



Nr. 4

Das Pendeln und Flattern von Krafträdern

von Bernward Bayer

Ausleihexemplar
PRESSESTELLE

Institut für
Zweiradsicherheit e. V.
Bochum

ISSN 2701-522X

Forschungshefte
Zweiradsicherheit
herausgegeben
von Hubert Koch

**Forschungshefte
Zweiradsicherheit,
herausgegeben
von Hubert Koch,
Institut für
Zweiradsicherheit e. V.**

In der Reihe
„Forschungshefte
Zweiradsicherheit“
erscheinen
wissenschaftliche
Arbeiten zu Themen
aus verschiedenen
Bereichen der
Zweiradsicherheits-
forschung.
Die Reihe ist für alle
wissenschaftlichen
Disziplinen offen.
Manuskripte erbeten
an das Institut für
Zweiradsicherheit.

Die in dieser Reihe
erscheinenden
Arbeiten geben die
Meinung des Autors,
nicht in jedem Fall die
Meinung des Instituts
für Zweiradsicherheit
wieder.

Das Pendeln und Flattern von Krafrädern.

**Untersuchungen zur
Fahrdynamik von Kraft-
rädern unter besonderer
Berücksichtigung
konstruktiver Einfluß-
parameter auf die
Hochgeschwindigkeits-
geradeausstabilität.**

von Bernward Bayer

**Institut für
Zweiradsicherheit e. V.
Bochum**

**Forschungshefte
Zweiradsicherheit
herausgegeben
von Hubert Koch**

institut für
Zweiradsicherheit e.V.
Bibliothek

1. Auflage
© Institut für
Zweiradsicherheit e. V.
Bochum 1986

Druck und Verlag:
Wirtschaftsverlag NW
Verlag für neue
Wissenschaft GmbH
Postfach 101110
2850 Bremerhaven
Tel. 04 71 / 4 60 93 - 95
ISBN: 3 - 88314 - 549 - 1
ISSN: 0175 - 2626

**Die vorliegende Studie
entstand am Fachgebiet
Fahrzeugtechnik der
Technischen Hochschule
Darmstadt.**

**Fachgebietsleiter:
Prof. Dr.-Ing. Bert Breuer.**

Abstract

Die vorliegende Forschungsarbeit befaßt sich mit Problemen der Fahrdynamik von Motorrädern. Dabei wird insbesondere auf zwei Störungen der Fahrstabilität eingegangen, die als Flattern und Pendeln bekannt sind. Zur Erforschung der Pendelschwingung wurde ein spezielles Versuchskraftrad gebaut, mit welchem Einflüsse der Fahrwerkskonstruktion auf die Fahrstabilität untersucht wurden. Eine Behandlung der stationären Kreisfahrt ergänzt die Betrachtungen. Die Arbeit gibt wichtige Hinweise für die Konstruktion, Instandhaltung und Benutzung von Motorrädern im Hinblick auf möglichst hohe Fahrstabilität.

The presented study is dealing with problems of the dynamic behaviour of motorcycles. Especially two disturbances of riding stability are regarded, known as wobble and weave mode. For experimental research there was built a special test motorcycle, with which influencing factors of chassis design on weave mode were studied. The publication is completed by a description of steady-state cornering conditions. The study gives important indications to design, maintenance and use of motorcycles for best directional control.

Ce travail de recherche traite des problèmes suivants:

La tenue de route des motocycles, en s'intéressant particulièrement sur deux troubles bien connus de la stabilité: le guidonnage et le louvoisement.

Afin d'étudier le louvoisement on a construit une moto d'essai spéciale pour observer les influences de la construction du cadre sur la stabilité dans la conduite.

Ces recherches seront complétées par une étude spécifique du déplacement circulaire.

Les résultats de ces recherches donnent des conseils importants pour la construction, l'usage et l'entretien des motocycles afin d'obtenir la meilleure tenue de route possible.

Inhaltsverzeichnis

Kapitel		Seite
	<u>Vorwort</u>	I
	Formelzeichen	III
	Konstanten	V
	Vorsatzzeichen	V
	Indizes	VI
	Zusätzliche Symbole in Bildern	VIII
1.	<u>Einleitung und Zielsetzung</u>	1
2.	<u>Stand der Forschung anhand einer kurzen Literaturübersicht</u>	4
3.	<u>Grundsätzliche Problematik</u>	9
3.1	Kreiseldynamik und Stabilisierung	10
3.2	Der Regelkreis Fahrer-Fahrzeug-Umwelt	16
4.	<u>Untersuchungen zur Pendelschwingung</u>	21
4.1	Physikalische Grundlagen	21

Inhaltsverzeichnis

Kapitel		Seite
4.2	Versuche	28
4.2.1	Fahrversuchsmethodik	30
4.2.2	Meßtechnik	32
4.2.3	Auswertung	36
4.2.4	Serienkrafträder	39
4.2.4.1	Pendelstabilität von Serienkraft- rädern	49
4.2.4.2	Einfluß des Beladungszustandes	67
4.2.4.3	Einfluß des Reifenzustandes	70
4.2.5	Das Verstell-Experimentier-Kraftrad	72
4.2.5.1	Definition des Bezugszustandes zur Validierung konstruktiver Para- meter	75
4.2.5.2	Fahrwerksgeometrie	82
4.2.5.3	Masseverteilung	87
4.2.5.4	Fahrwerkssteifigkeiten	96
4.2.5.5	Reifen	101
4.2.5.6	Anbauteile	107
4.2.5.7	Fahrwerksmängel	114
4.2.5.8	Verschiedenes	119
4.2.6	Der Mensch als physikalische Systemkomponente	122
4.2.7	Bewegungsanalyse Fahrer-Fahrzeug	134
4.2.8	Betrachtungen zur Meßgenauigkeit und zur Reproduzierbarkeit der Versuche	141
5.	<u>Untersuchungen zur Flatter- schwingung</u>	143
5.1	Herleitung der kritischen Fahr- geschwindigkeit	143

