jedoch zeigen, dass die Schräglaufsteifigkeit stark von der Radlast und der Frequenz abhängt (vgl. Kap. 5.5). Weiterhin gilt für transiente Schräglaufwinkelverstellung:

$$c_{\alpha,dyn} < c_{\alpha,stat} \tag{9.14}$$

Außerdem sind zuvor die Abhängigkeiten von Fülldruck, Fahrgeschwindigkeiten, Temperatur und Umweltbedingungen beschrieben worden. Deren Einfluss auf das Systemverhalten kann in einem numerischen Simulationsprogramm wie MATLAB/Simulink untersuchen werden.

9.1.1 Simulation des Einspurmodells mit transientem Seitenkraftverhalten

Die Kräfte- und Momentenbilanzen aus den Gleichungen (9.2) und (9.5) mit den zugehörigen elementaren Definitionen für Seitenkraft und die Schräglaufwinkel lassen sich in Simulink, wie in Abbildung 9.1 illustriert, verschalten. Mit dem so erstellten Modell lassen sich iterative Zeitschrittsimulation des Fahrzeugverhaltens durchführen, wobei ODE-Solver für das Lösen genutzt werden können.

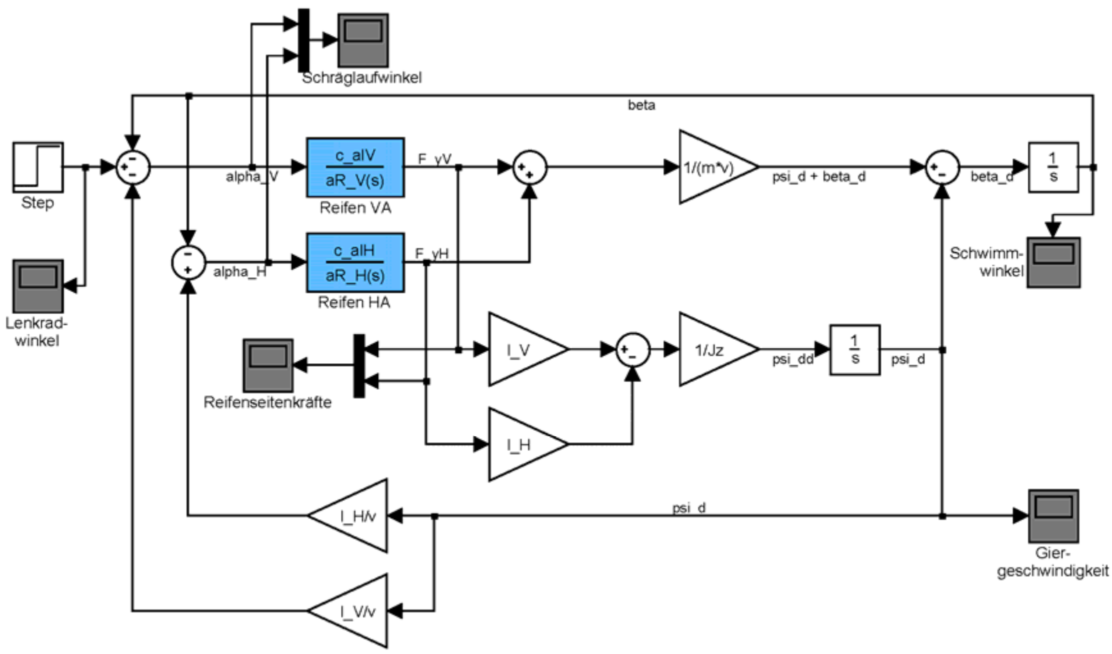


Abbildung 9.1: Simulink-Schaltbild eines Einspurmodells mit transientem Gierverhalten

In der Abbildung wird veranschaulicht, dass bereits das lineare Einspurmodell ohne transientes Reifenverhalten, zwei gekoppelte Integratoren enthält. Die Schwimmwinkelgeschwindigkeit wird zum Schwimmwinkel β bzw. die Gierbeschleunigung zur Giergeschwindigkeit ω_ψ integriert. Somit entsteht, bei geeigneten Parametern, bezüglich der Gierverstärkung ω_ψ/δ ein schwingungsfähiges System. Zusätzlich kann das transiente Reifenseitenkraftverhalten in dem Einspurmodell durch Verzögerungsglieder berücksichtigt werden, indem entsprechende Übertragungsblöcke an die Stelle der Multiplikation $F_{y,i} = 2\, c_{\alpha,i}\, \alpha_i$ eingefügt werden. Abbildung 9.2 zeigt eine Parametervariation der Reifeneinlauflänge (PT1-Reifenverhalten) in drei Stufen.

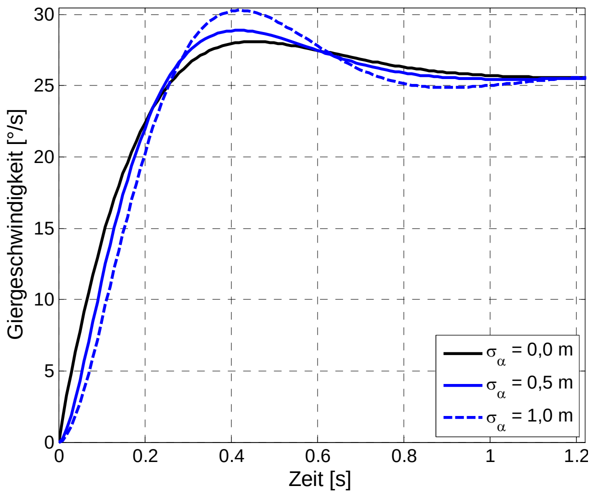


Abbildung 9.2: Einfluss der Einlauflänge auf die Gierreaktion beim Lenkwinkelsprung am Einspurmodell; 60 km/h

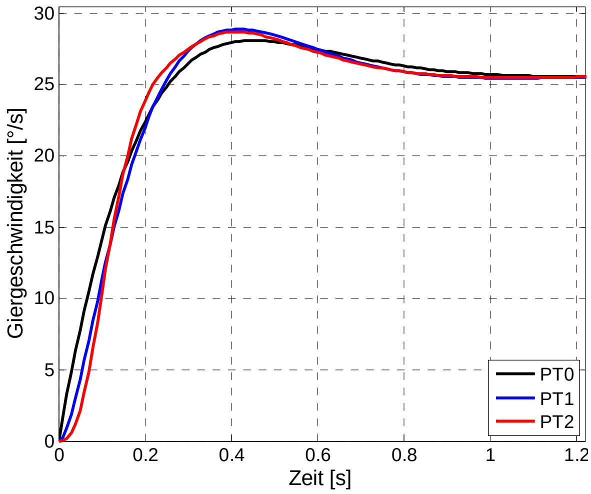


Abbildung 9.3: Einfluss des PTx-Verhaltens der Reifenseitenkraft auf die Gierreaktion beim Lenkwinkelsprung am Einspurmodell; 60 km/h

Es wird deutlich, dass die Einlauflänge σ_α einen gravierenden Einfluss auf die Gierreaktion bei Lenkwinkelsprung hat. Zum einen erfolgt die Gierreaktion um mehrere hundertstel Sekunden verspätet, zum anderen wird das Überschwingen durch den Phasenverzug nahezu verdoppelt. In Abbildung 9.3 werden die aus Kapitel 7.4.2 am Basis-Reifen bestimmten PT1- und PT2-Parameter in das Einspurmodell übertragen. Es zeigt sich, dass die Modellierung eines PT2-Verhaltens nicht zur gleichen Gierreaktion führt wie eine gleichwertige Erhöhung der Einlauflänge beim PT1-Reifenverhalten. Es kommt zwar zu einem ähnlich verzögerten Aufbau der Giergeschwindigkeit, jedoch fällt das Überschwingen deutlich geringer aus.

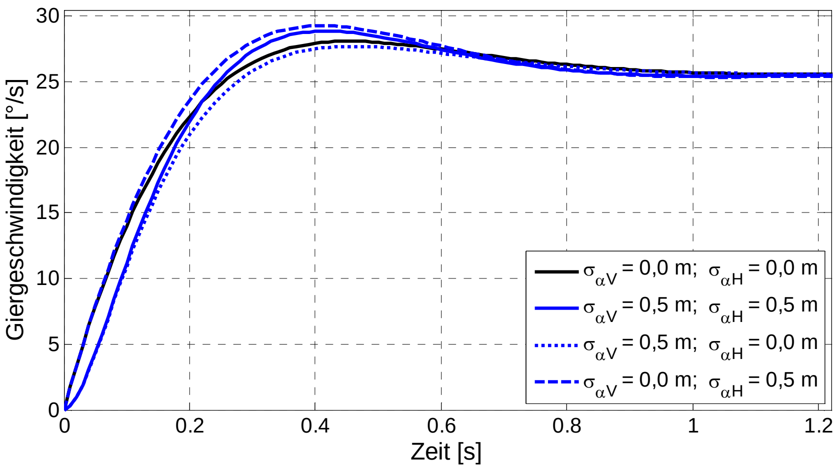


Abbildung 9.4: Einfluss der Einlauflänge an Vorder- und Hinterachse auf die Giergeschwindigkeit beim Lenkwinkelsprung; 60 km/h

Aus Abbildung 9.4 wird ersichtlich, welchen Einfluss ein verzögerter Seitenkraftaufbau an der Vorder- bzw. der Hinterachse auf die Gierreaktion hat. So kann geschlussfolgert werden, dass die Verzögerung der Seitenkraft der Vorderachse vor allem zu einem trägeren Ansprechen der Giergeschwindigkeit führt, wobei sich das Überschwingen jedoch reduziert. Wird nur der Seitenkraftaufbau der Hinterachse verzögert, so erfolgt eine sofortige Gierreaktion, jedoch mit verstärktem Überschwingen.

9.1.2 Beschreibung des Fahrzeugverhaltens im Zustandsraum

Mit dem zuvor beschriebenen Simulationsmodell ist es nicht möglich, den Einfluss des transienten Seitenkraftverhaltens auf die Systemeigenwerte analytisch zu beschreiben. Daher wird die Systembeschreibung im Zustandsraum angewandt. Für die elementare Darstellung der Gierübertragungsfunktion im Zustandsraum müssen zwei Zustände definiert werden, der Schwimmwinkel β und die Giergeschwindigkeit $\omega_\psi = \dot{\psi}$. Damit kann die allgemeine Form des Zustandsraumes wie folgt beschrieben werden:

$$\dot{\boldsymbol{z}} = \begin{pmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\omega}_\psi \end{pmatrix} = \boldsymbol{A} \cdot \boldsymbol{z} + \boldsymbol{B} \cdot \boldsymbol{u} = \boldsymbol{A} \cdot \begin{pmatrix} \beta \\ \omega_\psi \end{pmatrix} + \boldsymbol{B} \cdot \delta \tag{9.15}$$

Die Ausgangsgröße y wird dann wie folgt berechnet:

$$y = \boldsymbol{C} \cdot \boldsymbol{z} + \boldsymbol{D} \cdot \boldsymbol{u} = \boldsymbol{C} \cdot \begin{pmatrix} \beta \\ \omega_\psi \end{pmatrix} + 0 \cdot \delta \tag{9.16}$$

Die beschreibenden Gleichungen werden aus den Kräfte- und Momentenbilanzen am Einspurmodell durch Annahme kleiner Winkel hergeleitet. Die Zustandsgleichungen liefern die laterale Kräftebilanz in (9.4) und die Momentenbilanz (9.7):

$$\dot{\beta} = -\omega_\psi + \frac{2\, c_{\alpha V}}{m\, v_l}\left(\delta - \beta - \frac{l_V}{v_l}\omega_\psi\right) + \frac{2\, c_{\alpha H}}{m\, v_l}\left(-\beta + \frac{l_H}{v_l}\omega_\psi\right) \tag{9.17}$$

$$\dot{\omega}_\psi = \frac{2\, c_{\alpha V}\, l_V}{J_z}\left(\delta - \beta - \frac{l_V}{v_l}\omega_\psi\right) - \frac{2\, c_{\alpha H}\, l_H}{J_z}\left(-\beta + \frac{l_H}{v_l}\omega_\psi\right) \tag{9.18}$$

Die Überführung in den Zustandsraum liefert:

$$\begin{pmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\omega}_\psi \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -2\dfrac{c_{\alpha V} + c_{\alpha H}}{m\, v_l} & 2\dfrac{-c_{\alpha V} l_V + c_{\alpha H} l_H}{m\, v_l^2} - 1 \\ 2\dfrac{-c_{\alpha V} l_V + c_{\alpha H} l_H}{J_z} & -2\dfrac{c_{\alpha V} l_V^2 + c_{\alpha H} l_H^2}{J_z\, v_l} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \beta \\ \omega_\psi \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \dfrac{2\, c_{\alpha V}}{m\, v_l} \\ \dfrac{2\, c_{\alpha V} l_V}{J_z} \end{pmatrix} \cdot \delta \tag{9.19}$$

Mit diesem Gleichungssystem lassen sich sowohl Zeitschrittsimulationen durchführen als auch die Eigenwerte des Systems analytisch bestimmen, indem die Ansatzfunktion:

$$\boldsymbol{z} = \hat{\boldsymbol{z}} \cdot e^{j\omega t} \tag{9.20}$$

eingesetzt wird. Das Umstellen der Gleichungen liefert:

$$\hat{\boldsymbol{y}} = \boldsymbol{C} \cdot (j\omega \boldsymbol{E} - \boldsymbol{A})^{-1} \cdot \boldsymbol{B}\, \hat{\boldsymbol{u}}\,, \tag{9.21}$$

woraus die Übertragungsfunktion zwischen Ein- und Ausgang mit den zugehörigen Eigenwerten ermittelt werden können. Für elementare Betrachtungen wird für dieses System die Längsgeschwindigkeit als konstant angenommen und stellt somit einen Fahrzeugparameter dar. Insgesamt werden somit sieben Parameter für die Beschreibung der Gierreaktion benötigt: $v_l, m, J_z, l_V, l_H, c_{\alpha V}$ und $c_{\alpha H}$. Von elementarer Bedeutung ist die Erkenntnis, dass die Fahrzeugmasse m, die Schwimmwinkelgeschwindigkeit $\dot{\beta}$ sowie das Trägheitsmoment um die Hochachse J_z die Gierwinkelgeschwindigkeit ω_ψ dominieren.

Wie in Kapitel 3 beschrieben, ist jedoch die Vereinfachung eines unverzögerten Seitenkraftaufbaus infolge eines Schräglaufwinkels nur für quasistatische Beschreibungen zulässig. Folglich soll an dieser Stelle ein PT1-Ansatz zur Beschreibung der verzögerten Seitenkraft über die zwei neuen Zustände F_{yV} und F_{yH} eingeführt werden. Als beschreibende Zeitkonstante wird der bereits beschriebene Quotient aus Einlauflänge und Fahrgeschwindigkeit gewählt:

$$\frac{\sigma_{\alpha i}}{v_l}\,\dot{F}_{yi} + F_{yi} = 2\,c_{\alpha i}\,\alpha_i \qquad mit \quad i = \{V, H\} \tag{9.22}$$

Im Gegensatz zu den Schräglaufsteifigkeiten addieren sich die Einlauflängen der Räder einer Achse nicht. Mit dieser Gleichung lassen sich die Zeitableitungen der Seitenkräfte wie folgt beschreiben:

$$\dot{F}_{yV} = -\frac{v_l}{\sigma_{\alpha V}} F_{yV} + 2\frac{c_{\alpha V}\,v_l}{\sigma_{\alpha V}}\left(\delta - \beta - \frac{l_V}{v_l}\omega_\psi\right) \tag{9.23}$$

$$\dot{F}_{yH} = -\frac{v_l}{\sigma_{\alpha H}} F_{yH} + 2\frac{c_{\alpha H}\,v_l}{\sigma_{\alpha H}}\left(-\beta + \frac{l_H}{v_l}\omega_\psi\right) \tag{9.24}$$

Aus den Gleichungen (9.17) und (9.18) können die ersten beiden Zustandsgleichungen abgeleitet werden. Gleichungen drei und vier werden aus den Zuständen der Reifenrelaxation in Gleichung (9.23) und (9.24) gebildet. Somit können die vier Systemzustände wie folgt beschrieben werden:

$$\begin{pmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\omega}_\psi \\ \dot{F}_{yV} \\ \dot{F}_{yH} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & -1 & \dfrac{1}{m\,v_l} & \dfrac{1}{m\,v_l} \\ 0 & 0 & \dfrac{l_V}{J_z} & -\dfrac{l_H}{J_z} \\ -2\dfrac{c_{\alpha V}\,v_l}{\sigma_{\alpha V}} & -2\dfrac{c_{\alpha V}\,l_V}{\sigma_{\alpha V}} & -\dfrac{v_l}{\sigma_{\alpha V}} & 0 \\ -2\dfrac{c_{\alpha H}\,v_l}{\sigma_{\alpha H}} & 2\dfrac{c_{\alpha H}\,l_H}{\sigma_{\alpha H}} & 0 & -\dfrac{v_l}{\sigma_{\alpha H}} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \beta \\ \omega_\psi \\ F_{yV} \\ F_{yH} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 2\dfrac{c_{\alpha V}\,v_l}{\sigma_{\alpha V}} \\ 0 \end{pmatrix} \cdot \delta \tag{9.25}$$

Es wird deutlich, dass das PT1-Reifenverhalten systematisch in das Zustandsraummodell eingearbeitet werden kann, was jedoch die Systemmatrizen um zwei Dimensionen vergrößert. Demgegenüber werden nur zwei weitere Parameter in das Modell eingeführt, wodurch die Gesamtparameterzahl auf neun steigt. Weiterhin zeigt sich, dass die Eingangsgröße Lenkwinkel δ nun ausschließlich über die Beschreibung des Seitenkraftgradienten an der Vorderachse in das System eingeleitet wird.