Inhaltsverzeichnis

Kapitel		Seite
5.2	Leistungsbilanz	148
5.3	Elastizitätsbedingte Radführungs- resonanzen	154
5.4	Wirbelbedingte aerodynamische Resonanzen	156
5.5	Ergänzende Fahrversuche mit Parametervariationen	161
6.	<u>Analytische Überlegungen zur stationären Kreisfahrt</u>	169
6.1	Trigonometrie des schräglauflfreien Ersatzmodells	171
6.2	Modellerweiterung auf Schräglauf	185
6.3	Diskussion des Begriffes Eigen- lenkverhalten und Vorschlag zur experimentellen Bestimmung stationärer Reifeneigenschaften	190
7.	<u>Folgerungen und Nutzenanwendung</u>	193
7.1	Konstruktion und Entwicklung	193
7.2	Fahrbetrieb und Wartung	197

Inhaltsverzeichnis

Kapitel		Seite
8.	<u>Zusammenfassung und Ausblick</u>	201
	Verzeichnis der Abbildungen	203
	Verzeichnis der Tabellen	209
	Literaturverzeichnis	211

Vorwort

Die vorliegende Forschungsarbeit entstand am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Hochschule Darmstadt. Sie wurde thematisch angeregt und betreut durch den Fachgebietsleiter Herrn Prof. Dr.-Ing. Bert Breuer. Hierfür sowie für das der Arbeit stets entgegengebrachte Interesse und die wissenschaftliche Unterstützung möchte ich ihm an dieser Stelle meinen besonderen Dank aussprechen. Ebenso bedanke ich mich herzlich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Kubbat für seine ergänzenden Hinweise.

Mein Dank gilt ebenso Herrn Dr. phil. Hubert Koch, der als Leiter des Instituts für Zweiradsicherheit e.V. (IfZ) die Arbeit finanziell gefördert hat.

Weitere Dankesworte gehen an alle Mitarbeiter des Fachgebietes Fahrzeugtechnik, die durch Hilfsbereitschaft und fruchtbare Diskussionen zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben und an die Studenten, Herren E. Beck, R. Depser, M. Dölling, U. Engel, O. Egner, M. Gerstel, P. Glock, G. Haas, H. Höhne, R. Kadel, H. Kehl, C. Knoll, W. Müller, M. Rauth, R. Röhmig, G. Schlarb, H. Schneider, D. Schönfeld, D. Skura, H. Thielmann, G. Weigand, W. Wilhelmi, H.-G. Zentgraf, welche im Rahmen ihrer konstruktiven Entwürfe, Studien- und Diplomarbeiten Teilaspekte der Gesamthematik bearbeitet haben.

Dank schulde ich außerdem Herrn Dipl.-Ing. T. Zöllner, der maßgeblich am Bau des Verstell-Experimentier-Kraftrades mitgewirkt hat sowie Frau S. Weber und Herrn R. Volkmer für die grafischen Arbeiten zur Erstellung der Bilder und Diagramme, Frau E. Merten für die Tipparbeiten des Textes.

Freundlicherweise haben folgende Firmen durch Diskussionen und Unterlagen, die Überlassung von Versuchsmaterial oder die Genehmigung, ihre Versuchsstrecken zu benutzen, die Arbeiten ganz wesentlich erleichtert:

- Adam Opel AG
- BMW AG
- Brembo S.p.A.
- Continental Gummi-Werke AG
- Dunlop AG
- FAG Kugelfischer Georg Schäfer & Co.
- Ford-Werke AG
- Harley-Davidson GmbH
- Firma P. Hartenstein
- Hottinger Baldwin Meßtechnik GmbH
- Kawasaki Motoren GmbH
- Krauser Kfz.-Zubehör-Vertriebs GmbH
- KTM-Motor Fahrzeugbau KG Kronreif & Trunkenpolz
- Magura Gustav Magenwirth GmbH & Co.
- Firma Matheis & Klose
- Metzeler Kautschuk GmbH
- Mitsui Maschinen GmbH, Yamaha-Division
- Redaktion der Zeitschrift "MOTORRAD"
- Motorrad Schüller GmbH
- Nürnberger Hercules-Werke GmbH
- Suzuki Motor Handels GmbH Deutschland
- Veith Pirelli AG
- Vespa GmbH

Formelzeichen

Symbol	Einheit	Bedeutung
a	m/s ²	Beschleunigung
a	1/s	Differentialgleichungs- koeffizient
b	1/s ²	Differentialgleichungs- koeffizient
b	m	Breite
c	-	Widerstandsbeiwert
c	N/mm; N/rad	Steifigkeit
d	m	Strecke
D	-	Dämpfungsgrad
e	m	Strecke
\vec{e}	1	Einheitsvektor
f	Hz	Schwingfrequenz
F	N	Kraft
h	m	Höhe
i	m	Strecke
j	m	Strecke
k	kg/s	Dämpfungsfaktor
l	m	Länge; speziell: Radstand
\vec{L}	kgm ² /s	Drehimpuls
m	kg	Masse
M	Nm	Moment
n	-	Periodenanzahl
n	m	Nachlauf
P	W; kW	Leistung

Formelzeichen

Symbol	Einheit	Bedeutung
R	m	Radius; speziell: Kurvenradius
Re	-	Reynoldszahl
s	m	Weg
S	-	Strouhalzahl
t	s	Zeit
T	s	Periodendauer
v	m/s	Geschwindigkeit
V	km/h	Geschwindigkeit
V	cm ³	Volumen
x y z	m m m } }	Wegstrecke oder Schwing- amplitude in Achsrichtung des rechtshändigen, ortho- gonalen Koordinatensystems
α	grd	Schräglaufwinkel
β	grd	Schwimmwinkel
γ	grd	Winkel
δ	1/s	Abklingkonstante
δ	grd	Einschlagwinkel des Lenksystems
ϵ	grd	Lenkkopfneigungswinkel zur Vertikalen
η	-	Wirkungsgrad
ζ	-	logarithmisches Dekrement
θ	kgm ²	Massenträgheitsmoment

Formelzeichen

Symbol	Einheit	Bedeutung
λ	grd	Winkel
ν	m ² /s	kinematische Viskosität
τ	grd	Phasenwinkel
φ	grd	Rollwinkel, Schräglage- winkel
Ψ	grd	Gierwinkel
ω	1/s	Kreisfrequenz; Winkel- geschwindigkeit

Konstanten

Symbol	Zahlenwert	Einheit	Bedeutung
g	9,80665	m/s ²	Erdbeschleunigung
π	3,14159	-	Kreiszahl

Vorsatzzeichen

Symbol	Bedeutung
Δ	Spanne, Differenz

Indizes

Symbol	Bedeutung
B	Biegung
d	gedämpft
dyn	dynamisch
D	Druck
e	eigen
eff	effektiv
E	Erregung
f	flieh
F	Führungssystem
ges	gesamt
g	gieren
h	hinten
H	Hub
HR	Hinterrad
id	ideell
krit	kritisch
KÜ	Kraftübertragung
L	Lenk
Mot	Motor
n	normal; beliebiger Wert
q	quer

Indizes

Symbol	Bedeutung
r	Reaktion; rollen; rück
red	reduziert
res	resultierend
Res	Resonanz
rot	rotatorisch
S	Schräglauf, Seiten- führung; Schwerpunkt
t	träg
T	Torsion
W	Widerstand
y	in Koordinatenrich- tung quer
0	Ausgangswert
1/3	ein Drittel des Aus- gangswertes

Zusätzliche Symbole in Bildern

Symbol	Bedeutung
D	Durchstichpunkt Lenkachse/Fahrbahn
H	Hinterradaufstands- punkt
M	Kurvenmittelpunkt
S	Schwerpunkt
V	Vorderradaufstands- punkt
x } y } z }	Achsrichtungen des rechtshändigen, orthogonalen Koordi- natensystems

1. Einleitung und Zielsetzung

Erfreulicherweise hat die auf den Bestand bezogene Unfallrate getöteter Kraftradbenutzer in den letzten Jahren eine deutlich fallende Tendenz, Abbildung 1. Dennoch liegt das Risiko, mit einem Kraftrad schwer oder tödlich zu verunglücken, etwa eine Zehnerpotenz höher als beim Personenkraftwagen. Unter den verschiedenen Unfallursachen spielt technisches Versagen zunächst eine untergeordnete Rolle [Grandel, 1984 (60)]. Deshalb stehen Lösungsansätze auf der Seite der Fahrerausbildung, also Maßnahmen zur Verbesserung des "Regelfaktors" Mensch auf dem Kraftrad, derzeit im Vordergrund der fachbezogenen Diskussion [Koch, 1983 (93)]. Darüberhinaus wird auch versucht, den passiven Unfallschutz zu optimieren [Spörner, 1982 (181)].

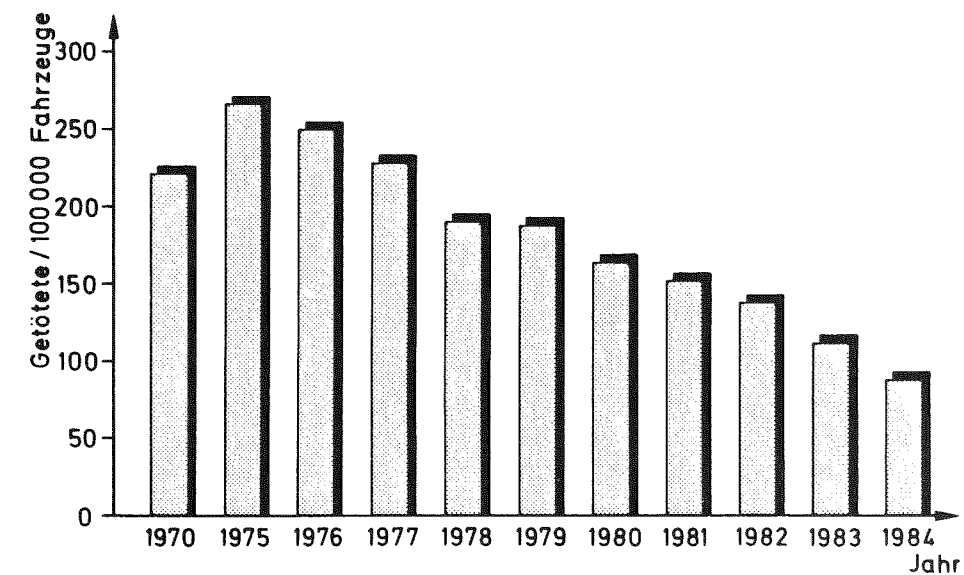


Abbildung 1: Getötetenrate bei Kraftradbenutzern
Quelle: Institut für Zweirad-
sicherheit