In Kapitel 5.7 ist dargestellt, dass ein PT1-Verhalten ebenfalls nur als Näherung des realen Reifenverhaltens genutzt werden kann. Vielmehr wird gezeigt, dass ein PT2-Glied mit entsprechenden Parametern das reale Seitenkraftverhalten um Größenordnungen genauer abbildet. Daher soll der Einfluss dieses erweiterten Ansatzes ebenfalls in die Zustandsraumbeschreibung des Einspurmodells integriert werden. Dazu müssen wiederum zwei neue Systemzustände $\dot{F}_{yV}$ und $\dot{F}_{yH}$ eingeführt werden. Die charakteristische Differenzialgleichung zweiter Ordnung wird über den neuen Parameter Einlaufdämpfung D_α beschrieben, deren Bestimmung in Kapitel 5.7.5 ausführlich erläutert ist:

$$\tau_{ri}^2\,\ddot{F}_{yi} + \frac{\sigma_{\alpha i}}{v_l}\,\dot{F}_{yi} + F_{yi} = 2\,c_{\alpha i}\alpha_i \quad mit \quad \tau_{ri} = \frac{\sigma_{\alpha i}}{2\cdot D_{\alpha i}\cdot v_l} \tag{9.26}$$

Aus dieser allgemeinen Definition ergeben sich die Zustandsgleichungen:

$$\ddot{F}_{yV} = -\frac{\sigma_{\alpha V}}{v_l\,\tau_{rV}^2}\,\dot{F}_{yV} - \frac{1}{\tau_{rV}^2}F_{yV} + 2\frac{c_{\alpha V}}{\tau_{rV}^2}\left(\delta - \beta - \frac{l_V}{v_l}\omega_\psi\right) \tag{9.27}$$

$$\ddot{F}_{yH} = -\frac{\sigma_{\alpha H}}{v_l\,\tau_{rH}^2}\,\dot{F}_{yH} - \frac{1}{\tau_{rH}^2}F_{yH} + 2\frac{c_{\alpha H}}{\tau_{rH}^2}\left(-\beta + \frac{l_H}{v_l}\omega_\psi\right) \tag{9.28}$$

Zusammen mit den zuvor beschriebenen Zustandsgleichungen ergibt sich die Zustandsraumbeschreibung des Einspurmodells mit PT2-Reifenverhalten:

$$\begin{pmatrix}\dot{\beta}\\ \dot{\omega}_\psi\\ \dot{F}_{yV}\\ \dot{F}_{yH}\\ \ddot{F}_{yV}\\ \ddot{F}_{yH}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & -1 & \frac{1}{m\,v_l} & \frac{1}{m\,v_l} & 0 & 0\\ 0 & 0 & \frac{l_V}{J_z} & -\frac{l_H}{J_z} & 0 & 0\\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0\\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1\\ -2\frac{c_{\alpha V}}{\tau_{rV}^2} & -2\frac{c_{\alpha V}l_V}{v_l\tau_{rV}^2} & -\frac{1}{\tau_{rV}^2} & 0 & -\frac{\sigma_{\alpha V}}{v_l\,\tau_{rV}^2} & 0\\ -2\frac{c_{\alpha H}}{\tau_{rH}^2} & 2\frac{c_{\alpha H}l_H}{v_l\tau_{rH}^2} & 0 & -\frac{1}{\tau_{rH}^2} & 0 & -\frac{\sigma_{\alpha H}}{v_l\,\tau_{rH}^2}\end{pmatrix}\begin{pmatrix}\beta\\ \omega_\psi\\ F_{yV}\\ F_{yH}\\ \dot{F}_{yV}\\ \dot{F}_{yH}\end{pmatrix} + \begin{pmatrix}0\\0\\0\\0\\ \frac{2c_{\alpha V}}{\tau_{rV}^2}\\0\end{pmatrix}\delta \tag{9.29}$$

Die Parameteranzahl des gesamten Reifen- und Fahrzeugmodells ist damit auf elf gestiegen. Werden an Vorder- und Hinterachse gleiche Reifen und gleiche Radlasten angenommen, so ist es sogar möglich das Gesamtfahrzeugverhalten mit acht Parametern abzudecken. Viel entscheidender ist jedoch die Tatsache, dass die Zustandsraummodelle eine geschlossene Lösung der Systemeigenwerte zulassen, was Parametersensitivitätsanalysen gravierend vereinfacht. Auch der Einfluss des Reifenverhaltens auf die Gierübertragungsfunktion kann so analytisch beschrieben werden.

9.1.3 Das Fahrverhalten des Einspurmodells mit PTx-Reifenverhalten

Mit den gezeigten Modellen können die in Tabelle 8.1 vorgestellten Varianten des transienten Reifenverhaltens am Einspurmodell verglichen und bewertet werden. Die Abbildung 9.5 zeigt die Fahrzeugreaktionsgrößen auf einen Lenkwinkelsprung bei 60 km/h. Der stationär erreichte Lenkwinkel ist mit $\delta_{L,stat} = 46{,}7°$ gewählt, um die genormte stationäre Querbeschleunigung von 0,4 g zu erreichen.

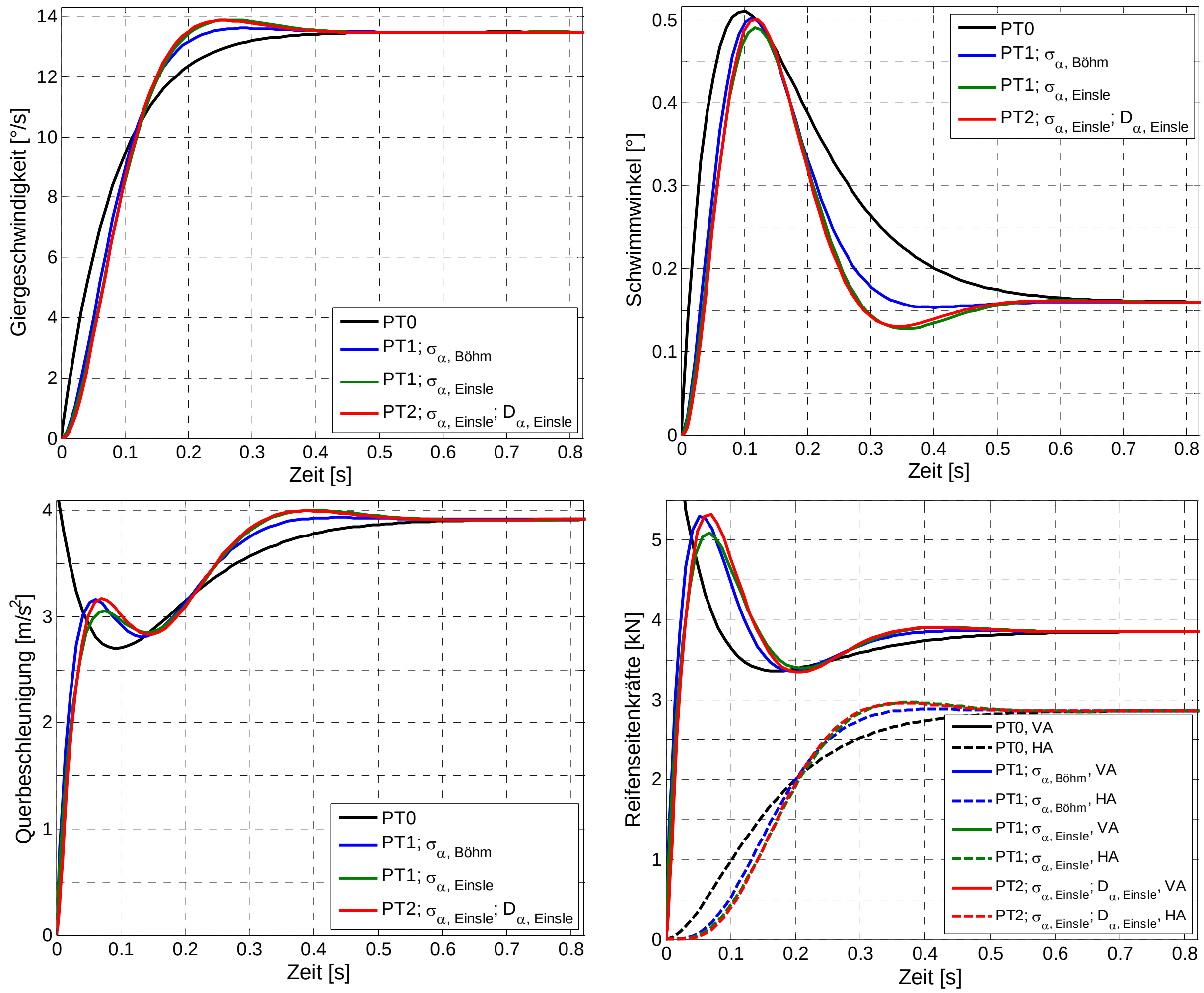


Abbildung 9.5: Vergleich der Fahrzeugreaktionsgrößen beim Lenkwinkelsprung am Einspurmodell; 2,2 bar; 60 km/h

In Abbildung 9.6 ist speziell das Ansprechen der jeweiligen Reaktionsgrößen hervorgehoben. Ein ganzheitliches Bild der Fahrzeugreaktion wird erreicht, indem die Kenngrößen nach HEIßING [HEI02]: Anlenkverhalten [Kap. 7.3.1], Ansprechverhalten [Kap. 7.3.2], Seitenkraftaufbau [Kap. 7.4.3] und Giergeschwindigkeitsaufbau [Kap. 7.3.1] betrachtet werden, da diese auch subjektiv bewertet werden. In allen vier Reaktionsgrößen zeigt sich, dass die vollständige Vernachlässigung des Reifeneinlaufverhaltens in Querrichtung (PT0) keine realistischen Aussagen zum Fahrzeugverhalten liefert. Speziell das Ansprechen der Fahrzeugreaktion muss als unrealistisch bezeichnet werden. Die Berücksichtigung der Einlauflänge durch den Schätzwert nach BÖHM liefert bereits eine deutliche veränderte Fahrzeugreaktion.

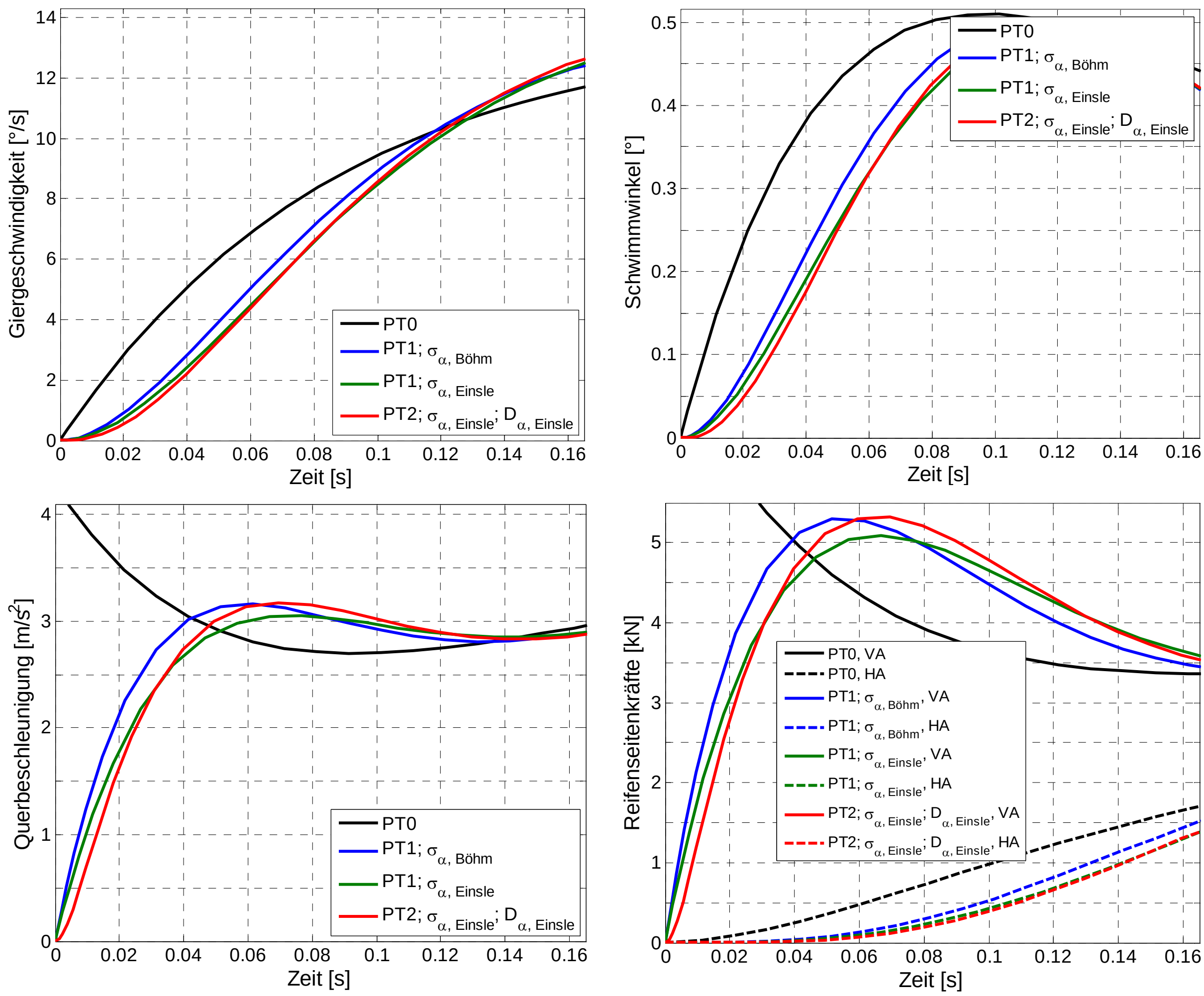


Abbildung 9.6: Ansprechen der Fahrzeugreaktionsgrößen beim Lenkwinkelsprung am Einspurmodell; 2,2 bar; 60 km/h

Die Gierreaktion erfolgt deutlich verspätet, wobei die Giergeschwindigkeit dann auch steiler ansteigt und überschwingt. Ähnliches Verhalten ist im Zeitverlauf des Schwimmwinkels zu beobachten. Wird davon ausgegangen, dass der Mensch Winkel und Winkelgeschwindigkeiten schwer wahrnehmen kann, so muss vorrangig die Querbeschleunigung betrachtet werden. Beschleunigungen werden in der Subjektivwahrnehmung oft als Wahrnehmungskenngrößen verwendet, da Organe wie Haut, Magen, Augen und Ohren selbst als Schwingungssysteme reagieren [HEI02, Kap.7.6]. Der Verlauf der Querbeschleunigung zeigt eine Besonderheit, da sich nach einem steilen Anstieg ein Plateau ausbildet, welches beim PT0-Reifenverhalten nicht auftreten kann. Zum Teil wird dies sogar von einem leichten Überschwingen begleitet. Der weitere Anstieg erfolgt langsamer und folgt dem Verlauf der Giergeschwindigkeit. Die Ursache dafür liegt in der Definition der Querbeschleunigung:

$$a_y = \frac{{v_l}^2}{r_K} = v_l \cdot \left(\omega_\psi + \dot{\beta}\right) \qquad (9.30)$$

Es kann geschlussfolgert werden, dass die Querbeschleunigung erst von der Schwimmwinkelgeschwindigkeit und anschließend von der Giergeschwindigkeit dominiert wird. Eine ähnliche Aufteilung ist bei den Reifenseitenkräften möglich. Diese werden von den Schräglaufwinkeln dominiert (Abbildung 2.10):

$$\alpha_V \approx \delta - \beta - \frac{l_V}{v_l}\omega_\psi \qquad \alpha_H \approx -\beta + \frac{l_H}{v_l}\omega_\psi \tag{9.31}$$

Somit zeigt sich, dass eine große Lenkwinkelrate sich vorrangig in einer, je nach Reifenverhalten, steil ansteigenden Vorderachsseitenkraft widerspiegelt. Die Hinterachsseitenkraft kann sich erst ausbilden, wenn eine Schwimmwinkel- ($\sim m^{-1}$) bzw. Gierwinkelgeschwindigkeitsänderung ($\sim J_z^{-1}$) auftritt, wodurch sich diese erst um ca. 0,2 bis 0,4 Sekunden zeitverzögert ausbildet. Gerade durch den steilen Anstieg des Schräglaufwinkels an der Vorderachse kommt an dieser Achse das verzögerte Reifenverhalten besonders stark zum Tragen. Die verzögerte Seitenkraft ist vor allem in der Detailansicht Abbildung 9.6 deutlich zu erkennen. Dabei ist zu beachten, dass der Seitenkraft- und Rückstellmomentenaufbau an der Vorderachse sich dominant im Lenkradmoment und damit dem Lenkgefühl beim Anlenken wiederfindet und damit die gefühlte Agilität beeinflusst.

Die geschlossene analytische Darstellung des Systemverhaltens im Zustandsraum (Kap. 9.1.2) lässt es darüber hinaus zu, die Eigenwerte des Gierverhaltens direkt zu analysieren. So können die resultierenden Nullstellen und Pole der Gierübertragungsfunktion $\omega_\psi(s)/\delta(s)$ inklusive des PTx-Reifenverhaltens im Pol-Nullstellen-Plan (Abbildung 9.7) übersichtlich dargestellt werden.

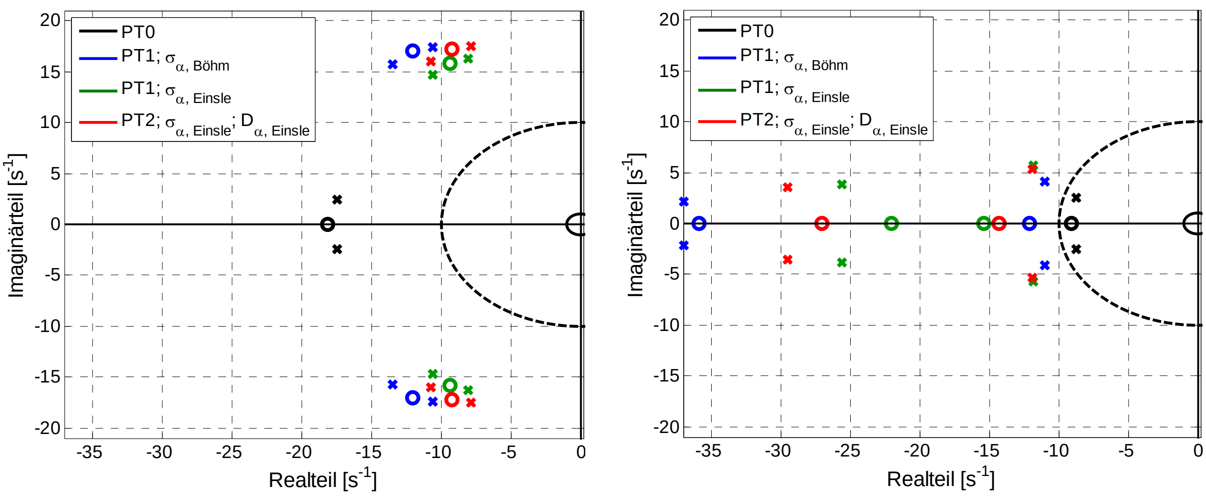


Abbildung 9.7: Pol-Nullstellen-Plan der Gierübertragungsfunktion am ESM für verschiedene Reifenmodellierungen bei 40 km/h (li) und 80 km/h (re)

Die Diagramme sind beispielhaft für die Geschwindigkeiten 40 und 80 km/h abgebildet. Das Einspurmodell mit PT0-Reifenverhalten zeigt ein konjugiert komplexes, stabiles Polstellenpaar mit einer zugehörigen reellen Nullstelle. Das System ist kausal, da es mehr Pole als Nullstellen enthält.

Durch die Einführung eines verzögerten PT1-Reifenseitenkraftverhaltens ergibt sich ein weiteres Polpaar. Beide liegen bei kleinen Geschwindigkeiten sehr nah beieinander. Mit steigender Geschwindigkeit steigt die modale Abklingkonstante (Dämpfung) des einen Pols signifikant an, wodurch dessen Einfluss auf das Systemverhalten verschwindet. Es kann gezeigt werden, dass dieser Pol direkt von der Einlauflänge der Hinterachse abhängt. Weiterhin führt die Einbindung der Einlauflänge in diesem Geschwindigkeitsbereich zu einer deutlichen Erhöhung der Eigenkreisfrequenz bei gleichzeitig leichter Erhöhung der modalen Dämpfung des dominanten Polpaars (Vorderachse). Wird die Einlauflänge nach dem neuen Schräglaufwinkelsprungverfahren parametrisiert, so wird dieser Effekt noch erheblich verstärkt. Die Einführung des PT2-Verhaltens beeinflusst die Lage der Pole und Nullstellen darüber hinaus vor allem bei kleinen Geschwindigkeiten.

Es ist zu erwarten, dass die Fahrgeschwindigkeit einen immensen Einfluss auf die Eigenwerte der Gierübertragungsfunktion hat. Dies ist entscheidend, da sich dieser Fahrzeugparameter im realen Fahrbetrieb besonders stark ändert. Daher zeigt Abbildung 9.8 die geschwindigkeitsabhängige Verschiebung der einzelnen Pole. An den Pfaden sind Pfeile dargestellt, die die Richtung steigender Geschwindigkeit von 5 bis 300 km/h angeben. Die Pole des Modells mit PT0-Reifenverhalten liegen bei niedrigen Geschwindigkeiten bei niedriger Eigenkreisfrequenz und sehr hoher modaler Dämpfung. Mit steigender Geschwindigkeit sinkt diese stark ab, wohingegen die Frequenz nahezu konstant bleibt. Demgegenüber zeigen die Modelle mit PT1- und PT2-verzögerten Reifenseitenkräften bei geringer Fahrgeschwindigkeit zwei eng beieinander liegende Pole hoher Eigenkreisfrequenz und geringer modaler Dämpfung.