Analysiert man allerdings einmal eine spezielle Untergruppe der technisch bedingten, in der Verkehrsunfallstatistik in der Regel als "Alleinunfälle" eingestuft Unfälle von Benutzern motorisierter Zweiradfahrzeuge näher, so ist festzustellen, daß immer wieder, zum Teil unerkannt, Fahrinstabilitäten des Fahrzeug-Fahrer-Systems eine Rolle spielen [Bayer, 1985 (10); Schüler, 1984 (156); Brorsson, 1984 (25); Grandel, 1984 (60); Heyl, 1983 (70); Bayer, 1983 (7) und (8); Wiegner 1982 (202); Mc Kibben, 1978 (116); Roe, 1978 (148); Jennings, 1974 (76)]. Es handelt sich dabei meist um das sogenannte Hochgeschwindigkeitspendeln, eine ausgeprägte fahrdynamische Eigenschwingungsform des Kraftrades, der in dieser Arbeit relativ breiter Raum gewidmet wird, wobei insbesondere konstruktive Einflußgrößen auf die Betriebssicherheit untersucht werden.

Flankierend soll eine weitere Instabilität, das Vorderradflattern, näher beleuchtet werden. Schließlich findet auch der wichtige Betriebszustand "stationäre Kreisfahrt" Berücksichtigung, da der Definition des Eigenlenkverhaltens sowie den damit verbundenen Reifeneigenschaften auf dem Gebiet der Forschung noch nicht genügend Aufmerksamkeit geschenkt wurde.

Grundsätzlich läßt sich ein Kraftrad aus der Sicht der Technik sowohl bezüglich seiner aktiven als auch seiner passiven Sicherheit verbessern. Die im wesentlichen hier behandelte Fahrstabilität gehört zur aktiven Fahrsicherheit, **Abbildung 2.**

Es ist somit ein Anspruch der vorliegenden Arbeit, einen Beitrag zur Erhöhung der Sicherheit des motorisierten Zweirades zu leisten, indem Konstrukteuren und Benutzern gezielt konkrete Hinweise für die Auslegung und den Betrieb eines fahrstabilen Kraftrades gegeben werden. Bei konsequenter Nutzung der Ergebnisse könnte in Zukunft der durch Stabilitätsverlust gekennzeichnete Alleinunfall weitgehend vermeidbar sein.

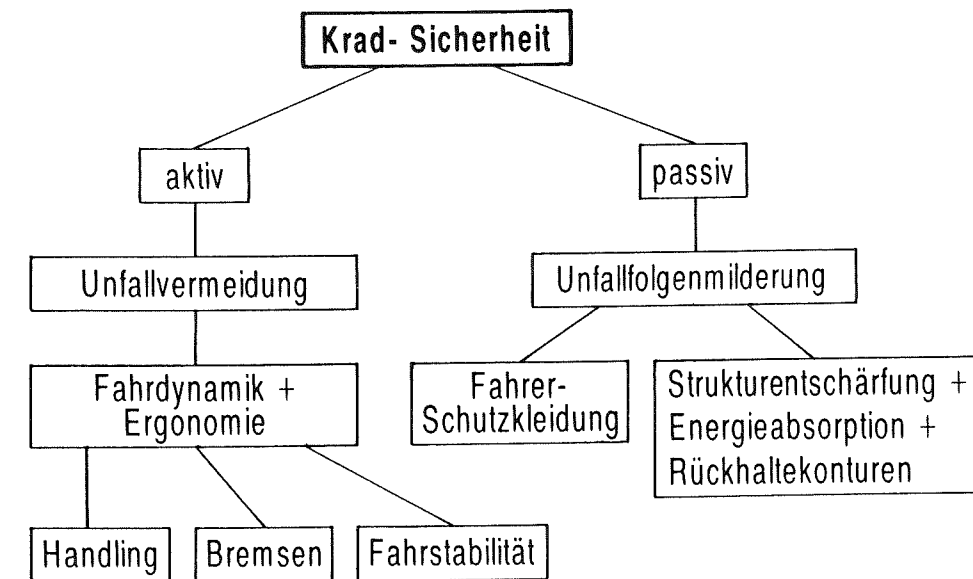


Abbildung 2: Aufteilung der sicherheitsrelevanten Größen

2. Stand der Forschung anhand einer kurzen Literaturübersicht

Bereits Sharp [Sharp, 1978 (170); Sharp, 1975/76 (166)], Verma [Verma, 1978 (191)] und Koch [Koch, 1980 (95)] sowie Segel [Segel, 1981 (160)] haben umfangreiche Literaturübersichten zum Wissensstand über die Zweiradfahrdynamik zusammengestellt, deren Inhalte die Jahre 1977/78 noch abdecken. Koch hat seine diesbezüglichen Zusammenstellungen teilweise von Eaton [Eaton, 1973 (45)] übernommen, der das bis 1972 erschienene wissenschaftliche Schrifttum würdigte.