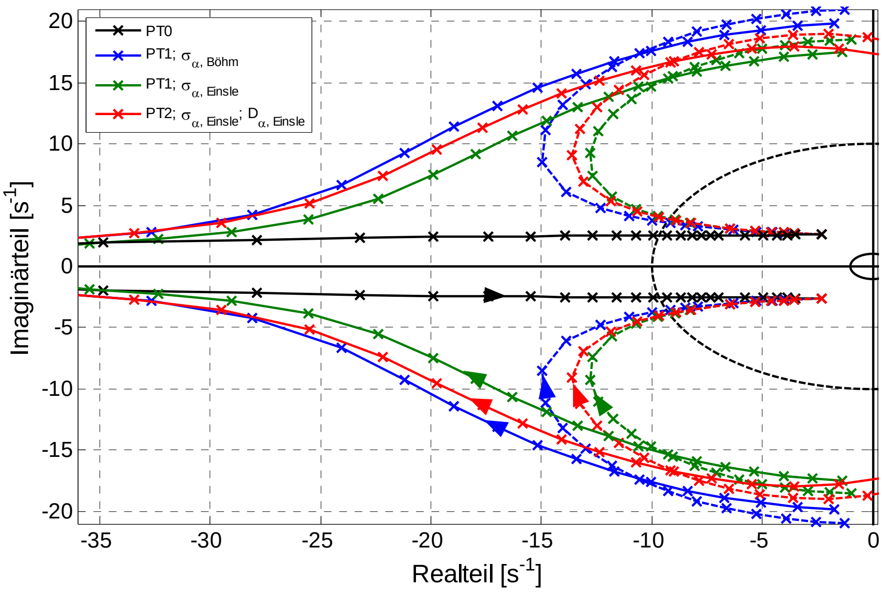


Abbildung 9.8: Polstellenplan der Gierübertragungsfunktion mit Parameter Fahrzeuggeschschwindigkeit

Mit ansteigender Fahrgeschwindigkeit steigt die Dämpfung beider Pole an und die Frequenz sinkt leicht ab. Zwischen 60 und 80 km/h trennen sich die Pole, wobei sich ein Pol mit abfallender Frequenz in Richtung des Modellveraltens mit PT0-Ansatz verschiebt (Vorderachse). Nach einer erreichten maximalen Dämpfung sinkt diese rasch ab, wodurch sich die Pole asymptotisch dem Modellverhalten mit PT0-Seitenkraftverzögerung nähern. In Abbildung

9.9 ist der kontinuierliche Verlauf der dominanten Polparameter über der Geschwindigkeit dargestellt. Es wird deutlich, dass das Gierübertragungsverhalten durch die verzögerte Reifenseitenkraft vor allem unterhalb einer Grenzgeschwindigkeit von ca. 120 km/h stark beeinflusst wird. Dies beinhaltet auch, dass oberhalb von 120 km/h kaum Unterschiede des modellierten transienten Reifenseitenkraftverhaltens im Vergleich zum PT0-Ansatz auszumachen sind. Dies liegt in der stark sinkenden Einlaufzeitkonstante begründet, welche indirekt proportional zur Fahrgeschwindigkeit ist: $\tau_\alpha = \sigma_\alpha \cdot v_l^{-1}$.

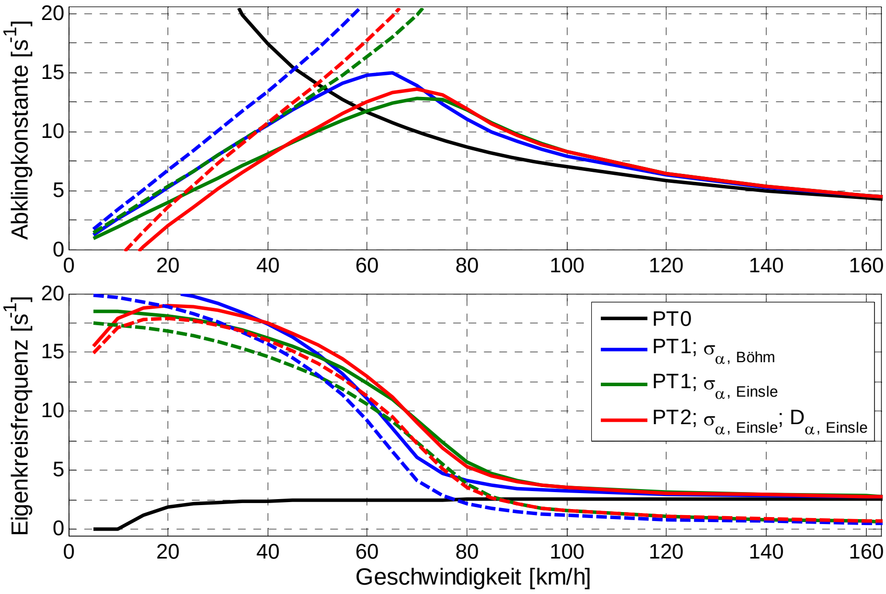


Abbildung 9.9: Verschiebung der dominanten Polpaare am ESM über der Geschwindigkeit

In ähnlicher Weise kann mit dem gezeigten Zustandsraummodell die Schwimmwinkelübertragungsfunktion $\beta(s)/\delta(s)$ analysiert werden, welche beispielsweise für ESP-Systeme von entscheidender Bedeutung ist. Es muss jedoch hervorgehoben werden, dass diese Ergebnisse auf dem linearen Einspurmodell basieren. Demnach können die Radlastabhängigkeiten der Schräglaufsteifigkeit, Einlauflänge und Einlaufdämpfung sowie lateralen Reibbeiwertes nicht berücksichtigt werden. Vielmehr dienen die Ergebnisse dazu, Tendenzaussagen für den Einfluss des transienten Reifenseitenkraftverhaltens auf das Fahrzeugverhalten abzuleiten.

9.2 Mehrkörperfahrzeugmodell mit transientem Reifenverhalten

Wie in Kap. 7.4 vorgestellt ist die Einbindung eines erweiterten transienten Reifenverhaltens über eine transiente Zusatzseitenkraft (Subroutine) möglich. Dieser Ansatz soll nun in einem üblichen MKS-Fahrzeugmodell getestet und verifiziert werden. Realisiert wird dieser durch eine Reihenschaltung aus zwei PT1-Gliedern im Reifenmodell und einer transienten Zusatzseitenkraft. Vorangestellt ist eine Sensitivitätsanalyse charakteristischer Reifenkenngrößen, um deren Einfluss auf das Fahrzeugverhalten bei transienten und extremen Fahrmanövern herauszustellen (siehe auch Kap. 6.2.4).

9.2.1 *Sensitivität des Fahrzeugmodells auf Reifenparameter*

Zur Validierung eines Gesamtfahrzeugmodells müsste eine vollständige Sensitivitätsanalyse verwendet werden. Aus Sicht des Autors kann ein (Fahrzeug-)Modell erst als validiert bezeichnet werden, wenn nicht nur einzelne Fahrzeugreaktionsgrößen eines Betriebspunkts übereinstimmen. Vielmehr muss ein validiertes Modell in der Lage sein, auch alle Parametersensitivitäten des realen Systems qualitativ und quantitativ richtig abzubilden. Schließlich sollen mit dem validierten Model im Anschluss Parameter- und Komponentenvariationen simuliert und für eine Auslegung herangezogen werden. Folglich stellt eine ganzheitliche Validierung eines MKS-Modells eine fast unlösbare Aufgabe dar, da dies bedeutet, dass der gesamte Parameterraum den das Modell aufspannt auf seine Richtigkeit überprüft werden muss. Sind wesentliche Eigenschaften des Systems bekannt, so kann über geeignete Design of Experiments (DoE) Verfahren der Raum der Modellvalidierung systematisch verkleinert werden. Einen Anhaltspunkt für das Systemverhalten eines vorliegenden Modells liefert eine Parametersensitivitätsanalyse (siehe Kapitel 2.7). Für die Analyse eines Fahrzeugmehrkörpersystems heißt das, dass die Sensitivität einer Zielgröße wie beispielsweise das Überschwingen der Gierreaktion auf einen Lenkwinkelsprung untersucht wird. Sollen bei dieser Betrachtung auch Parameter von Reifenmodellen untersucht werden, so ist es notwendig, die Parameterdateien (*.tir) manipulieren zu können, was aus ADAMS heraus nicht möglich ist. Daher wird wiederum der Batchbetrieb von ADAMS genutzt, welcher aus MATLAB heraus angesteuert wird. Dies erfolgt im Wesentlichen nach dem in Kapitel 6.5.1 vorgestellten Verfahren.

Nach der Definition eines charakteristischen Kennwerts der Ausgangsgröße, wie der Überschwingweite beim Lenkwinkelsprung, wird die prozentuale Änderung dieses Kennwerts über dem entsprechenden Parameter aufgetragen (Abbildung 9.10).

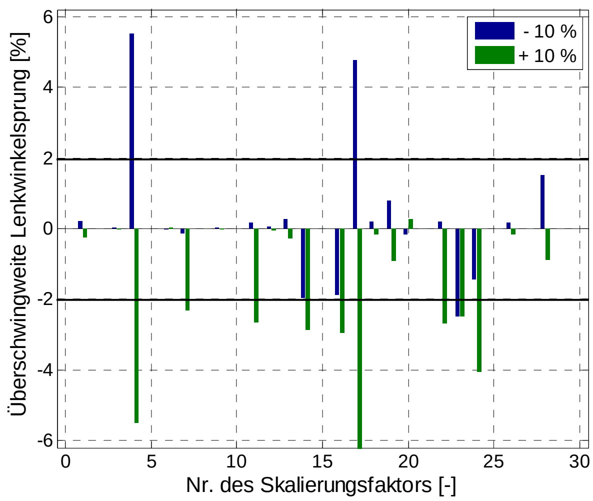


Abbildung 9.10: Einfluss der MF-Skalierungsfaktoren auf das Überschwingen beim Lenkwinkelsprung

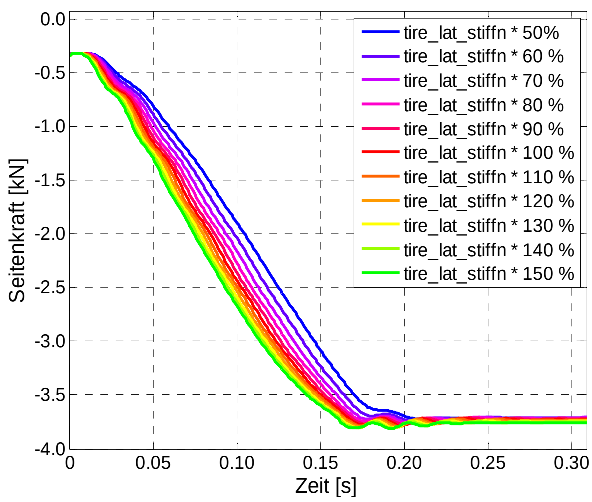


Abbildung 9.11: Einfluss der tire_lat_stiffn von FTire auf den Seitenkraftaufbau beim Lenkwinkelsprung

Jeder Parameter wird dazu im ersten Schritt um einen festen Wert positiv und negativ verschoben. Aus der Abbildung sind übersichtlich sensitive Parameter sowie Anhaltspunkte für eine lineare oder nichtlineare Sensitivität zu entnehmen. Eine quantitative Sensitivität kann über zentrierte Differenzenverfahren bestimmt werden (Gleichung (2.17)). Im Beispiel zeigen die Parameter vier (Schräglaufsteifigkeit c_α) und siebzehn (Einlauflänge σ_α) im entsprechenden Betriebspunkt starken und annähernd linearen Einfluss auf das Überschwingen. Diese Erkenntnis kann direkt in die Verfeinerung der Messung und Identifizierung der entsprechenden Kennwerte einfließen. Zeigt dagegen ein Parameter keinen oder kaum Einfluss, so kann dieser bei der Parameteridentifikation des Reifenmodells vernachlässigt oder grob geschätzt werden. Beim vorliegenden Manöver ist dies der laterale Reibbeiwert μ_α. In umgekehrter Weise stellt sich die Reifenparametersensitivität der Fahrzeugreaktion beim Extremmanöver dar.

In ähnlicher Weise funktioniert die Sensitivitätsanalyse mit FTire-Parametern. Abbildung 9.11 zeigt beispielhaft die Zeitverläufe der Seitenkraft eines FTire-Reifenmodells beim Lenkwinkelsprung unter Variation der *tire_lat_stiffn*. Es zeigt sich eine deutliche Verzögerung des Seitenkraftaufbaus. Wie die vorherigen Kapitel gezeigt haben, funktioniert diese Variation nur auf Kosten der gleichzeitigen Verschiebung anderer Reifeneigenschaften. Zwar könnte dies als „realistisch" eingestuft werden, jedoch ist es wie bereits beschrieben unmöglich die qualitative und quantitative Richtigkeit dieser Einflüsse ganzheitlich nachzuweisen.

Für eine detaillierte Einflussanalyse wichtiger Parameter kann auch die Verschiebung der Ausgangsgröße über der prozentualen Verschiebung des Parameters dargestellt werden. Für aussagekräftige Ergebnisse müssen dazu mehrere Einzelsimulationen mit Parameterverschiebung in einem geeigneten Bereich berechnet werden. Sowohl die Rechenzeit als auch die Aussagekraft solcher Einflussanalysen sprechen eindeutig für phänomenologische (mathematische) Reifenmodelle. Reifenhersteller wissen schließlich im Allgemeinen sehr genau, wie durch geeignete konstruktive Maßnahmen die Einlauflänge verkürzt und gleichzeitig die Schräglaufsteifigkeit erhöht werden kann. Die Methode solcher Analysen kann in gleicher Weise für die Variation von Lagersteifigkeiten, Massen einzelner Komponenten, Geometrieschwankungen und vielem mehr angewandt werden.

9.2.2 Vergleich des Einspur- und Mehrkörperfahrzeugmodells

Das in Kapitel 9.1 vorgestellte Einspurmodell mit transientem Reifenseitenkraftverhalten unterliegt einigen Modellvereinfachungen (vgl. Kap. 2.4.1). Daher werden die Ergebnisse der Fahrzeugreaktionen dieses Modells mit denen eines komplexeren Mehrkörperfahrzeugmodells mit komplexem Reifenmodell und der neu entwickelten transienten Zusatzseitenkraft verglichen. Abbildung 9.12 zeigt die Zeitverläufe der Giergeschwindigkeit auf einen Lenkwinkelsprung bei 20 und bei 60 km/h.

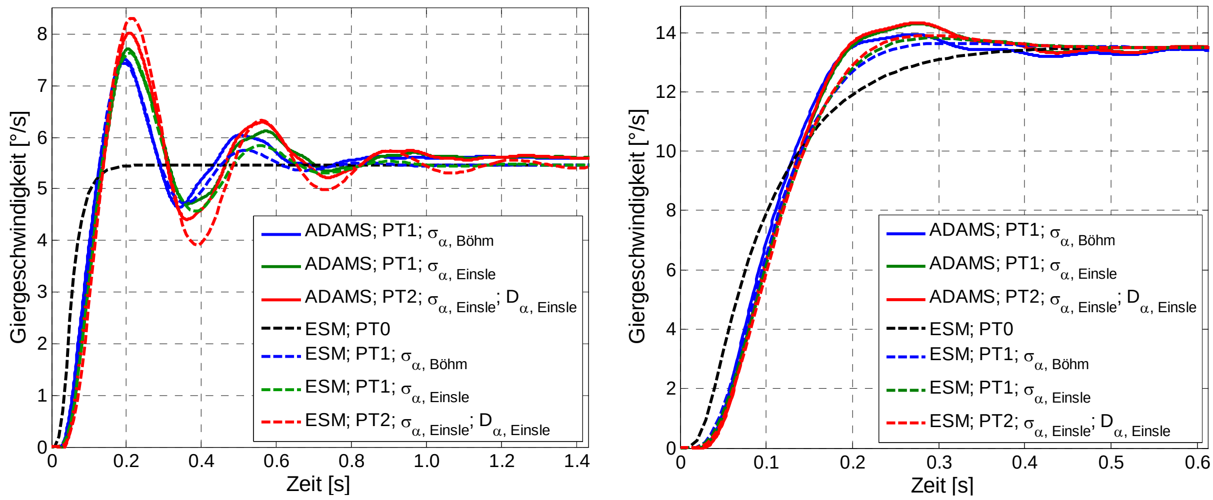


Abbildung 9.12: Vergleich der Giergeschwindigkeitsverläufe zw. Einspur- und MKS-Gesamtfahrzeugmodell beim transienten Fahrmanöver Lenkwinkelsprung; 2,2 bar; 20 km/h (li) und 60 km/h (re)

Es wird deutlich, dass die propagierte schwache Dämpfung des dominanten Pols bei kleinen Geschwindigkeiten sowohl am Einspur- als auch am Mehrkörpermodell zu einem deutlichen Überschwingen der Giergeschwindigkeit führt. Dieses Verhalten erleben voraussichtlich viele Fahrer und es wird mit Sicherheit als sehr unangenehm empfunden. Dies wirft die Frage auf, warum Lenkwinkelsprünge im Entwicklungsprozess oft nur bei hohen Geschwindigkeiten durchgeführt und analysiert werden. Die Tendenzen der Änderung des Giergeschwindigkeitsverlaufs mit der Modellierung bzw. Parametrisierung des Reifenübertragungsverhaltens werden von beiden Modellen bei beiden Geschwindigkeiten identisch wiedergegeben. Die neue Parametrisierung der Einlauflänge (Kap. 6.4.3) führt zu einer verzögerten Gierreaktion mit stärkerem Überschwingen. Diese Tendenz wird durch die Einführung der Einlaufdämpfung (Kap. 5.7.5 und 7.4) noch verstärkt. Allerdings nimmt deren Einfluss mit steigender Geschwindigkeit stark ab (vgl. Abbildung 9.9). Die fehlende Schwerpunkthöhe, Wankdynamik (Aufbausteifigkeit und -dämpfung) und damit Radlastverteilung des Einspurmodells führt nur zu kleinen Veränderungen des Giergeschwindigkeitsverlaufs.

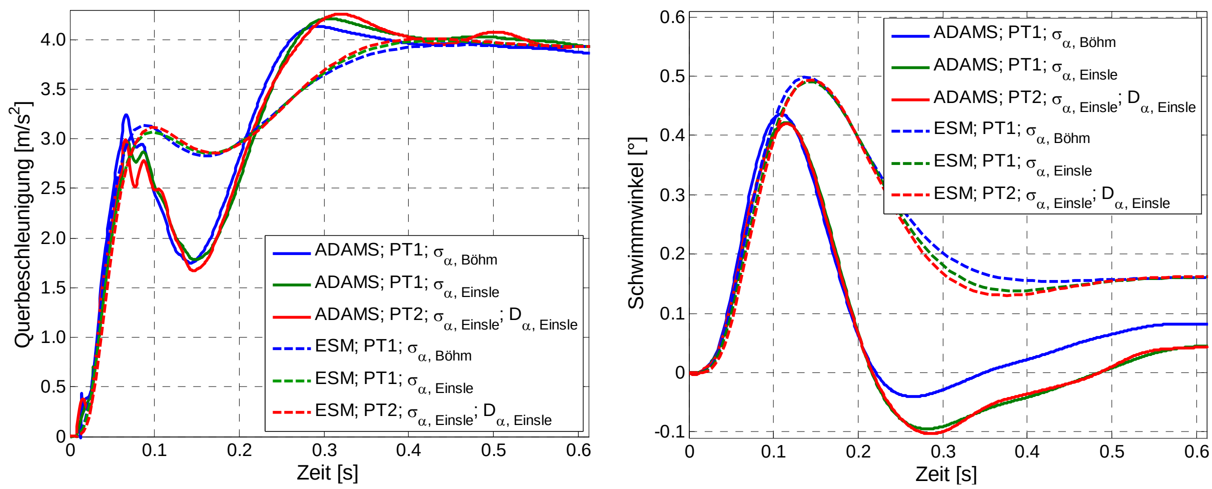


Abbildung 9.13: Vergleich Fahrzeugreaktionsgrößen beim transienten Fahrmanöver Lenkwinkelsprung zw. ESM und ADAMS-Gesamtfahrzeugmodell; 2,2 bar; 60 km/h

Wesentlich stärker wird das Fehlen bei der Betrachtung der Fahrzeugquerbeschleunigung und des Schwimmwinkels in Abbildung 9.13 deutlich. Der Querbeschleunigungsverlauf zeigt eine dominante Doppelspitze, welche in der schnellen Reaktion der Seitenkraft der Vorderräder und dem langsamen, an die Giergeschwindigkeit gekoppelten, Aufbau der Seitenkraft der Hinterräder begründet ist. Die Ausprägung dieses Effekts ist durch die Wankdynamik des Mehrkörperfahrzeugmodells deutlich stärker. In ähnlicher Weise ist dies beim Schwimmwinkel zu beobachten. Beide Verläufe zeigen indessen tendenziell gleiche Sensitivität bezüglich der transienten Reifenmodellierung und Modellparameter. Somit kann festgehalten werden, dass Einspurmodelle mit Berücksichtigung des transienten Reifenseitenkraftverhaltens für Tendenzaussagen und die Abbildung des Gierübertragungsverhaltens optimal geeignet sind. Andere Fahrzeugreaktionsgrößen müssen mit komplexeren Zweispur- oder Mehrkörperfahrzeugmodellen simuliert werden.

9.3 Fahrmanöver mit optimierten Reifenmodelldatensätzen

In Kapitel 6 werden neue genauere und automatische Reifenmodellidentifikationsverfahren für MF-Tyre, FTire und TM-Easy vorgestellt. Hauptaugenmerk liegt dabei auf den radlastabhängigen Kennlinien des lateralen Reibbeiwertes, der Schräglaufsteifigkeit und der Einlauflänge bei reinem Schräglauf, da diese nachweislich entscheidenden Einfluss auf das Fahrzeugverhalten bei transienten und extremen Fahrmanövern haben. Wichtig ist weiterhin die Validierung der Reifenmodelldatensätze bis zu extremen Radlasten von über 10 kN, um bei Extrembelastungen einzelner Räder aussagekräftige Ergebnisse zu erhalten.

9.3.1 Lenkwinkelsprung

Der Lenkwinkelsprung ist ein Open-Loop-Manöver, welches also ausschließlich die Fahrzeugreaktion ohne Fahrer beurteilt. Der Lenkwinkel wird rampenförmig mit einer maximalen Verstellgeschwindigkeit von 600 °/s bis zu einem festen Endwert von ca. 46° vorgegeben. Dabei muss laut Norm (Kap. 2.4.2) eine stationäre Querbeschleunigung von 0,4 g erreicht werden. Es ergeben sich nur mittlere Radlasten und Schräglaufwinkel, die noch nicht im Bereich der Sättigung der Schräglaufkennlinie liegen. Folglich ist vor allem die exakte Abbildung der Schräglaufsteifigkeit und der Einlauflänge der Reifenmodelldatensätze entscheidend.

Die Giergeschwindigkeitsverläufe der drei Reifenmodelldatensätze bei 2,2 bar in Abbildung 9.14-links zeigen, dass die drei Datensätze trotz sehr exakter Abbildungsgenauigkeit der Schräglaufsteifigkeitskennlinien zu unterschiedlichem Fahrzeugverhalten führen. Dies muss demnach auf die Unterschiede in der Abbildung der Einlauflängen zurückgeführt werden. Die Unterschiede sehen zwar marginal aus, werden aber in der Fahrdynamikbewertung im Allgemeinen stark gewichtet.

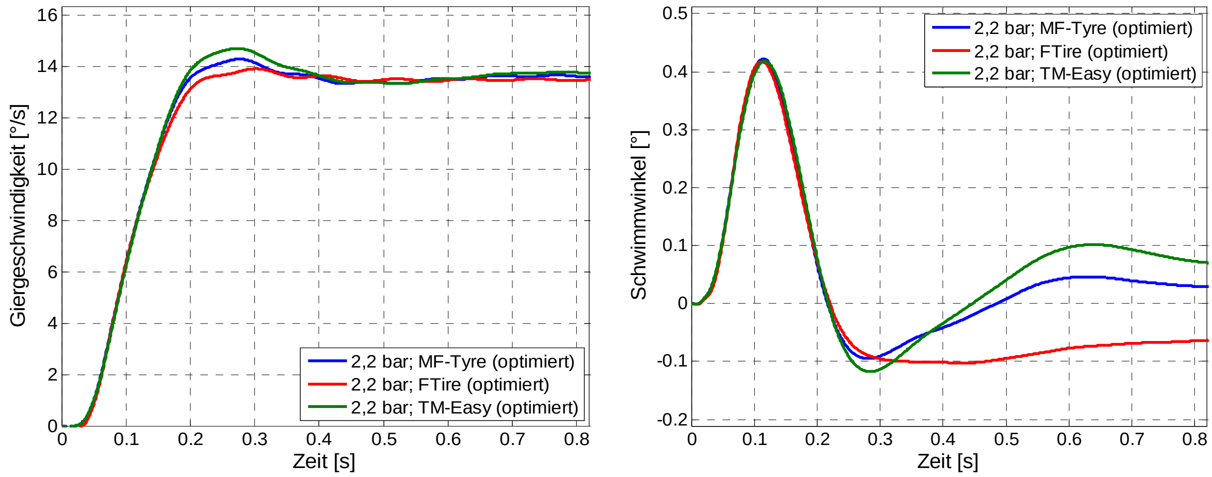


Abbildung 9.14: Vergleich der Fahrzeugreaktionsgrößen beim transienten Fahrmanöver Lenkwinkelsprung am MKS-Gesamtfahrzeugmodell mit optimierten Reifenmodelldatensätzen (1)

Das Maximum des Schwimmwinkels der sechs Varianten (Abbildung 9.14-rechts) unterscheidet sich dagegen kaum. Allerdings sind die weiteren Verläufe sehr unterschiedlich. Im Anhang A.9 sind die Fahrzeugreaktionsgrößen für 2,7 bar Fülldruck zu sehen. Auffällig ist, dass hier die Unterschiede deutlich geringer ausfallen. Die Datensätze von MF-Tyre und TM-Easy sagen ein deutlich reduziertes Überschwingen bei Fülldruckerhöhung voraus. Demgegenüber liegen die simulierten Giergeschwindigkeiten des FTire-Datensatzes nahezu übereinander. Auch die dargestellten Verläufe der Querbeschleunigung (Abbildung 9.15-links) zeigen die beschriebenen Tendenzen. So führt die Fülldruckvariation bei FTire zu einer kaum spürbaren Veränderung des Reifenverhaltens.

Eine Fülldruckerhöhung resultiert allgemein in schnellerem Ansprechen und weniger Überschwingen. Der TM-Easy-Datensatz bei 2,2 bar zeigt jedoch gegenüber den anderen Reifenmodelldatensätzen ein deutlich stärkeres Überschwingen. Dies liegt in der überhöhten Einlauflänge bei mittleren Radlasten begründet (vgl. Abbildung 6.33). Das allgemein stabilere Fahrzeugverhalten mit dem FTire-Datensatz liegt in den leicht erhöhten Reifenseitenkräften (Abbildung 9.15-rechts) begründet.

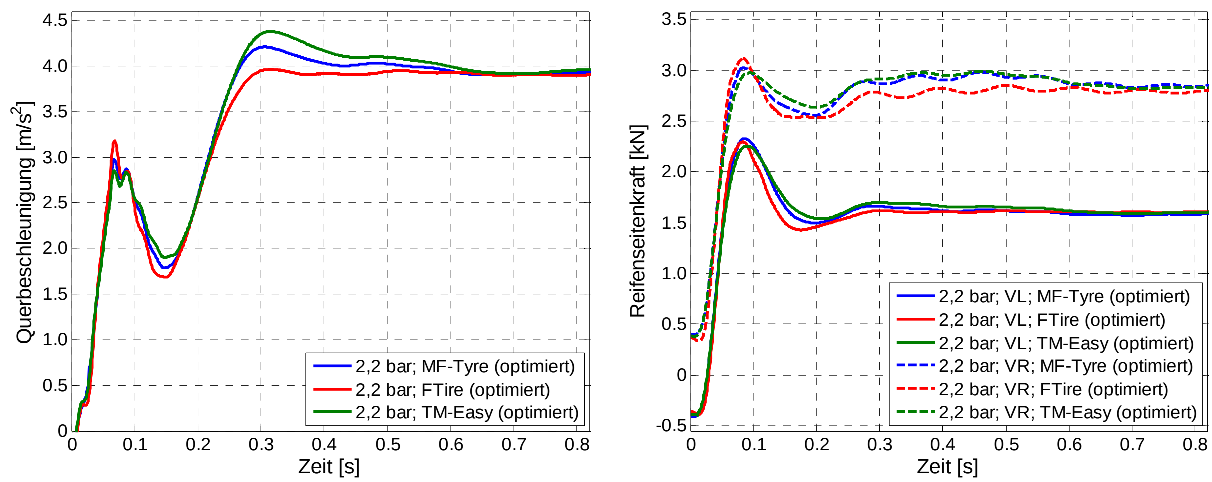


Abbildung 9.15: Vergleich der Fahrzeugreaktionsgrößen beim transienten Fahrmanöver Lenkwinkelsprung am MKS-Gesamtfahrzeugmodell mit optimierten Reifenmodelldatensätzen (2)

9.3.2 *Fishhook-Manöver*

Zur Analyse der Stabilität eines Fahrzeugs im Grenzbereich wird das Fishhook-Manöver (Kap. 2.4.2) angewandt. Es ist an ein Szenarium auf amerikanischen Highways angelehnt, bei dem ein Fahrer unaufmerksam oder durch Sekundenschlaf auf den Randstreifen gerät, dies bemerkt und anschließend das Lenkrad in die Gegenrichtung verreißt. Ziel der Fahrzeughersteller ist es, das Fahrzeugverhalten in solchen Situationen beherrschbar auszulegen und das Fahrzeug vor dem Kippen zu bewahren. Besonders kritisch ist das Anlenken in eine Richtung und Anreißen in die Entgegengesetzte. Dies kann noch verschärft werden, indem in eine Richtung angelenkt, bis zum Anschlag gegengelenkt und wieder ruckartig in die ursprüngliche Richtung gelenkt wird. Ein solches Manöver wird im Folgenden untersucht.

Abbildung 9.16 zeigt die Fahrzeugreaktionsgrößen einer MKS-Fahrzeugsimulation bei diesem Extremmanöver. Anhand der Höhe und des zeitlichen Verlaufs der Reifenkräfte wird ersichtlich, dass die Einlauflänge kaum, die Schräglaufsteifigkeit etwas und der laterale Reibbeiwert erheblichen Einfluss auf das Fahrzeugverhalten bei diesem Manöver haben. Daher wird der auf Reibbeiwert optimierte FTire-Datensatz verwendet. Weiterhin zeigt sich die Schräglaufsteifigkeit bei sehr hohen Radlasten von deutlich über 10 kN als einflussreich.

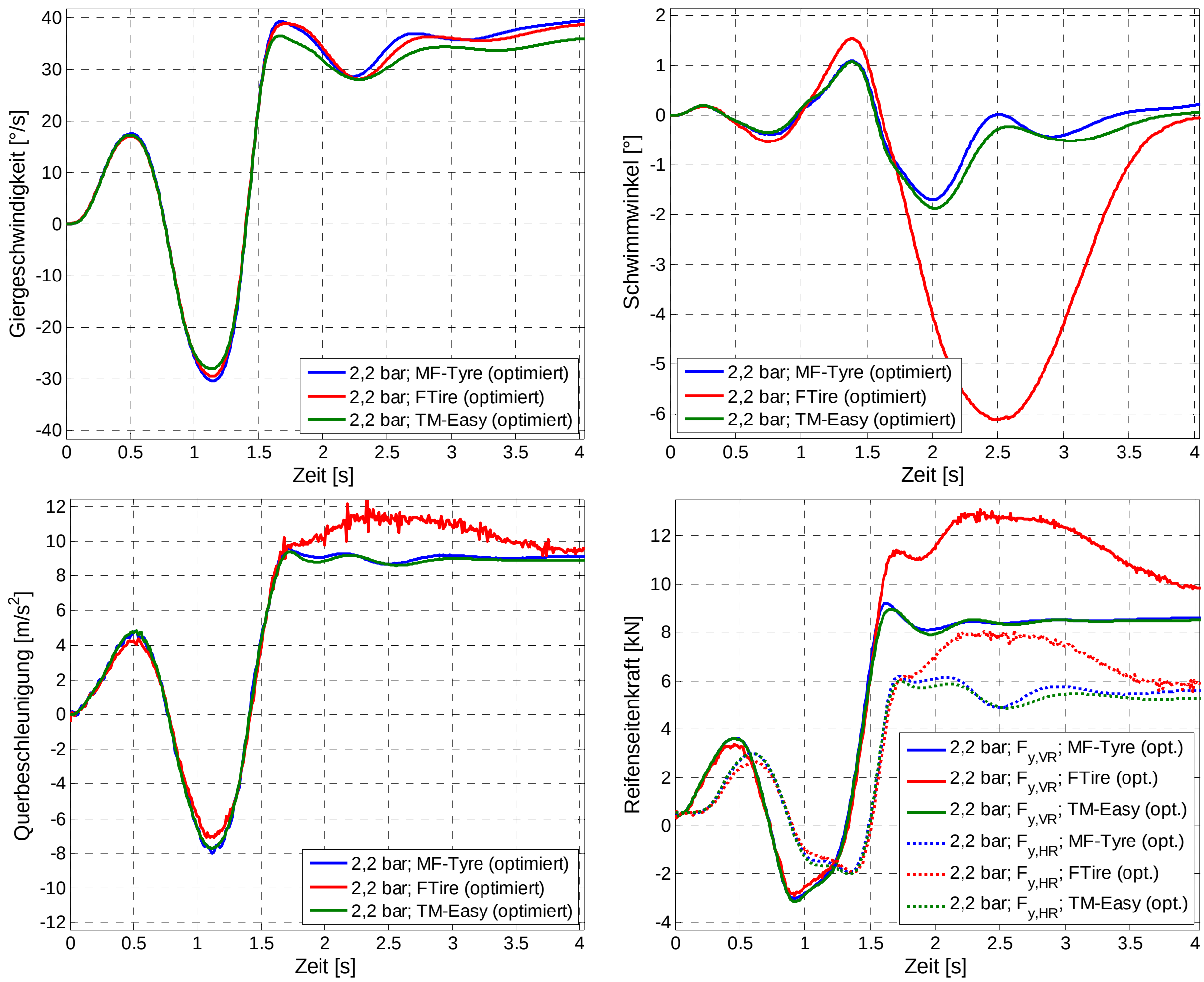


Abbildung 9.16: Vergleich Fahrzeugreaktionsgrößen bei einem Extremfahrmanöver am MKS-Gesamtfahrzeugmodell mit optimierten Reifenmodelldatensätzen

Diese und die Einlauflänge beeinflussen jedoch nur das Ansprechen der Fahrzeugreaktion. Die weiteren Fahrzeugreaktionen werden vor allem von der Wankdynamik und den geometrischen Verhältnissen bestimmt. Die Gierreaktion der sechs optimierten Reifenmodelldatensätze zeigt nur geringe Unterschiede. Noch geringer sind die Unterschiede bei 2,7 bar Reifenfülldruck (siehe Anhang A.10). Erstaunlich ist, dass MF-Tyre und FTire für den kleineren Fülldruck eine größere Gierreaktion voraussagen, TM-Easy dies aber umkehrt. Trotz ähnlicher Gierreaktion zeigen sich im Schwimmwinkelverlauf gravierende Unterschiede zwischen MF-Tyre bzw. TM-Easy und FTire. Dies ist sehr kritisch zu betrachten, da gerade der Schwimmwinkel eine wesentliche Überwachungsgröße für elektronische Stabilitätssysteme, wie z.B. das ESP, ist. Gründe für den signifikant übertriebenen Schwimmwinkel sind im Querbeschleunigungs- und den Reifenkraftverläufen zu finden. So baut der FTire-Datensatz erheblich zu viel Seitenkraft auf. Diese entsprächen einem Reibbeiwert von fast 1,5, was für Radlasten von ca. 10 kN unrealistisch ist. Wesentlicher Grund für dieses Verhalten ist, dass FTire-Datensätze ein zu geringes Abflachen der Seitenkraft bei sehr großen Schräglaufwinkeln zeigen (Kap. 6.5.3). Das heißt, die Seitenkraft steigt in diesem Bereich immer weiter an. Die Extrapolationsfähigkeit des Modells überzeugt demzufolge nicht. Letztendlich kann das FTire-Modell zwar die Latschverformung bei Extrembelastung wiedergeben, die sich ergebenden Reifenkennlinien in einem weiten Parameterbereich exakt abzubilden stellt aber eine nahezu unlösbare Aufgabe dar (vgl. Kap. 6.5).

9.4 Beschreibung von Reifenkennwerten mit statistischen Methoden

Wie gezeigt werden konnte, unterliegt das Reifenverhalten auf realen Untergründen statistisch zufälligen Fehlern (Kap. 6.8). Zur Berücksichtigung dieses Effekts bei der Fahrdynamiksimulation, müssen statistische Modelle eingeführt werden.