In einer weiteren, neueren Arbeit [Koenen, 1983 (100)] wurde ebenfalls auf das erschienene Schrifttum eingegangen, und zwar bis zum Stand 1982. Im hier vorliegenden Kapitel sollen daher vorwiegend nur diejenigen Publikationen Erwähnung finden, die entweder nach dem Jahre 1982 vorgelegt wurden oder die in einem besonders wichtigen Bezug zu den drei hier behandelten Themen (Pendeln, Flattern, stationäre Kreisfahrt) stehen.

Außerdem sei darauf hingewiesen, daß es eine unveröffentlichte, bei der Bundesanstalt für Straßenwesen aber einsehbar Literaturrecherche gibt [Willumeit, 1981/82 (205)], der zahlreiche Hinweise zu entnehmen sind. Eine ebenfalls sehr umfassende Literaturliste ist schließlich im Aufsatz von Wigan [Wigan, 1979, (203)] vorzufinden, so daß sich eine Einzelaufzählung dieser Quellen hier erübrigt. Gleiches gilt für eine SAE-Bibliographie [Motorcycle Dynamics, 1978 (124)].

Erste ausführliche Arbeiten in Deutschland zur analytischen Beschreibung des Kraftrad-Stabilisierungsvorganges finden sich bei Döhring, Trzebiatowski [Döhring, 1953 (37); Döhring, 1954 (38) und (39); Trzebiatowski, 1955 (189)] und Engels [Engels, 1960 (49)]. Die Autoren stellten linearisierte Bewegungsgleichungen des Einspurfahrzeuges auf, die im wesentlichen auf Bourlet [Bourlet, 1898 (18)], Whipple [Whipple, 1898 (201)], Carvallo [Carvallo, 1901 (29)], Klein und Sommerfeld [Klein, 1910 (91)], Pearsall [Pearsall, 1922/23 (136)] und Grammel [Geiger, 1927 (55); Grammel, 1950 (59)] zurückgingen, die schon früh die Kreisgesetze auf die dynamische Stabilisierung des

Einspurfahrzeuges anwandten. Zusätzlich führten Döhring und Engels Fahrversuche mit mehreren Krafträdern im Geschwindigkeitsbereich bis maximal 120 km/h zur grundsätzlichen Überprüfung ihrer Ansätze durch. Speziell Döhring [Döhring, 1956 (40)] ging schon auf eine Form der kinetischen Instabilität, das Vorderradflattern, ein. Außerdem erkannte er, daß ein Kraftrad im Soziusbetrieb fahrstabiler ist als ein solo besetztes Fahrzeug. Engels setzte erstmals zur Lösung des Gleichungssystems, mit dem er die Zweiradstabilität beschrieb, einen Analogrechner ein, der auf relativ einfache Art und Weise Parametervariationen gestattete. Er gelangte zur Feststellung, daß das Massenträgheitsmoment des Vorderradsystems eines Kraftrades zum Vermeiden von Schwingungsausschlägen (untersucht bis zu einer Fahrgeschwindigkeit von 90 km/h) so groß wie möglich sein sollte.

Koch [Koch, 1980 (95)] formulierte ebenfalls ein rechnerisches Ersatzmodell, das auf den Arbeiten von Sharp [Sharp, 1971 (162)] und Eaton [Eaton, 1973 (45)] basierte. Darin fanden auch Terme der Reifenmechanik, der Strukturelastizitäten, der Aerodynamik sowie des Fahrerregelverhaltens Berücksichtigung [Chenchanna, 1976 (31); Willumeit, 1976 (204); Koch 1977 (94); Chenchanna, 1979 (32); Koch, 1980 (95) und (96)]. Die linearisierten Differentialgleichungen wurden als Eigenwertproblem exemplarisch für ein bestimmtes Kraftrad auf einer digitalen Rechenanlage gelöst und mit Fahrversuchen verglichen, worin im Hochgeschwindigkeitsbereich eine recht gute Übereinstimmung festzustellen war. Koch widmete eine zusätzliche, spezielle rechnerische Abhandlung dem Vorderradflattern, worin er auch Aufbaufederungseffekte einbezog.

Außerdem führte er Rollenprüfstandsversuche mit dem Gesamtfahrzeug durch, um die Möglichkeit der experimentellen Flatter- und Pendeluntersuchungen auf diese Weise abzuklären, nachdem schon Anfang der sechziger Jahre Ergebnisse von Flatterversuchen auf einem Bandprüfstand von einem japanischen Forscherteam [Kageyama, 1962 (80)] publiziert wurden und die Aussage gemacht wurde, daß für ausreichende Flatterstabilität das Massenträgheitsmoment um die Lenkachse so klein wie möglich sein sollte. Bei Koch stellte sich heraus, daß es durchaus zu ähnlichen, wenngleich nicht identischen Ergebnissen zwischen Prüfstands- und

Fahrversuch hinsichtlich Eigenfrequenz und Dämpfung der Pendelbewegung kommt; bestehende Unterschiede dürften unter anderem aus der gewählten speziellen Prüfstandskonfiguration herrühren. Flatterschwingungen waren auf dem Rollenprüfstand von Koch jedoch nicht feststellbar, obwohl sie bei Straßenfahrt mit dem betrachteten Kraftrad auftraten.