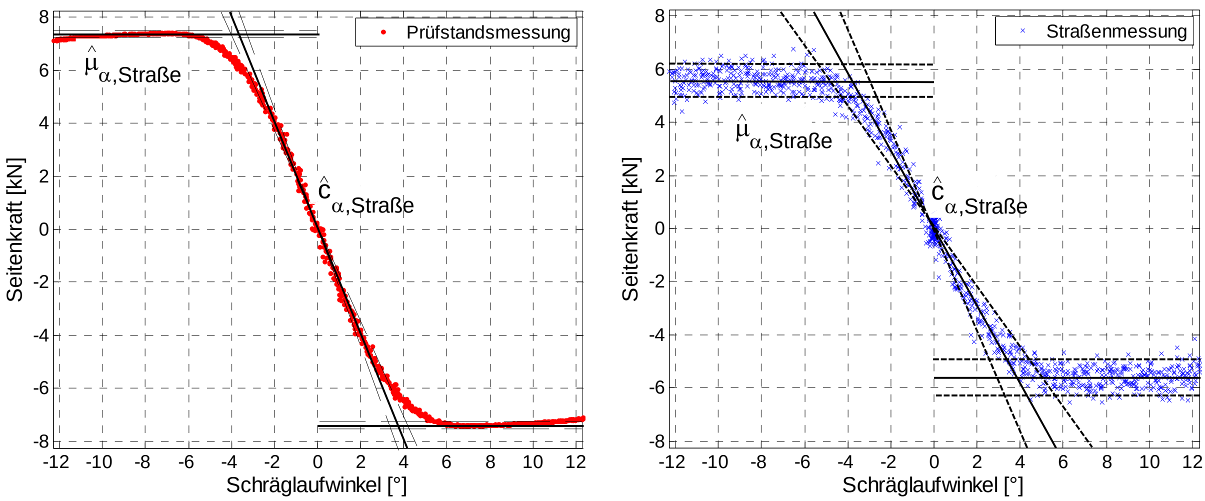


Abbildung 9.17: Statistische Verteilung einer Schräglaufkennlinie vom Reifenprüfstand (li) und einer realen Straßenmessung (re)

Unter der Annahme, dass die zufälligen Streuungen mit gleicher Wahrscheinlichkeit in die positive und negative Richtung auftreten, werden die Reifenkenngrößen wie Schräglaufsteifigkeit c_α^* und lateraler Reibbeiwert μ_α^* als normalverteilte Zufallsgrößen modelliert. Das heißt deren Verteilung kann eindeutig durch die Erwartungswerte ξ_i und die Varianzen ϵ_i^2 bzw. Standardabweichungen ϵ_i charakterisiert werden:

$$c_\alpha^* \sim N(\xi_c\,, \epsilon_c^2) \quad und \quad \mu_\alpha^* \sim N\left(\xi_\mu\,, \epsilon_\mu^2\right) \tag{9.32}$$

Die Verteilungsparameter werden aus einer Stichprobe von N Reifenmessungen unter Variation möglichst vieler verschiedener Randbedingungen geschätzt. Abbildung 9.17 zeigt beispielhafte Messpunkte, aus denen mittels linearer Regression die Mittelwerte $\hat{c}_\alpha$ $(\hat{\mu}_\alpha)$ sowie die Standardfehler s_c (s_μ) geschätzt werden. Da beide Größen unabhängig und normalverteilt sind, ergibt sich folgender Skalierungsfaktor:

$$K_{c_\alpha}^* = \frac{N\left(\xi_{c,Straße}\,, \epsilon_{c,Straße}^2\right)}{N\left(\xi_{c,RPS}\,, \epsilon_{c,RPS}^2\right)} \tag{9.33}$$

Resultat ist eine Cauchy-Verteilung, welche nicht mehr durch Kenngrößen wie Erwartungswert oder Varianz beschrieben werden kann. Demgegenüber ist es möglich, den Skalierungsfaktor unter Annahme minimaler Messstreuungen am Reifenprüfstand $(\epsilon_{c,RPS} \rightarrow 0)$ durch einen skalaren Divisor des Erwartungswertes (Mittelwertes) der Prüfstandsmessung zu bestimmen:

$$K_{c_\alpha}^* \sim N\left(\frac{\xi_{c,Straße}}{\xi_{c,RPS}}, \frac{\epsilon_{c,Straße}^2}{\xi_{c,RPS}^2}\right) \approx \frac{N\left(\hat{c}_{\alpha,Straße}\,,\ s_{c,Straße}^2\right)}{\hat{c}_{\alpha,RPS}} \tag{9.34}$$

Dadurch bleibt der Skalierungsfaktor und damit die Reifenkenngröße normalverteilt. Durch Multiplikation mit gemessenen mittleren Schräglaufsteifigkeiten beliebiger Reifen $\hat{c}_{\alpha,R}$ ist es möglich, normalverteilte Reifenparameter in der Fahrzeugsimulation einzubeziehen:

$$c_{\alpha,Straße,R}^* \approx K_{c_\alpha}^* \cdot \hat{c}_{\alpha,R} \tag{9.35}$$

Der Nachweis des Einflusses der Berücksichtigung dieses Ansatzes erfolgt beispielhaft anhand der in Gleichung (9.11) vorgestellten ungedämpften Giereigenfrequenz des Einspurmodells. Es werden die beschriebenen Zufallsgrößen der Schräglaufsteifigkeit $(c_{\alpha,V}^*, c_{\alpha,H}^*)$ eingeführt, wodurch auch die Giereigenfrequenz zur Zufallsgröße $\omega_{0,\psi}^*$ wird. Weitere Parameter wie Fahrzeugmasse, Massenträgheitsmoment, Fahrgeschwindigkeit und Radstand werden zunächst als skalare Größen berücksichtigt:

$$\omega_{0,\psi}^* = \sqrt{2\,\frac{(c_{\alpha H}^* l_H - c_{\alpha V}^* l_V\,)\,m\,{v_l}^2 + 2\,c_{\alpha H}^* c_{\alpha V}^* l^2}{m\,{v_l}^2\,J_z}} \tag{9.36}$$

Bereits dieser Ausdruck, das heißt Verteilungsfunktion und Verteilungskennwerte, ist nicht mehr analytisch bestimmbar. Gleichzeitig wird an diesem Beispiel aber deutlich, dass Fahrzeugreaktionsgrößen aufgrund ihrer Abhängigkeit von Reifenkenngrößen einer statistischen Streuung unterliegen. Weiterhin können auch Wahrscheinlichkeitsverteilungen anderer Parameter wie der Fahrzeugmasse $m = [m_{leer}, m_{beladen}], m \in \mathbb{R}$ berücksichtigt werden (Abbildung 9.18). Es zeigt sich, dass durch die Wahrscheinlichkeitsverteilungen der Fahrzeugparameter auch die Systemparameter (Eigenwerte) statistisch verteilt sind, was zu Wahrscheinlichkeitsverteilungen der Fahrzeugreaktionsgrößen, wie Schwimmwinkel $\beta^*(t)$ und Giergeschwindigkeit $\omega_\psi^*(t)$, führt.

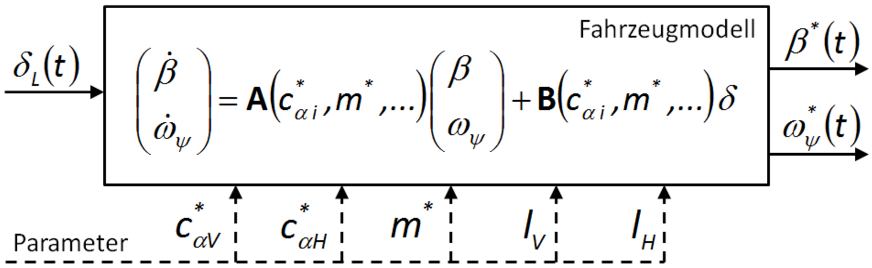


Abbildung 9.18: Fahrzeugmodell mit statistisch verteilten Parametern

Durch die gezeigten nichtlinearen Zusammenhänge zwischen Parametern und Eigenwerten ist es darüber hinaus höchst unwahrscheinlich, dass die Fahrzeugreaktionsgrößen selbst normalverteilt sind. Dies führt zu dem Schluss, dass die allgemein gebräuchliche Berechung der Fahrzeugreaktion mit mittleren Eingangsparametern nicht zur statistisch wahrscheinlichsten bzw. häufigsten Fahrzeugreaktion führt.

Darüber hinaus sind durch den statistischen Ansatz auch Aussagen über die Streuung der Fahrzeugreaktion bezüglich Parameterschwankungen möglich. Viel entscheidender ist jedoch, dass ungünstige Parameterkombinationen, wie beispielsweise niedriger Reibbeiwert und hohe Fahrzeugmasse, simuliert und bewertet werden können. Zusätzlich kann die Häufigkeit des Auftretens solcher „worst-case-Szenarien“ berechnet werden. Beides ist für die Bewertung der Stabilität von Fahrzeugen in Extremsituationen entscheidend.

Weiterhin wird die Aussagefähigkeit von Simulationsergebnissen durch statistische Modelle entscheidend verbessert, da sich nicht mehr nur ein deterministisches Ergebnis ergibt, sondern eine geschätzte Verteilung der Ergebnisgröße beschrieben wird. Aus diesen Verteilungen können Mittelwerte, mittlere Anstiege, Konfidenzintervalle oder auch die Wahrscheinlichkeit für eine spezielle Parameterkonstellation geschätzt werden.

Der Vergleich von Messungs- und Simulationsergebnissen wird ebenfalls auf ein neues Niveau gehoben. Eine Fahrzeugmessung stellt eine zufällige Stichprobe von Fahrzeug-, Reifen- und Straßenparametern dar. Die Übereinstimmung mit einer zufälligen Stichprobe an Parametern in der Simulation ist zwangsläufig reiner Zufall oder der streuende Parameter hat keinen Einfluss auf das Simulationsergebnis. Dies scheint allerdings bei Parametern wie lateraler Reibbeiwert oder Schräglaufsteifigkeit nicht der Fall zu sein. Liegt jedoch die Messung im durch die Simulation vorhergesagten Konfidenzintervall, so ist die Richtigkeit des Modells für diese Messung nachgewiesen (Abbildung 9.19).

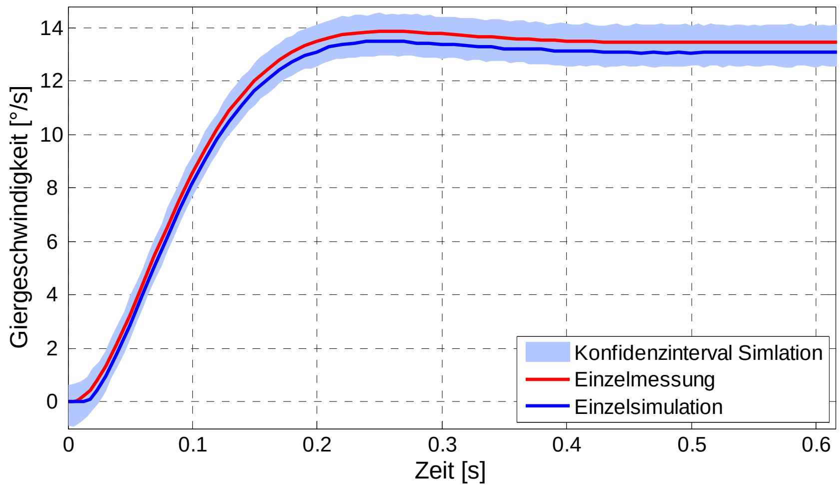


Abbildung 9.19: Simulierte Giergeschwindigkeit mit Konfidenzintervall auf Basis statistischer Parameterstreuung

Erfolgen weitere Messungen unter zufälliger Variation von Parametern, so kann auch die simulierte Streubreite validiert werden. Letztendlich liefert diese Methode eine Schätzung der globalen Sensitivität des Gesamtfahrzeugmodells bezüglich Parameterschwankungen.

9.5 Schlussfolgerungen aus der Gesamtfahrzeugsimulationen

Die Erweiterung von Einspurmodellen um transientes Reifenseitenkraftverhalten steigert deren Abbildungsgüte für transiente Fahrmanöver erheblich. Der Geschwindigkeitseinfluss auf die Eigenwerte der Gierübertragungsfunktion deckt außerdem auf, dass diese Erweiterung bei Geschwindigkeiten bis ca. 120 km/h zu signifikant verändertem Systemverhalten führt. Der Vergleich zum MKS-Fahrzeugmodell zeigt tendenziell ähnliches Verhalten. Da vor allem bei kleinen und mittleren Geschwindigkeiten schwach gedämpfte Pole auftreten, stellt sich die Frage, ob das transiente Fahrzeugverhalten, z.B. beim Lenkwinkelsprung, nicht auch in diesem Bereich für eine Fahrzeug-, Fahrwerks- und Reifenauslegung heranzuziehen ist.

Die spezialisierte und genauere Nachparametrisierung der Reifenmodelldatensätze hat einen deutlichen Einfluss auf Fahrzeugreaktionsgrößen gezeigt. Vor allem deren Validierung bis zu extremen Einzelradlasten wird aufgrund begrenzter Extrapolationsfähigkeiten der verschiedenen Modelle dringend empfohlen. Trotz ähnlicher Reifenkennlinien ergeben sich vor allem bei Extremmanövern teilweise deutliche Unterschiede in der Fahrzeugreaktion. Hochkomplexe physikalische Reifenmodelle erweisen sich dabei aufgrund der kombinierten Belastung als kaum beherrschbar. Demgegenüber bilden speziell parametrisierte mathematische und semiphysikalische Reifenmodelle das Reifenverhalten in einem sehr großen Belastungsbereich reproduzierbar ab, weshalb diese für die vorgestellten Anwendungen zu bevorzugen sind. Die Übertragung der Reifenmodelldatensätze auf reale Straßenanwendungen sollte durch statistische Modelle erfolgen, da in diesem Zusammenhang sehr viele Parameterstreuungen auftreten. Die reine Anpassung des Reibbeiwertes reicht nicht aus, um das reale Reifenverhalten wiederzugeben. Der neue PT2-Verzögerungsansatz der Reifenseitenkraft zeigt vor allem im Ansprechverhalten eine erkennbare zusätzliche Verzögerung der Fahrzeugreaktionsgrößen. Dies führt zu einem verspäteten Aufbau des Lenkradmoments, wodurch eine verminderte Agilität, d.h. Reaktion auf Lenkwinkeleingaben, verspürt werden wird.

10 Zusammenfassung und Ausblick

Die umfangreich dargestellte Literatur (Kap. 1 und 3) zeigt, dass viele ähnliche Modellansätze zur Beschreibung des transienten Reifenseitenkraftverhaltens auf Basis der Reifenmechanik veröffentlicht sind. Im Allgemeinen erfolgt die Parameteridentifikation anhand von Einzelmessungen, das heißt sehr spärlich und teilweise auch widersprüchlich, was auf fehlende Prüfstandstechnik zurückzuführen ist. In dieser Arbeit wird gezeigt, dass dies durch neue Mess- und Auswerteverfahren auf Basis der gemessenen Seitenkraftreaktion bei Schräglaufwinkelsprunganregung ermöglicht werden kann. So wird nachgewiesen, dass die allgemein gebräuchliche Schätzung der Einlauflänge aus dem Quotient der Schräglauf- und Lateralsteifigkeit nur für kleine Radlasten näherungsweise Gültigkeit besitzt.

Die durch die neue Methode bestimmte Reifeneinlauflänge führt bereits in Kombination mit Einspurmodellen zu einer erheblichen Veränderung des Fahrzeugübertragungsverhaltens, was in Kapitel 9 anhand einer neuen Zustandsraumbeschreibung nachgewiesen wird. So zeigt sich bereits bei kleinen und mittleren Geschwindigkeiten ein kritisches Systemübertragungsverhalten aufgrund mangelnder modaler Dämpfung des Eigenwertes der Gierverstärkung. Da derartige Modelle speziell bei der Auslegung von Fahrerassistenzsystemen Anwendung finden, wird empfohlen, eine entsprechende Erweiterung vorzunehmen. Speziell für Echtzeitmodelle auf Fahrzeugsteuergeräten trifft dies zu.

Darüber hinaus wird anhand ausführlicher Messungen dargelegt, dass die Einführung eines PT2-Verzögerungsansatzes, mit dem neuen Parameter Einlaufdämpfung D_α, zu einer deutlichen Verbesserung der Abbildung des Ansprechverhaltens der Reifenseitenkraft führt. Die Einbindung in MKS-Modelle sowie der Nachweis des Einflusses dieses Ansatzes wird in den Kapiteln 7 bis 9 demonstriert. Letztendlich zeigt sich ein deutlicher Einfluss bei kleinen und mittleren Geschwindigkeiten und großen Radlasten, wobei im Wesentlichen das Ansprechverhalten der Fahrzeugreaktionsgrößen beeinflusst wird. So führt der verspätete Seitenkraftaufbau an den Vorderrädern zu einer durchaus wahrnehmbaren Änderung des Lenkmoments, was subjektiv mit geringerer Agilität bewertet werden wird. Darüber hinaus hat der neue Ansatz Auswirkungen auf Regelsysteme wie Überlagerungslenkungen, Hinterachslenkungen und Steer-by-Wire-Systemen, die aktiv Lenkwinkel verstellen müssen. Der Grund ist, dass vor allem bei kleinen und mittleren Geschwindigkeiten ein erheblicher zusätzlicher Phasenverzug in die Regelstrecke eingeführt wird.

Für die MKS-Gesamtfahrzeugsimulation von transienten und extremen Fahrmanövern werden die am weitesten verbreiteten Reifenmodelle MF-Tyre, FTire und TM-Easy untersucht (Kap. 4). Betrachtet wird der gesamte Prozess der Parameteridentifikation von der Messung (Kap. 5) bis zum Qualitätsreport der Abbildungsgüte. Wesentliche Erkenntnis ist, dass vorrangig nicht der Reifenmodellansatz die Simulationsgüte beschreibt, sondern der Reifenmodelldatensatz. Umso entscheidender ist die vollständige Automatisierung des Parametrisierungsprozesses, die Reduzierung der Parameterräume der Modelle sowie die Dokumentation der Datensatzgüte für einzelne Anwendungen.

Durch die neu entwickelten Mess- und Parametrisierungsverfahren für transiente und extreme Belastungssituationen kann die Datensatzgüte der Reifenmodelle erheblich verbessert werden. Die Analysen und die Validierung am Achs- und Gesamtfahrzeugmodell zeigen schließlich, dass mathematische Modelle durch dieses methodische Vorgehen befähigt werden, das Reifenverhalten auch unter solchen Belastungssituationen sehr exakt abzubilden. Reifenmodelle mit physikalischem Modellansatz zeigen dagegen hohe Empfindlichkeit bezüglich des Ablaufs der Parametrisierung und der Wichtung des Parametrisierungsziels. Die gleichzeitige Abbildung verschiedener Belastungssituationen mit ausreichender Genauigkeit erweist sich als quasi unmöglich. Die Anwendung derartiger Modelle für Komfort- und Betriebsfestigkeitssimulationen sowie quasistatische Manöver wie Bodenfreigang und Parkieren kann dagegen empfohlen werden. Auch hierfür muss aber höchste Sorgfalt bei der Parametrisierung gefordert werden, um die Qualität und Vergleichbarkeit der Ergebnisse sicherzustellen.

In Kapitel 5 werden die Ergebnisse neuer und bekannter Reifenmessverfahren vorgestellt. Gerade die Einflusstabellen sollen es ermöglichen, Schätzverfahren für Reifeneigenschaften noch nicht verfügbarer Reifen, wie es in der Vorentwicklung von Fahrzeugen meist der Fall ist, abzuleiten. Weiterhin dienen die quantitativen Aussagen einer Abschätzung der Änderung von Reifenkennwerten im Betrieb und damit der Einschätzung, inwiefern diese in Modellen Berücksichtigung finden müssen. Allgemein wird die Frage nach der benötigten Genauigkeit gestellt, da Reifeneigenschaften systembedingt signifikanten Streuungen unterworfen sind. Es wird daher vorgeschlagen, charakteristische Kennwerte durch eine statistische Verteilung zu beschreiben, um das gesamte Spektrum möglicher Parameterkombinationen im Fahrzeugentwicklungsprozess berücksichtigen zu können (Kap. 9.4).

Für alle Reifenmodelle gilt, dass sich Anwender nicht ungeprüft auf die Qualität von Reifenmodelldatensätzen verlassen können. Abhilfe schafft die eigene Parametrisierung bzw. ein automatischer Gütereport jedes Reifenmodelldatensatzes. Abweichungen einzelner Kennlinien in Messung und Simulation können ansonsten durchaus zwischen 10 und 50 % betragen. Ähnliches gilt für die Anwendung hochkomplexer MKS-Modelle im frühen Entwicklungsstadium von Kraftfahrzeugen. Die Bereitstellung mehrerer hundert Modellparameter, sowohl des Fahrzeugs als auch des Reifens, ist zu diesem Zeitpunkt selten möglich. Folglich muss die Modellkomplexität erst langsam mit dem Entwicklungsprozess und der Verfügbarkeit von Daten wachsen. Zusammenfassend lässt sich festhalten: Die Abbildungsgüte eines Simulationsmodells steigt nicht zwangsläufig mit dessen Komplexität bzw. Freiheitsgrad.

Ausblick

Die Einbindung des PT2-Ansatzes erfolgt bisher über eine transiente Zusatzkraftkomponente, welche einfach aktiver- und deaktivierbar ist. Dies ist längerfristig zu aufwendig und numerisch kritisch. Eine Einbindung des Ansatzes in kommerzielle phänomenologische Reifenmodelle wird angestrebt. Die durchgeführten Untersuchungen zum transienten Reifenseitenkraftverhalten können in ähnlicher Weise für transiente Längs- und Vertikalkräfte übernommen werden. Darüber hinaus müssen weitere Einflussanalysen den Anwendungsbereich der transienten Reifenparameter vergrößern.

Ferner sollten Entwickler von Reifenmodellen stets nach einer Reduzierung der Parameterräume streben, um eine automatische Parametrisierung zu ermöglichen, eine Vergleichbarkeit der Simulationsergebnisse zu gewährleisten, neue Schätzverfahren für Datensätze stabiler zu gestalten und die Inter- und Extrapolationseigenschaften der Modelle zu verbessern.

Der entwickelte hochdynamische Achsprüfstand kann in Zukunft für Komponentenanalysen wie Lagersteifigkeiten, Feder-Dämpfer-Kennungen, Reifeneinflüsse und die Variation des Lenkungssystems genutzt werden.

LITERATURVERZEICHNIS

[AMM97] AMMON, D.: *Modellbildung und Systementwicklung in der Fahrzeugdynamik*, Habilitationsschrift, TH Karlsruhe, Teubner-Verlag Stuttgart, 1997.

[AMM04] AMMON, D.; GNADLER, R.; MÄCKLE, G.; UNRAU, H.J.: *Ermittlung der Reibwerte von Gummistollen zur genauen Parametrierung von Reifenmodellen*, ATZ 7-8/2004 Jahrgang 106, S.694-701.

[BAC96] BACHMANN, TH.: *Literaturrecherche zum Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn*, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12 Nr.286, 1996.

[BAC98] BACHMANN, TH.: *Wechselwirkungen im Prozeß aus der Reibung zwischen Reifen und Fahrbahn*, Fortschritt-Berichte VDI-Reihe 12 Nr.360, Düsseldorf, 1998.

[BAK87] BAKKER, E.; NYBORG, L.; PACEJKA, H.B.: *Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics*, SAE: Paper 870421, 1987.

[BAK89] BAKKER, E.; PACEJKA, H.B.; LIDNER, L.: *A new tire model with an application in vehicle dynamics studies*, SAE Paper, 1989.

[BAN89] BANDEL, P.; DI BERNARDO, C.: *A Test for Measuring Transient Characteristics of Tires*, Tire Science and Technology, TSTCA, Vol. 17, No. 2, April-June, 1989, S.126-137.

[BEC03] BECKMAN, M.; ANDREASSON, J.: *Wheel model library for use in vehicle dynamics studies, T*he Modelica Association; Modelica 2003, November 3-4, 2003.

[BES00] BESSELINK, I.J.M.: *Shimmy of Aircraft Main Landing Gears*, Dissertation, University of Technology Delft, Netherlands, 2000.

[BES08] BESSELINK, I.J.M.: *Advanced Vehicle Dynamics*, Lecture Notes, University of Eindhoven, Netherlands, 2008.

[BEI09] BEITELSCHMIDT, M.: *Kinematik und Kinetik von Mehrkörpersystemen*, Skript zur gleichnamigen Vorlesung, Technische Universität Dresden, Professur für Fahrzeugmodellierung und –simulation, 2009.

[BIE07] BIERMANN, J.; VON ESTORFF, O. P.S.; SCHMIDT, H.: *Computational Model to Investigate the Sound Radiation from Rolling Tires*, Tire Science and Technology, TSTCA, Vol. 35, No. 3, July – September 2007, pp. 209-225.

[BÖH53] BÖHM, F.: *Der Rollvorgang des Automobilrades*; Vortrag GAMM-Tagung 1953, GAMM-Sonderheft Bd. 43, 1953, S. 55-50.

[BÖH66] BÖHM, F.: *Zur Mechanik des Luftreifens*, Habilitationsschrift, Institut für Technische Mechanik, Technische Hochschule Stuttgart, 1966.

[BÖH98] BÖHM, F.; KNOTHE, K.: *Hochfrequenter Rollkontakt der Fahrzeugräder*, Ergebnisse aus dem gleichnamigen Sonderforschungsbereich an der Technischen Universität Berlin, DFG, Wiley-VCH, 1998.

[BÖS02] BÖSCH, P.; AMMON, D.; KLEMPAU, F.: *Reifenmodelle - Wunsch und Wirklichkeit aus der Sicht der Fahrzeugentwicklung*, 4. Darmstädter Reifenkolloquium, VDI-Fortschrittberichte, Reihe 12 Nr. 511, VDI-Verlag, Düsseldorf 2002, S.87-101.

[BRI07] BRINKMEIER, M.; NACKENHORST, U.; VOLK, H.: *A Finite Element Approach to the Transient Dynamics of Rolling Tires with Emphasis on Rolling Noise Simulation*, Tire Science and Technology, TSTCA, Vol. 35, No. 3, 2007, S. 165-182.

[BRU03] BRUNNER, H.: *Quer- und Vertikaldynamik der Kraftfahrzeuge*, Vorlesungsunterlagen, IVK-TU Dresden, SS-2003.

[BUI06] BUISSON, J.: *Michelins Ansatz für Reifentests zu Fahrdynamikanwendungen*, 15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2006, S.813-842.

[BUR93] BURCKHARDT, M.; REIMPELL, J.: *Fahrwerktechnik: Radschlupfregelsysteme - Fahrzustandserkennung und Sensorfehlertoleranz*, Würzburg: Vogel Fachbuchverlag, 1993.

[COL72] COLLINS, R.L.: *Frequency Response of Tires Using the Point Contact Theory*, Journal of Aircraft, Vol. 9, No. 6, 1972.

[EIC96] EICHLER, M.: *Ride Comfort Calculations with adaptive Tire Models*, Proceedings of the International Symposium on Avanced Vehicle Control (AVEC'96), Aachen, Juni 1996, S.927-939.

[EIN04] EINSLE, ST.: *Reifenmodelle - Simulation und Messung der Reaktionsgrößen am Reifen bei Schlagleistenüberfahrt*, Diplomarbeit, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrzeuge, TU Dresden, 2004.

[FEN98] FENNEL, H.: *Ein Konzept zur Beherrschung der Fahrdynamik*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 100 (1998) 4, S.302-308.

[FER07] FERHADBEGOVIC, B.; BRINKMANN, C.; KUTZBACH, H.D.; BÖTTINGER: *Hohenheimer Reifenmodell - ein dynamisches dreidimensionales Modell für Fahrdynamiksimulation*, Agrartechnische Forschung 13 (2007) H. 1, S.1-14.

[FIA54] FIALA, E.: *Seitenkräfte am rollenden Luftreifen,* ZVDI 1954.

[FIS02] FISCHER, G.; HEYKEN, R.; TRÄCHTLER, A.: *Aktive Gespannstabilisierung beim BMW X 5 - Eine Weiterentwicklung der Fahrdynamikregelung DSC*, ATZ 4/2002 Jahrgang 104, S.330-336.

[FRO43] FROMM, H.: *Seitenschlupf und Führungswert des rollenden Rades*; Ber. 140 Lilienthal-Ges. 1943.

[GAL04] GALLREIN A.; SCHÄFER, G.: *LMS Comfort and Durability Tire*, User Manual Version 1.0, LMS International, 2004.

[GHO08] GHOREISHY, M.H.R.: *A State of the Art Review of the Finite Element Modelling of Rolling Tyres*, Iran Polymer and Petrochemical Institute, P.O. Box: 14965-115, Tehran, Iran, 2008.

[GIE10] GIETL, F.: *Entwicklung eines Reifenmodells für die Simulation von Schwingungskomfort und Akustik,* Diplomarbeit, Institut für Festkörpermechanik, TU Dresden, 2010.

[GIP01] GIPSER, M.: *Reifenmodelle in der Fahrzeugdynamik: eine einfache Formel genügt nicht mehr, auch wenn sie magisch ist*, Tagungsband MKS-Simulation in der Automobilindustrie, Graz, 2001.

[GIP06] GIPSER, M.: *Reifensimulation mit FTire: Stand und Ausblick*, 15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2006.

[GIP08A] GIPSER, M.: *Flexible Ring Tire Model - Documentation and User's Guide*, http://ftire.com/download/ftire_model.pdf, 8. Oktober 2008.

[GIP08B] GIPSER, M.: *FTire: A Physically based Tire Model for Handling, Ride, and Durability,* Tyre Models in Vehicle Dynamics: Theory and Application, Sept. 2008, Wien.

[GIP10] GIPSER, M.: *cosin scientific software, FTire and more*, http://www.cosin.eu, Version: 10.01.2010.

[GLE01] GLEU, J.-U.: *Rolldynamik des Luftreifens mit einer Vielteilchenmethode und der Methode der Finiten Elemente*, Dissertation, Technische Univeristät Berlin, Institut für Mechnaik, 2001.

[GNA04] GNADLER, R.; UNRAU, H.-J.; FREY, M.; FERTIG, M.: *Grundsatzuntersuchungen zum Einfluss von Reifenbauform und -ausführung auf die Fahrstabilität von Kraftfahrzeugen bei extremen Fahrmanövern*, Abschlussbericht zum FAT-Forschungsvorhaben, IPEK, Universität Karlsruhe, 2004.

[GNA06] GNADLER, R.; UNRAU, H.-J.; FREY, M.: *Kraftschluss- und Verformungsverhalten von Fahrzeugreifen bei extremen Fahrmanövern*, ATZ, 10/2006, Jahrgang 108, S. 855-862.

[GUE90] GUENTHER, D. A., ET AL.: *Lateral Stiffness, Cornering Stiffness, and Relaxation Length of the Pneumatic Tire*, SAE Paper 900129, 1990.

[HAL01] HALFMANN, CH.: *Adaptive semiphysikalische Echtzeitsimulation der Kraftfahrzeugdynamik im bewegten Fahrzeug*, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 12 Nr. 467, Düsseldorf, 2001.

[HAN89] HANADA, R.; NAGUMO, T.; MASHITA, T.: *Phase Lag of Tire Cornering Force*, Tire Science and Technology, TSTCA, Vol. 17, No. 3, 1989, pp. 184-200.

[HAR09] HARTWEG, C.; HÜSEMANN, T.; BACHMANN, C.: *Einwicklung von Prüfstandstechnik zur Erfassung von verschiedenen Reifen-Fahrbahn-Reibwerten*, Tagung: Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn 2009, VDI-Berichte 2086, S.165-178.

[HAK93] HAKEN, K. L.: *Konzeption und Anwendung eines Meßfahrzeugs zur Ermittlung von Reifenkennfeldern auf öffentlichen Straßen*, Dissertation, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrzeuge der Universität Stuttgart, 1993.

[HEI02] HEIßING, B.; BRANDL, H.-J.: *Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens*, 1. Auflage, Vogel Buchverlag, Würzburg, 2002.

[HEY94] HEYDINGER, G.J.; GARROTT, W.R.; CHRSTOS, J.P.; GUENTHER, D.A.: *The Dynamic Effects of Tire Lag on Simulation Yaw Rate Predictions*, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, June 1994, Vol. 116, S.249-256.

[HIG97] HIGUCHI, A.; PACEJKA, H.B.: *The Relaxation Length Concept at Large Wheel Slip and Camber*, Tyre Models for Vehicle Dynamic Analysis, Swets&Zeitlinger B.V., Lisse, the Netherlands, 1997, S.50-64.

[HIL07] HILSCHER, C.; EINSLE, S.: *Charakterisierung des Übertragungsverhaltens von Reifen in Messung und Simulation*, VDI-Berichte Nr. 2014, Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn, Hannover, 2007, S.307-322.

[HIL09] HILSCHER, C.: *Komfortrelevante Charakterisierung des Übertragungsverhaltens von Reifen in Messung und Simulation*, Dissertation, TU Dresden, 2009.

[HIR02] HIRSCHBERG, W., RILL, G., WEINFURTER, H.: *User-Appropriate Tyre-Modelling for Vehicle, Dynamics in Standard and Limit Situations*, Vehicle System Dynamics 2002, Vol.38, No.2, S.103-125.

[HIR09] HIRSCHBERG, W.; PALČÁK, F.; RILL, G., ŠOTNÍK, J.: *Reliable Vehicle Dynamics Simulation in Spite of Uncertain Input Data*, 12th EAEC European Automotive Congress Bratislava 2009.

[HLS01] HOLST, CH. VON: *Vergleich von Reifenmodellen zur Simulation der Fahrdynamik von Traktoren*, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 14 Nr. 102, VDI-Verlag Düsseldorf 2001.

[HOG00] HOGT, R.M.M.; OOSTEN, J.J.M. VAN: *Road-scaled Magic Formula for braking performance of cars*, 3. Darmstädter Reifenkolloquium, 2000, S.125-135.

[HOL00] HOLTSCHULZE, J.: *Die dynamischen Seitenkrafteigenschaften von Reifen und ihre Auswirkungen auf das Lenkverhalten*, Haus der Technik e.V., Fahrwerktechnik, München, 6.-7. Juni 2000.

[HOL06] HOLTSCHULZE, J.: *Analyse der Reifenverformungen für eine Identifikation des Reibwerts und weiterer Betriebsgrößen zur Unterstützung von Fahrdynamikregelsystemen*, Schriftenreihe Automobiltechnik, Dissertation D82, IKA-RWTH Aachen, Juni 2006.

[HOO05] HOOGH, J. DE: *Implementing inflation pressure and velocity effects into the Magic Formula tyre model*, Master thesis, TU Eindhoven, April 2005.

[ISE06] ISERMANN, R.: *Fahrdynamik-Regelung: Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik, Vieweg Verlag, 2006.*

[JOH58] JOHNSON, K.L.: *Effect of Tangential Contact Force on a Rolling Sphere*, Journal of Applied Mechanics Vol. 25, No.3, 1953.

[KLA99] KLAAS, A.; OOSTEN, J.J.M.; SAVI, C.; UNRAU, H.-J.; BOUHET, O.; COLINOT, J. P.: *TIME Tire Measurement procedure – Eine neue Standardprüfprozedur für stationäre Reifen-Seitenkraftmessungen*, VDI-Tagung: Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn, Hannover, 1999, VDI-Berichte, Band 1494 (1999), Düsseldorf, VDI-Verlag.

[KEN09] KENDZIORRA, N.; SCHULZE, C.; WIES, B.; STEINAUER, B.; MEYER, A.; UECKERMANN*: Integrale Betrachtung der Fahrbahngriffigkeit aus Reifen/Fahrbahnsicht*, Tagung: Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn 2009, VDI-Berichte 2086, S.203-238.

[KIN08] KINDT, P.P.S. ; DESMET, W.: *Three-dimensional Ring Model for the Prediction of the Tyre Structural Dynamic Behaviour*, PROCEEDINGS OF ISMA, 2008, S.4155-4170.

[KOB04] KOBETZ, CH.: *Modellbasierte Fahrdynamikanalyse durch ein an Fahrmanövern parameteridentifiziertes querdynamisches Simulationsmodell*, Dissertation, TU Wien, Shaker Verlag, 2004.

[KÖH00] KÖHN, PH.: *Zur Fahrmechanik von Zweispurfahrzeugen mit Kurvenneigung*, Dissertation, Schriftenreihe Automobiltechnik D82, IKA, RWTH-Aachen, 2000.

[KUM67] KUMMER, H.W.; MEYER, W.E.: *Verbesserter Kraftschluß zwischen Reifen und Fahrbahn – Ergebnisse einer neuen Reibungstheorie,* ATZ 69(1967) Nr.8, S.245-251 und Nr.11, S.382-386.

[LAE86] LAERMANN, F.J.: Seitenführungsverhalten von Kraftfahrzeugreifen bei schnellen Radlaständerungen, Fortschrittberichte VDI-Reihe 12 Nr.73, VDI-Verlag, Düsseldorf, Kap. 4-6, 1986.

[LEI97] LEISTER, G.: *New Procedures for Tyre Characteristic Measurement*, Tyre Models for Vehicle Dynamic Analysis, Swets&Zeitlinger B.V., Lisse, the Netherlands, 1997, S.22-37.

[LIN91] LINES, J.A.: *The Suspension Characteristics of Agricultural Tractor Tyres*, PhD-Thesis, Silsoe College, Cranefield, 1991.

[LOE85] LOEB, J.S.: *The Measurement of Tire Static Stiffnesses and Their Relation to Relaxation Lengths*, M.Sc. thesis, The Ohio State University, Columbus, Ohio, 1985.

[LUN06] LUNZE, J.: *Regelungstechnik 1: Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen*, 5. Auflage, Springer-Verlag Berlin-Heidelberg-New York, 2006.

[LUG07] LUGNER, P.; PLÖCHL, M.: *Tire model performance test (TMPT),* International journal of vehicle system dynamics, Band 45, Verlag Taylor & Francis, 2007.

[MAN00A] MANCOSU, F.; SAVI, C.: *New Methodology for Tyre Handling Characterisation*, 3. Darmstädter Reifenkolloquium, 2000, S.147-162.

[MAN00B] MANCOSU, F.; SAVI, C.: *Vehicle Sensitivity to Tyre Characteristics both in open and closed loop Manoeuvres*, Adams Conference – Rome, November 2000.

[MAO07] MAO, Y; KARIDAS, J.; ARNDT, CH.; LAKEHAL-AYAT, M.; GRAAF, R.; HOFMANN, O.: *Beobachtung von Fahrzeugzuständen der Querdynamik mit integrierter reibwertschätzung,* ATZ 05/2007 Jahrgang 109, S.450-455.

[MAU99] MAURICE, J.P.: *Short Wavelength and Dynamic Tyre Behaviour under Lateral and Combined Slip Conditions*, PhD Thesis, Delft University of Technology, Delft, The Netherlands, 1999.

[MAU00] MAULICK, TH.: *Ein neues Verfahren zur Berechnung von Reifenkennfeldern*, Schriftenreihe des Instituts für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Univeristät Stuttgart, Band 17, 2000.

[MAS97] MASTINU, G.; GAIAZZI, S.; MONTANARDO, F.; PIROLA, D.: *A Semi-Analytical Tyre Model for Steady- and Transient-State Simulations*, Tyre Models for Vehicle Dynamic Analysis, Swets&Zeitlinger B.V., Lisse, the Netherlands, 1997, S.2-21.

[MEI08] MEIßNER, CHR.: *Verbesserung der Fahrzeugquerdynamik durch variable Antriebsmomentenverteilung*, Dissertation TU-München, Cuvillier Verlag, 2008.

[MIC05] N.N.: *Der Reifen: Haftung – was Auto und Straße verbindet*, Société de Technologie Michelin, F-Clermont-Ferrand, Deutsche Erstauflage, 2005.

[MIQ09] MIQUET, CH.; SCHICK, W.: *Which benefits result of thermal and mechanical tire model for the vehicle dynamics simulation in practical application*, 12. Tagung Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn 20.-21.10.2009, Hannover.

[MIN07] MINAKAWA, M.: Transient Handling Analysis – Focusing on Axle Side Force, Dissertation, Schriftenreihe Automobiltechnik, IKA, RWTH-Aachen, 2007.

[MIT04] Mitschke, M.; Wallentowitz, H.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, 4. Auflage, Springer Verlag, 2004.