Weiterhin ergänzte Koch seine Ausführungen durch die Herleitung eines die Handling-Eigenschaften objektiv und reproduzierbar beschreibenden Wertes sowie durch Abhandlungen zur stationären Kreisfahrt.

Auf die schon erwähnte Arbeit Sharps [Sharp, 1971 (162)], die Koch als eine Grundlage für seine physikalisch-mathematischen Ersatzmodellformulierungen heranzog, geht im übrigen die klare, heute noch gültige Trennung und Definition der früher häufig verwechselten drei relevanten Eigenbewegungsformen des Kraftrad-Fahrer-Systems zurück. Es sind dies das Vorderradflattern ("wobble mode", bedeutend unterhalb 100 km/h; schwingend), das Pendeln des Gesamtfahrzeuges ("weave mode", bedeutend oberhalb 100 km/h; schwingend) und die Kipptendenz ("capsize mode", einspurbedingt systemimmanent; quasistatisch, aperiodisch).

Alschweig und Bönsch [Alschweig, 1980 (1); Bönsch, 1981 (15); Bönsch, 1985 (16)] beschrieben einen mehraxialen Hydropulsprüfstand für Betriebsfestigkeitsuntersuchungen und schlugen vor, diesen auch für fahrdynamische Messungen einzusetzen. Es muß jedoch angezweifelt werden, daß mit solch einem Aufbau - bei nicht rotierenden Laufrädern - tatsächlich eine wirklichkeitsgetreue Abbildung der Fahrdynamik im Labor möglich ist. Ergebnisse wurden nicht mitgeteilt.

Koenen [Koenen, 1983 (100)] widmete sich in seinen Darstellungen ganz der theoretisch-rechnerischen Untersuchung der Kraftradfahrdynamik unter spezieller Einbeziehung der Kurvenfahrt bei Hochgeschwindigkeit und den dabei auftretenden Schwingungserscheinungen. Auch er bezog Systemelastizitäten, Reifeneigenschaften, Fahrereinflüsse und aerodynamische Gesichtspunkte sowie zusätzlich die Aufbaufederung in seine Modellformulierung mit ein. Die Lösung basierte - wie bei Koch [Koch, 1980 (95)] - auf einer Eigenwertbehandlung des

mathematischen Problems. Es zeigte sich, daß auch Nickschwingungen der gefederten Massen die Fahrstabilität in Kurven beeinträchtigen können, da sich Rückkoppelungen mit der Pendelbewegung einstellen [Koenen, 1980 (97); Koenen, 1981 (98) und (99)].

Hackenberg [Hackenberg, 1986 (64); Hackenberg, 1985 (63); Hackenberg, 1983 (62); Hackenberg, 1982 (61)] legte Arbeiten vor, die sowohl analytischen als auch versuchstechnischen Inhalts sind. Auf der Grundlage der von Weir [Weir, 1979 (199); Weir, 1978 (197)] angegebenen Gleichgewichtsbeziehungen wurde ein Rechenmodell der digitalen Simulation erstellt, wobei Reifeneigenschaften, Fahrwerkselastizitäten, Federungs/Dämpfungseigenschaften der Radaufhängungen, das physikalische Fahrerverhalten sowie Unwuchterregungen und Radialschlag der Laufräder und weiterhin fahrbahnebenheitsbedingte Lenkmomente berücksichtigt wurden.

Parallel dazu sind Fahrversuche mit mehreren Krafträdern beschrieben. Dazu wurde im wesentlichen ein als closed-loop-Verfahren definierter Testmodus angewandt, welchem die Fahrzeuge unterzogen wurden. Es handelte sich dabei um Random-Versuche, also Zufallserregungen des Fahrer-Fahrzeug-Systems aufgrund stochastisch auftretender Bodenunebenheiten. Hierzu wurden über längere Laufzeiten (entsprechend einigen Kilometern Fahrstrecke) typische Meßsignale aufgezeichnet und anschließend als statistische Leistungsdichteverteilungen ausgewertet, wobei sich die verschiedenen Eigenschwingungsformen, speziell Flattern und Pendeln, deutlich erkennen und beschreiben ließen. Versuchs-Parametervariationen ließen erkennen, daß eine Erhöhung des Massenträgheitsmomentes um die Lenkachse - entgegen der Ansicht von Engels [Engels, 1960 (49)] - auf die Pendelstabilität stark destabilisierend wirkt. Zusätzlich wurden zur Dokumentation der Fahrerbeanspruchung in pendelkritischen Situationen Pulsfrequenzmessungen an den Fahrzeugführern im öffentlichen Verkehr vorgenommen.

Prem [Prem, 1983 (137); Prem, 1985 (138)] befaßte sich vorwiegend mit den Fahrerfähigkeiten bezüglich des Brems- und Handlingverhaltens in Abhängigkeit von der vorhandenen Fahrpraxis und stellte die kybernetische Aufgabe des Menschen zur Kurshaltung in einem Regelkreis des Systems Fahrer-

Fahrzeug-Umwelt dar. Dazu unternahm er Vergleiche mit dem vom Weir [Weir, 1978 (197); Weir, 1973 (196); Weir, 1972 (195)] vorgeschlagenen regelungstechnischen Ersatzmodell. Prem wies experimentell nach, daß geübte Kraftradfahrer in der Lage sind, unabhängig voneinander Lenk- und Oberkörperneigungseingaben in das Fahrzeug einzuspeisen, während bei Anfängern eine Abhängigkeit beider Größen untereinander zur Regelung des Fahrzeugkurses besteht.