[MIT05] MITSCHKE, M.: Das Einspurmodell von Riekert-Schunck, ATZ 11/2005 Jahrgang 107, S.1030-1031.

[MSC05] N.N.: *Using ADAMS/Tire Tire Models*, ADAMS/Tire 2005 r2 Help; MSC.Software; 2005.

[MTS03] N.N.: MTS Flat-Trac® III CT Tire Test System - For Dynamic Force and Moment Testing of Passenger Car Tires, MTS Systems Corporation, USA, 2003.

[NAC00] NACKENHORST, U.: Rollkontaktdynamik - numerische Analyse der Dynamik rollender Körper mit der Finite-Element-Methode, Habilitationsschrift, Institut für Mechanik, Helmut-Schmidt-Universität der Bundeswehr Hamburg, 2000.

[NHT01] NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION: *New Car Assessment Program; Rollover Resistance*, http://www.nhtsa.dot.gov/cars/rules/rulings /Rollover/2001Standards/RolloverResistance.htm, Docket No. NHTSA-2001-9663; Notice 2, Stand: 04.04.2008.

[NÜS02] NÜSSLE, M.: Ermittlung der Reifeneigenschaften im realen Fahrbetrieb, Dissetation, Univeristät Karlsruhe (TH), Shaker-Verlag, 2002.

[OER01] OERTEL, CH.; FANDRE A.: *Das Reifenmodellsystem RMOD-K*, ATZ 11/2001 Jahrgang 103.

[OER08] OERTEL, CH.: *Tyre Structure Dynamics Model*, Tyre Models in Vehicle Dynamics: Theory and Application, 16-17 Sept. 2008, Wien.

[OOS97] VAN OOSTEN, J.J.M. ET AL.: *TydexWorkshop: Standardisation of Data Exchange in Tyre*, Testing and Tyre Modelling. Proc. 2nd Int. Colloquium on Tyre Models for Vehicle, Dynamic Analysis, Swets&Zeitlinger, Lisse 1997.

[OOS99] OOSTEN, J.J.M. VAN; SAVI, C.; AUGUSTIN, M.; BOUHET, O.; SOMMER, J.; COLINOT, J.P.: *TIME - tire measurements forces and moments - A new standard for steady state cornering*, tyre testing, presented at EAEC, June 30-July 3, 1999.

[OOS03] OOSTEN, J.J.M. VAN; KUIPER, E.; LEISTER, G.; BODE, D.; SCHINDLER, H.; TISCHLEDER, J.; KÖHNE, S.: *A new tyre model for TIME measurement data*, Tyre Technology Expo, Hamburg, 2003.

[PAC66] PACEJKA, H.B.: *The wheel shimmy phenomenon - a theoretical and experimental investigation with particular reference to the nonlinear problem*, Doctoral Thesis, Delft University of Technology, December 1966 (Nachdruck von 1973).

[PAC93] PACEJKA, H.B.; BAKKER, E.: *The Magic Formula Tyre Model*, Taylor&Francis, 1993.

[PAC06] PACEJKA, H. B.: *Tyre and Vehicle Dynamics*, Butterworth-Heinemann, Second Edition, Oxford, 2006.

[PLE97] PLESSER, J.: *Dynamisches Verhalten von Ackerschlepperreifen in Vertikal- und Längsrichtung auf fester Fahrbahn*, Dissertation Universität Hohenheim, Fortschrittberichte VDI-Reihe 14 Nr.83, Düsseldorf, 1997.

[REI07] REIF, K.; RENNER, K.; SAEGER, M.: *Fahrzustandsschätzung auf Basis eines nichtlinearen Zweispurmodells*, ATZ 07-08/2007 Jahrgang 109, S.682-687.

[RIE40] RIECKERT, P.; SCHUNK, T.E.: *Zur Fahrmechanik des gummibereiften Kraftfahrzeugs*, Ingenieur Archiv, 11, 1940, S. 210-224.

[RIL07A] RILL, G.: *First Order Tire Dynamics*, http://homepages.fh-regensburg.de/~rig 39165/paper/First_Order_Tire_Dynamics.pdf, 30.09.07.

[Ril08] RILL, G.: *Tyre Model TM-Easy*, Tyre Models in Vehicle Dynamics: Theory and Application, 16-17 Sept. 2008, Wien.

[ROS05] ROSCHER, TH.: *Identifikation von Modellparametern an Mehrkörpersystemen am Beispiel eines Antriebsstranges*, Dissertation, TU Dresden, Fortschrittberichte VDI : Reihe 12 Nr. 605, VDI-Verlag Düsseldorf, 2005.

[Rou05] ROUGHAN, M.: *Transform Methods & Signal Processing*, Lecture Notes, The University of Adelaide, School of Mathematical Sciences, 2005.

[SCHI88] SCHIESCHKE, R.; WURSTER, U.: *IPG-TIRE – Ein flexibles, umfassendes Reifenmodell für den Einsatz in Simulationsumgebungen*, Automobilindustrie, 5:495-500, 1988.

[SCHL41] SCHLIPPE, B. VON; DIETRICH, R.: *Das Flattern eines bepneuten Rades*, Bericht 140 der Lilienthal-Gesellschaft, 1941.

[SCHL42] SCHLIPPE, B. VON; DIETRICH, R.: *Zur Mechanik des Luftreifens*, Zentrale für wissenschaftliches Berichtwesen der Luftfahrtforschung des Generalluftfahrzeugmeisters (ZBW), Berlin Adlershof, 1942.

[SCHM05] SCHMEITZ, A.J.C.; BESSELINK, I.J.M.; HOOGH, J. DE; NIJMEIJER, H.: *Extending the Magic Formula and SWIFT tyre models for infl ation pressure changes*, VDI-Berichte Nr. 1895, 2005, pp. 201-225.

[Schm09] SCHMID, A.; FÖRSCHL, S.: *Vom realen zum virtuellen Reifen - Reifenmodellparametrierung*; ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, Ausgabe 2009-03, S. 188-193.

[SCHW01] SCHWARZ, ST.: *Sensitivitätsanalyse und Optimierung bei nichtlinearem Strukturverhalten*, Dissertation, Universität Stuttgart, Institut für Baustatik, 2001.

[SCHW05] SCHWIEGER, V.: *Nicht-lineare Sensitivitätsanalyse gezeigt an Beispielen zu bewegten Objekten*, Habilitationsschrift, Verlag der Bayerischen Akademie der Wissenschaften in Kommission beim Verlag C. H. Beck, Heft Nr. 581, 2005.

[SHA75] SHARON, I.: *Untersuchungen über die Schwingungseigenschaften großvolumiger Niederdruckreifen*, Dissertation, TU-Berlin, Fortschrittbericht Agrartechnik, Nr. 3, Berlin, 1975.

[SHA86] SHARP, R.S.; JONES, C.J.: *A Generally Applicable Digital Computer Based Mathematical Model for the Generation of Shear Force by Pneumatic Tyres*, Vehicle System Dynamics, Vol.3 Nr.1, 1980.

[SMI55] SMILEY, R.F.: *Correlation, E valuation and Extension of Linearized Theories for Tire Motion and Wheel Shimmy*, NACA TN 3532 1955.

[STR77] STRACKERJAN, B.; MEIER-DÖRNBERG, K.E.: *Prüfstandsversuche und Berechnungen zur Querdynamik von Luftreifen*, Automobilindustrie (1977), Nr.4, S.17-24.

[SVE09] SVENDENIUS, J.; GÄFERT, M.; BRUZELIUS, F.; HULTÉN, J.: *Experimental Validation of the brush tire model*, Tire Science and Technology, TSTCA, Vol. 37 No.2, 2009.

[TNO02] N.N.: Delft-Tyre, Tyre models users manual, TNO Automotive, Netherlands, www.delft-tyre.com, 2002.

[TNO05A] N.N.: *MF-Tyre & MF-Swift 6.0 - User Manual 2005, T*NO Automotive, Netherlands, www.delft-tyre.com, 2005.

[TNO09] N.N.: *The TNO Tyre Test Trailer*, *T*NO Automotive, Netherlands, www.delft-tyre.com, Stand: 04.01.2009.

[UNR97] UNRAU, H.-J.; ZAMOW, J.: *TYDEX-Format - Description and Reference Manual*, TYDEX-Workshop, Karlsruhe 1997, http://www.kfzbau.uni-karlsruhe.de/de/inhalt/gruppen/kfzbau/forschung/tydex/tydexnoframe.html, 18.07.2009.

[WAG03] WAGNER, A.: *Ein Verfahren zur Vorhersage und Bewertung der Fahrerreaktion bei Seitenwind*, Dissertation, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrzeuge, Universität Stuttgart, 2003.

[WAN93] WANG, Y.Q.: *Ein Simulationsmodell zum dynamischen Schräglaufverhalten von Kraftfahrzeugreifen bei beliebigen Felgenbewegungen*, Dissertation Universität Karlsruhe (TH), Fortschritt-Berichte VDI-Reihe 12 Nr.189, Düsseldorf, 1993.

[WEB76] WEBER, R.; PERSCH, H.G.: *Frequency Response of Tires-Slip Angle Lateral Force*, SAE Paper 760030, 1976.

[WEB81] WEBER, R.: *Reifenführungskräfte bei schnellen Änderungen von Schräglauf und Schlupf*, Habilitationsschrift, Fakultät Maschinenwesen, Universität Karlsruhe (TH), 1981.

[WEI09] WEISE, TH.: *Global Optimization Algorithms - Theory and Application*, http://www.it-weise.de, Version: 2009-06-26.

[WIL69] WILLUMEIT, H.P.: *Theoretische Untersuchungen an einem Modell des Luftreifens unter Seiten- und Umfangskraft*, Dissertation, TH Berlin, 1969.

[WOH01] WOHANKA, U.: *Ermittlung von Reifenkennfeldern auf definiert angenässten Fahrbahnen*, Schriftenreihe des Instituts für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart, Band 18, 2002.

[ZAM95] ZAMOW J.: *Messung des Reifenverhaltens auf unterschiedlichen Prüfständen*, Aus: Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn, Tagung Hannover 1995, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf 1995.

[ZAN02] ZANTEN, A. VAN: *Einfluss der Reifen auf Fahrverhalten und ESP-Funktion*, 4. Darmstädter Reifenkolloquium, VDI-Fortschrittberichte, Reihe 12 Nr. 511, VDI-Verlag, Düsseldorf 2002.

[ZAC96] ZACHOW, D.: *3D Membrane Shell Model in Application of Tractor and Pkw Tyre*, Proc. Of the 2nd Int. Coll. On Tyres for Vehicle Dynamic Analysis, Berlin (Germany), Swets & Zeitlinger B.V., 1996.

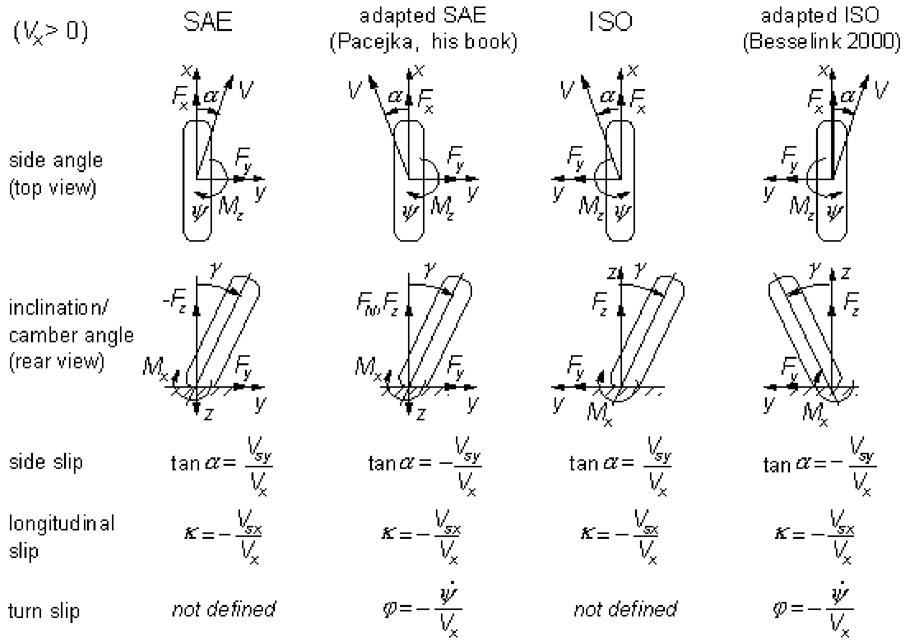
ANHANG

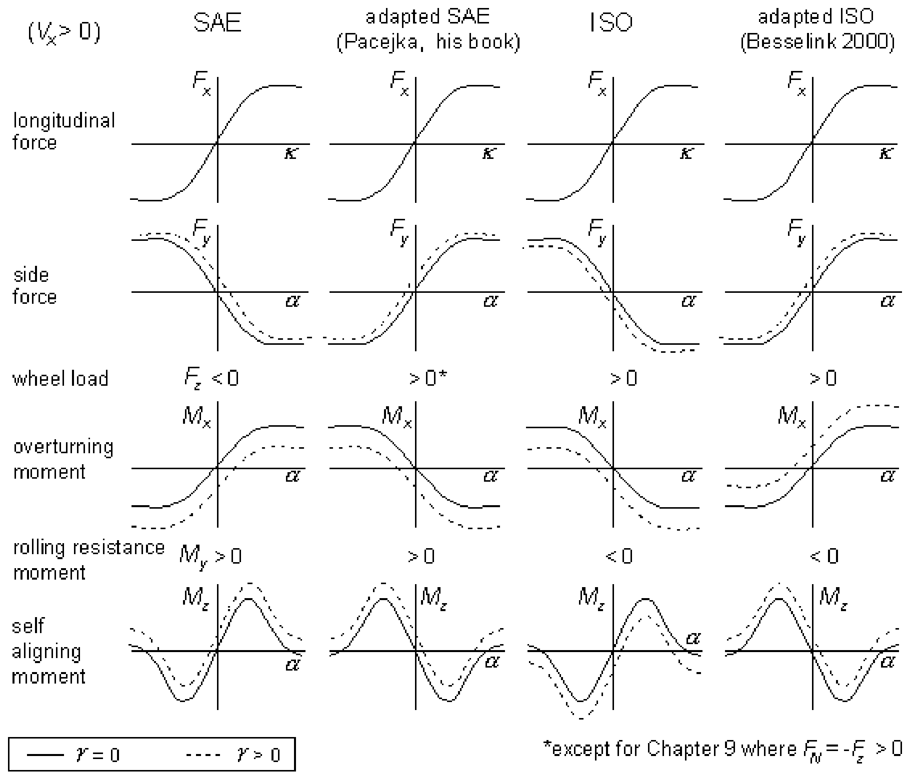
Thema

Analyse und Modellierung des Reifenübertragungsverhaltens bei transienten und extremen Fahrmanövern

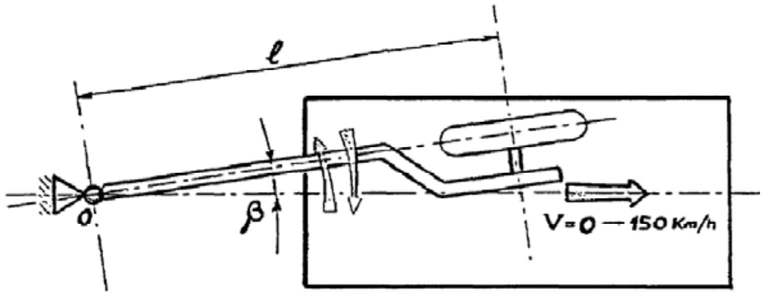
Bearbeiter
Dipl.-Ing. Stefan Einsle, M.Eng.
geb. am 15.03.1980 in Magdeburg

Anhang A.1: Vergleich der Reifenkoordinatensysteme [PAC06, Appendix 1]

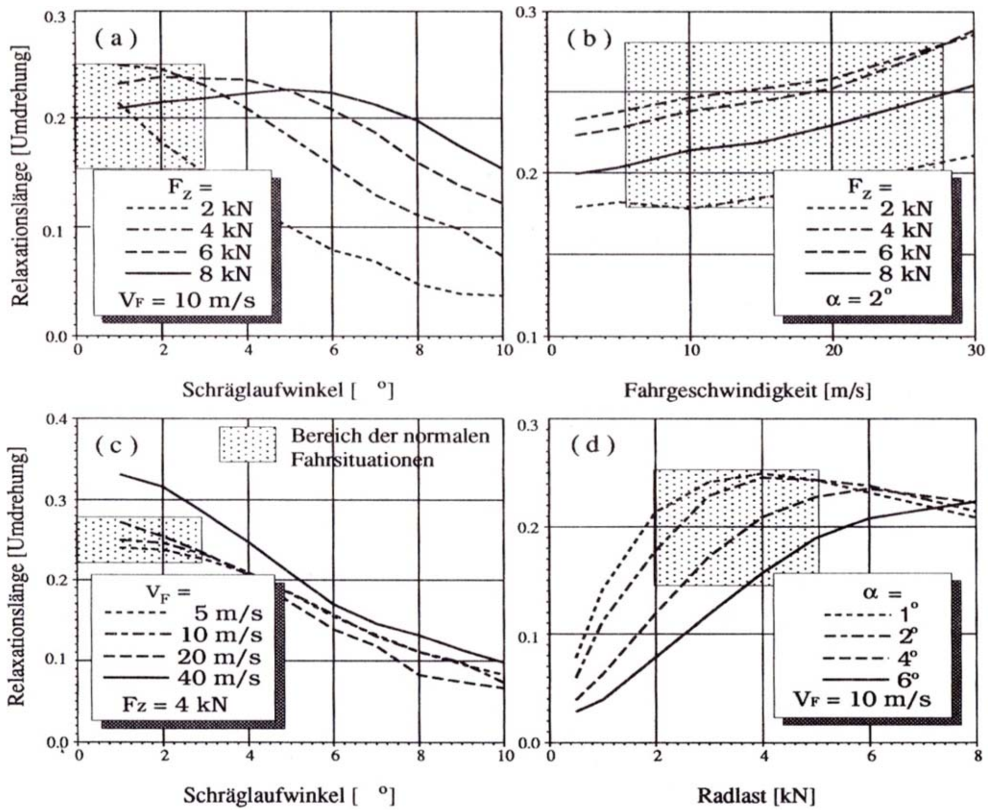




Anhang A.2: Schema eines Pendelreifenprüfstandes [BAN89, S.130]



Anhang A.3: Einflussparameter auf die Einlauflänge von DYNA-TIRE [WAN93, S.122]



Anhang A.4: Chronologische Übersicht wichtiger Fahrmanöver

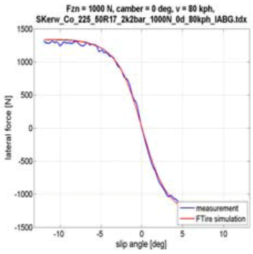
Jahr	Norm	Beschreibung
1982	ISO 4138	Road vehicles - Steady state circular test procedure
1988	ISO 7401	Road vehicles - Lateral transient response test methods
1991	ISO 8855	Road vehicles - Vehicle Dynamics road holding ability – Vocabular
1985	ISO 7975	Road vehicles - Braking in a turn - „open-loop“ test procedure
1988	ISO/TR 8725	Road vehicles - Transient „open-loop“ response test method with one period of sinusoidal input
1989	ISO/TR 8726	Road vehicles - Transient „open-loop“ response test method with pseudo-random steering input

Anhang A.5: Html-Gütereport eines Reifenmodelldatensatzes

Seitenkraftverhalten ohne Sturzwinkel (handling) - [SEITENKRAFT]

SKerw_Co_225_50R17_2k2bar_1000N_0d_80kph_IABG.tdx 22-Feb-2010 10:50:15

Güte: 91.5%

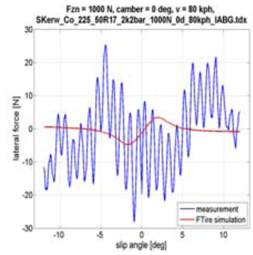


negativer Schräglaufwinkel		positiver Schräglaufwinkel	
Anstieg:	85.1%	Anstieg:	85.1%
Maximum:	94.5%	Maximum:	95.2%
Verlauf Maximum	93.3%	Verlauf Maximum	96.9%
Lage	98.4%	Lage	98.4%

Seitenkraftverhalten ohne Sturzwinkel (handling) - [RÜCKSTELLMOMENT]

SKerw_Co_225_50R17_2k2bar_1000N_0d_80kph_IABG.tdx 22-Feb-2010 10:50:18

Güte: 42.9%

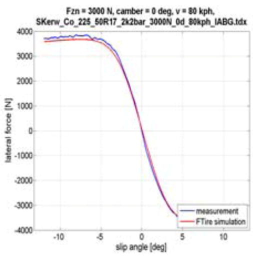


negativer Schräglaufwinkel		positiver Schräglaufwinkel	
Anstieg:	85.7%	Anstieg:	85.7%
Maximum:	0.0%	Maximum:	0.0%
Position Maximum	74.8%	Position Maximum	0.0%
Lage	19.8%	Lage	19.8%

Seitenkraftverhalten ohne Sturzwinkel (handling) - [SEITENKRAFT]

SKerw_Co_225_50R17_2k2bar_3000N_0d_80kph_IABG.tdx 22-Feb-2010 10:50:37

Güte: 89.8%

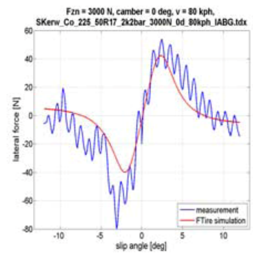


negativer Schräglaufwinkel		positiver Schräglaufwinkel	
Anstieg:	84.0%	Anstieg:	84.0%
Maximum:	94.3%	Maximum:	91.9%
Verlauf Maximum	98.5%	Verlauf Maximum	85.1%
Lage	96.4%	Lage	96.4%

Seitenkraftverhalten ohne Sturzwinkel (handling) - [RÜCKSTELLMOMENT]

SKerw_Co_225_50R17_2k2bar_3000N_0d_80kph_IABG.tdx 22-Feb-2010 10:50:41

Güte: 81.0%

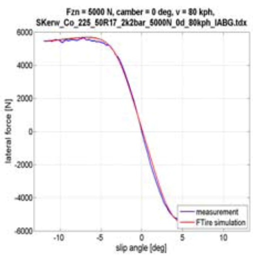


negativer Schräglaufwinkel		positiver Schräglaufwinkel	
Anstieg:	99.3%	Anstieg:	99.3%
Maximum:	14.5%	Maximum:	79.2%
Position Maximum	66.1%	Position Maximum	97.3%
Lage	99.4%	Lage	99.4%

Seitenkraftverhalten ohne Sturzwinkel (handling) - [SEITENKRAFT]

SKerw_Co_225_50R17_2k2bar_5000N_0d_80kph_IABG.tdx 22-Feb-2010 10:50:59

Güte: 90.8%



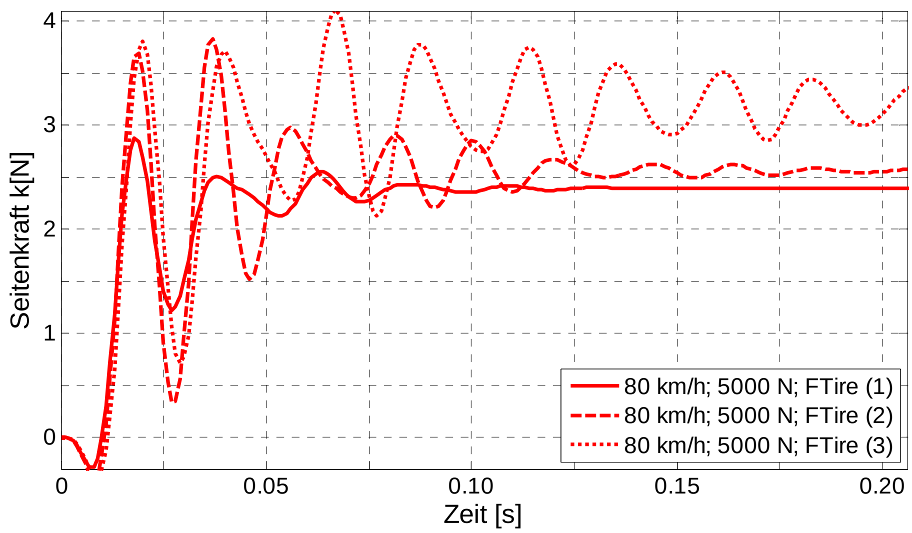
negativer Schräglaufwinkel		positiver Schräglaufwinkel	
Anstieg:	85.5%	Anstieg:	85.5%
Maximum:	98.2%	Maximum:	94.3%
Verlauf Maximum	88.1%	Verlauf Maximum	90.4%
Lage	95.6%	Lage	95.6%

Seitenkraftverhalten ohne Sturzwinkel (handling) - [RÜCKSTELLMOMENT]

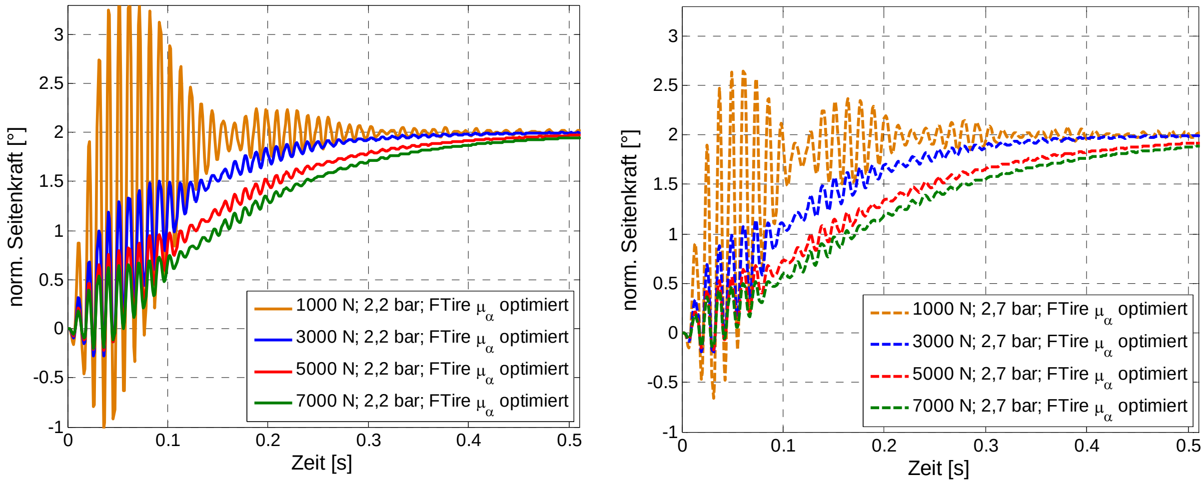
Anhang A.6: Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse eines FTire-Datensatzes beim Lenken im Stand (Parkieren)

Parameter	Veränderung von $M_{z,max}$		Veränderung von c_{tors}	
	-10%	+10%	-10%	+10%
tread_base_height	NaN	-7.2	+68.8	-10.9
belt_width	-13.0	+2.4	-20.3	+2.3
tire_long_stiffn	-9.2	+0.5	-10.6	+0.9
mu_adhesion_at_med_p	-7.5	+6.4	-0.1	+0.1
belt_lat_bend_stiffn_long_coupl	-7.2	-0.2	-9.7	-0.2
tread_depth	-7.0	NaN	-5.5	+129.5
belt_lat_bend_stiffn	-7.0	NaN	-9.6	+109.8
second_deflection	-6.8	-7.6	-9.1	-7.7
belt_torsion_stiffn	-6.7	-7.6	-9.6	-10.4
f1	+6.5	-0.0	+8.5	+0.0
stat_wheel_load_at_first_defl	-6.5	-0.5	-9.4	-1.5
mu_sliding_at_med_p	-4.1	+3.3	-0.0	+0.0
f2	-3.7	-18.0	-7.5	-15.6
tire_mass	+2.8	-7.1	+5.1	-8.0
free_mass_percentage	+2.6	-7.1	+4.8	-8.0
belt_lat_curvature_radius	-2.0	+0.4	-3.9	+0.5
first_deflection	+1.6	-11.2	+2.5	-5.7

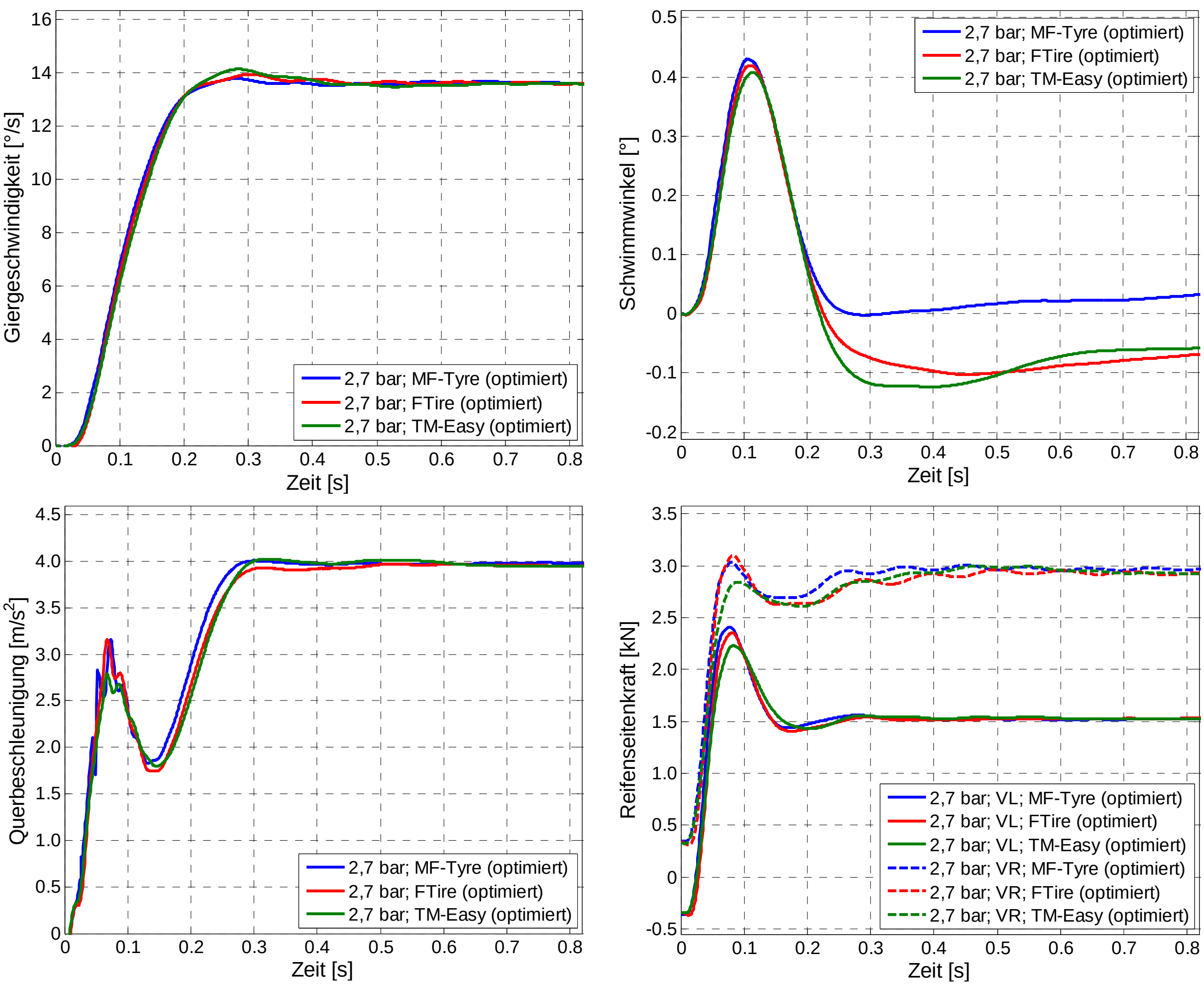
Anhang A.7: Simulierte Seitenkraftverläufe eines FTire-Datensatzes beim Schräglaufwinkelsprung am virtuellen RPS; 80 km/h



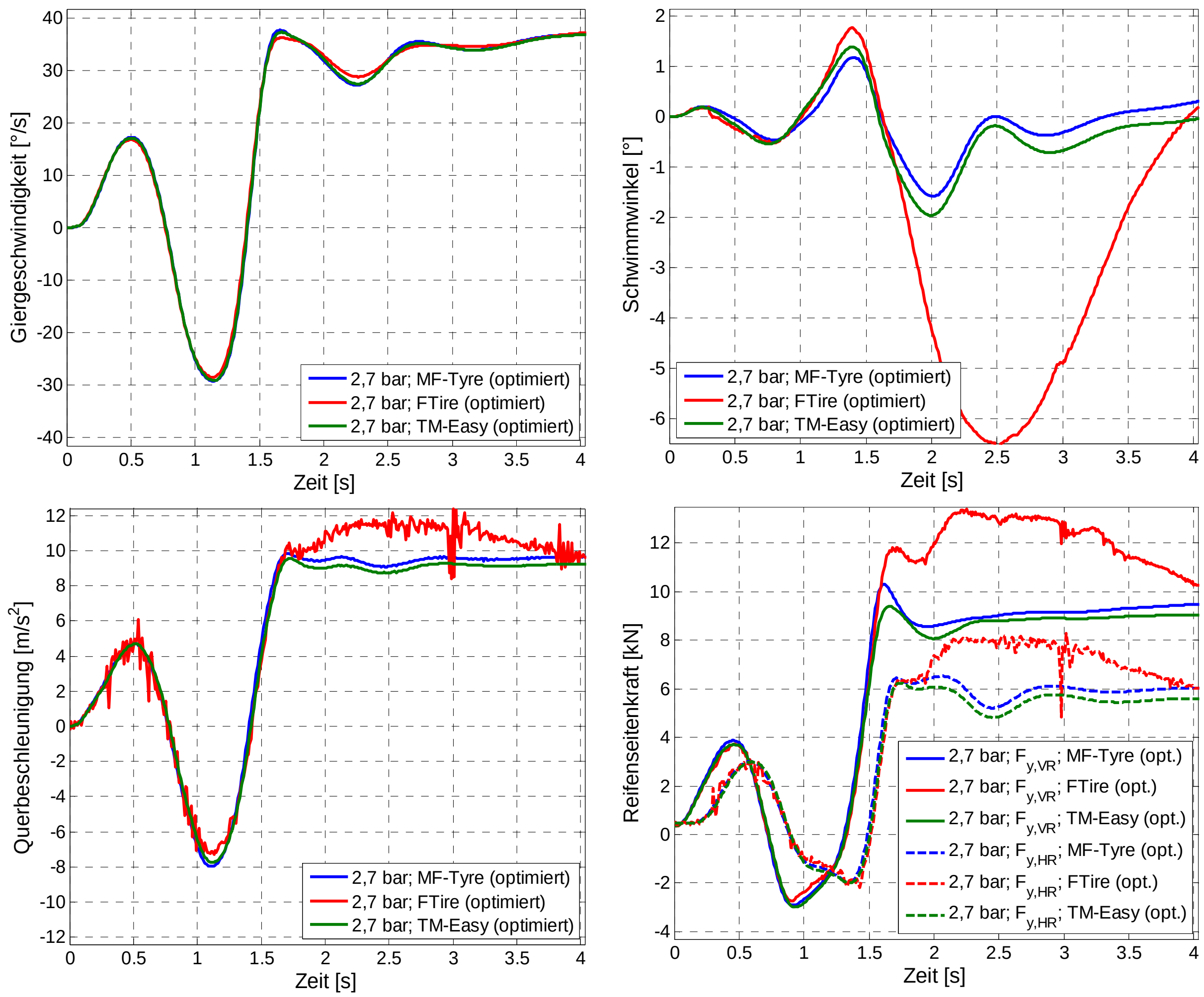
Anhang A.8: Simulierte Seitenkraftverläufe eines auf Reibbeiwert optimierten FTire-Datensatzes beim Schräglaufwinkelsprung am virtuellen RPS; 5 km/h



Anhang A.9: MKS-Gesamtfahrzeugsimulation eines Lenkwinkelsprungs mit optimierten Reifenmodelldatensätzen; 2,7 bar



Anhang A.10: MKS-Gesamtfahrzeugsimulation des Fishhook-Manövers mit optimierten Reifenmodelldatensätzen; 2,7 bar



Anhang A.11: Übersicht über ausgewählte Reifenmodelle nach BÖSCH [Bös02, S.93]

MODELL	Pacejka / Lugner / TMeasy	Brit	C-Tire	F-Tire	RMOD-K 20	RMOD-K 31
Modell	Mathematisches Modell	Bürsten- /Ringmodell	2D-Modell In-Plane	3D-Modell Out-Of-Plane	Schalenmodell	3D-Modell Out-Of-Plane
Modellansatz	Mathematischer Ansatz für stationäre Kräfte und Momente, im allg. PT1 für Dynamik	Physikalischer Ansatz für die Druckverteilung im Latsch, detailliertes stick/slip-Verhalten, starrer Gürtel	physik. Ansatz für Druckverteilung, Pacejka für stat. Kräfte, stick/slip detailliert, elastischer Gürtel	Mehrfachebenen-Modell mit endlicher Anzahl Stollen im Latsch, diskretisierter, dehnbarer Gürtel	Physikalischer Ansatz mit diskretisierter Kontaktfläche	Vier-Ring-Massenpunkt-Modell mit diskretisiertem Ansatz für Kontaktfläche und Gürtel in 4 Ebenen
Genauigkeit Handling	stationär hoch, dynamisch ausreichend	sehr hoch	wie Pacejka	sehr hoch	sehr hoch	sehr hoch
Genauigkeit Komfort	ungeeignet	Unebenheiten ≥ 50cm gut	In-plane ≥ 1cm sehr gut	Unebenheiten ≥ 1cm sehr gut	Unebenheiten ≥ 50cm gut	Unebenheiten ≥ 1cm sehr gut
Parameter	numerisch	physikalisch	physikal./numer.	physikalisch	physikal./numer.	physikal./numer.
Param.-Identifik.	In-house	Cosin / In-house	Cosin (In-house)	Cosin (In-house)	Gedas (excl.)	Gedas (excl.)
Anwendung	Fahrdynamik	Fahrdynamik, Reifendynamik, (Komfort)	Komfort (nur längs und vertikal)	Komfort	Fahrdynamik, Reifendynamik	Komfort
Frequenzbereich	< 10 Hz	< 60 ... 100 Hz	< 120 ... 150 Hz	< 150 Hz	< 100 Hz	< 180 Hz
Echtzeitfähigkeit	Ja	Ja	Nein	Nein	Nein	Nein
Echtzeitf. (1e-5)	6,19	37,73	146,69	533,12	22,37	627,78
Echtzeitf. (1e-3)	0,08	0,39	14,62	21,42	Instabil	Instabil
Segmentanzahl			64	80		200 (≤400)
Stollen pro Segm.		30	10	20	13 (≤25)	5 (≤10)
Spuren		6	1	6	21 (≤25)	3 (≤7)

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

TABELLENVERZEICHNIS