Weiterführende Literaturhinweise werden in der vorliegenden Arbeit in den einzelnen Kapiteln gegeben, soweit sie den dort behandelten Stoff betreffen.

3. Grundsätzliche Problematik

Wie aus der prinzipiellen Beschreibung des Stabilisierungsvorganges (Kapitel 3.1) erkenntlich wird, sind beim einspurigen Zweiradfahrzeug Längs- und Querdynamik miteinander verflochten. Mühlfeld [Mühlfeld, 1949 (125)] schrieb zur Kraftradproblematik: "Dabei zeigte sich eindeutig, daß es beim Kraftrad kein einzelnes Problem gibt, was für sich behandelt werden kann, daß vielmehr alle mehr oder weniger miteinander verknüpft sind."

Einen Überblick über die Vielfalt möglicher fahrdynamischer Verknüpfungen gibt **Abbildung 3**.

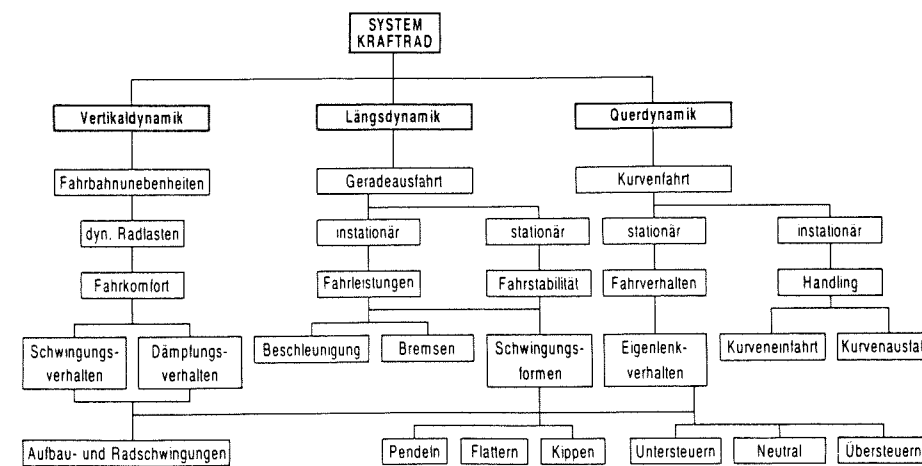


Abbildung 3: Fahrdynamische Verflechtungen beim Kraftrad

Darin findet sich beispielsweise wieder, daß auch vertikale Aufbauschwingungen eine Interaktion mit der Fahrstabilität haben können [Koenen, 1983 (100); Sharp, 1976 (167); Weir, 1979 (198)] und daß es zwischen instationären Fahrmanövern und der Fahrstabilität Verbindungen gibt [Sharp, 1976 (168)]. In der hier vorliegenden Arbeit soll vornehmlich das im Fahrbetrieb bisweilen störende oder sogar gefährliche Problem "Pendeln" aufgegriffen und vertieft behandelt werden, wozu vorwiegend experimentelle Untersuchungen durchgeführt wurden, da selbst hochentwickelte Rechenmodelle

mit bis zu 36 Einzelfreiheitsgraden Fahrversuche nicht ersetzen können [Heyl, 1984 (71); Heyl, 1983 (70)]. Flankierend werden auch Aspekte zum Flattern sowie der stationären Kreisfahrt (Eigenlenkverhalten, Reifeneigenschaften) erörtert. Die Einzelfragen werden dabei - soweit dies eben möglich erscheint - getrennt voneinander behandelt; auf ihre Verflechtungen wird an geeigneter Stelle jeweils hingewiesen.

3.1 Kreiseldynamik und Stabilisierung

Bedingt durch die Tatsache, daß ein Kraftrad ein einspuriges Zweiradfahrzeug ist, gestaltet sich der Stabilisierungsvorgang wesentlich komplexer als beim kippstabilen Kraftwagen. Erst durch die Kreiselmechanik ist in weiten Geschwindigkeitsbereichen ein "stabiles" Fahren möglich [Breuer, 1985 (23); Heyl, 1983 (70); Pacherneegg, 1982 (135); Mühlfeld, 1951 (126); Grammel, 1950 (59)].

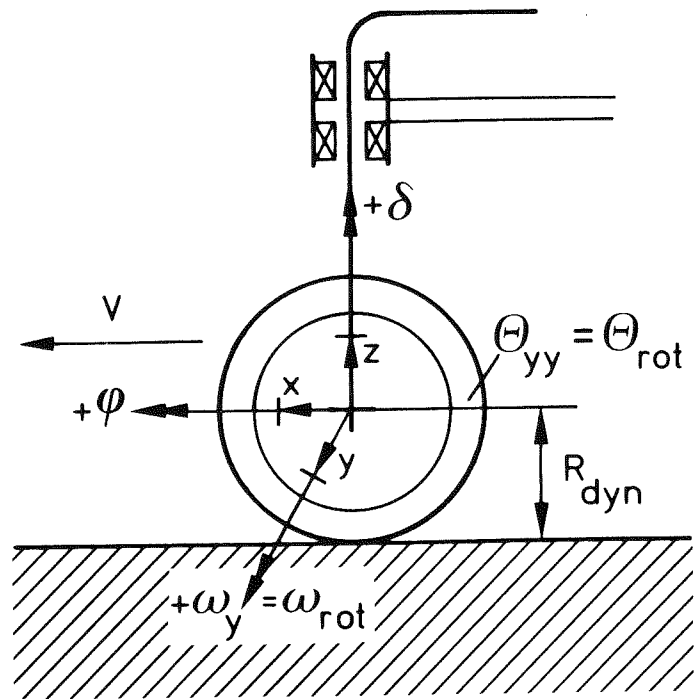


Abbildung 4: Vereinfachtes Kreiselmotorsmodell des Kraftrad-Lenkensystems

Abbildung 4 zeigt ein vereinfachtes Kraftradvorderradsystem als Einrad-Kreiselmotorsmodell, wobei das rotierende Vorderrad den Kreisel darstellt. Es läßt sich zeigen, daß bereits mit einem Einrad-Fahrrad in der Praxis eine Fortbewegung möglich ist [Huston, 1984 (74)]. Hier soll eine grundsätzliche theoretische Betrachtung erfolgen.

Es gilt die dynamische Eulergleichung:

$$\vec{M}_r = \frac{d\vec{L}}{dt} = \left(\frac{d\vec{L}}{dt} \right)_F + \vec{\omega}_F \times \vec{L} \quad (1)$$

Es ergibt sich, da keine Dralländerung bezüglich der Führungskordinaten vorliegt:

$$\left(\frac{d\vec{L}}{dt} \right)_F = 0 \quad (2)$$

Für einen Lenkausschlag in Fahrtrichtung nach links gilt bezüglich der Führungswinkelgeschwindigkeit:

$$\vec{\omega}_F = \begin{pmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{pmatrix}_F = \begin{pmatrix} 0 \\ \delta \\ 0 \end{pmatrix} \quad (3)$$

Weiterhin gilt:

$$\vec{L} = \vec{\omega}_{res} \cdot \theta \quad (4)$$

Ausgeschrieben lautet dies [Beitz, 1981 (11)]:

$$\vec{L} = \begin{pmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{pmatrix}_{\text{res}} \cdot \begin{pmatrix} \theta_{xx} & -\theta_{xy} & -\theta_{xz} \\ -\theta_{yx} & \theta_{yy} & -\theta_{yz} \\ -\theta_{zx} & -\theta_{zy} & \theta_{zz} \end{pmatrix} \quad (5)$$

Bei dem gewählten fahrzeugfesten Achsensystem handelt es sich um ein Hauptachsensystem. Das heißt, alle Terme im Trägheitstensor außerhalb der Hauptdiagonalen müssen verschwinden (Deviationsmomente gleich Null):

$$\theta = \begin{pmatrix} \theta_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & \theta_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & \theta_{zz} \end{pmatrix} \quad (6)$$

Für die resultierende Winkelgeschwindigkeit ergibt sich:

$$\vec{\omega}_{\text{res}} = \begin{pmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{pmatrix}_{\text{res}} = \begin{pmatrix} 0 \\ \dot{\delta} \cdot y \\ 0 \end{pmatrix} \quad (7)$$

Es läßt sich für die betrachtete konstante Fahrgeschwindigkeit schreiben:

$$v = \omega_y \cdot R_{\text{dyn}} \quad (8)$$

Das liefert:

$$\omega_y = \frac{v}{R_{\text{dyn}}} \quad (9)$$

Setzt man (9) in (7) ein, so ergibt das:

$$\vec{\omega}_{\text{res}} = \begin{pmatrix} 0 \\ v/R_{\text{dyn}} \\ \dot{\delta} \end{pmatrix} \quad (10)$$

Mit (10) und (6) wird aus (5):

$$\vec{L} = \begin{pmatrix} 0 \\ v/R_{\text{dyn}} \\ \dot{\delta} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \theta_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & \theta_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & \theta_{zz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ \theta_{yy} \cdot v/R_{\text{dyn}} \\ \theta_{zz} \cdot \dot{\delta} \end{pmatrix} \quad (11)$$

Nun wird mit (2), (3) und (11) aus (1):

$$\vec{M}_r = 0 + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\delta} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 0 \\ \theta_{yy} \cdot v/R_{\text{dyn}} \\ \theta_{zz} \cdot \dot{\delta} \end{pmatrix} \quad (12)$$

Das Vektorprodukt liefert:

$$\vec{M}_r = \begin{vmatrix} \vec{e}_x & \vec{e}_y & \vec{e}_z \\ 0 & 0 & \dot{\delta} \\ 0 & \theta_{yy} \cdot v/R_{\text{dyn}} & \theta_{zz} \cdot \dot{\delta} \end{vmatrix} = -\dot{\delta} \cdot \theta_{yy} \cdot \frac{v}{R_{\text{dyn}}} \cdot \vec{e}_x \quad (13)$$

Das ist dasjenige Moment, das zum Beispiel in Auflagern als Reaktion auf die Kreiselwirkung entsteht, wenn man die Radrotationsachse (y-Achse) gegen Kippen (Rollbewegung um x-Achse) fesseln wollte. Das bedeutet, daß das auf das freie, ungefesselte Kreiselssystem wirkende Moment das umgekehrte Vorzeichen hat:

$$\vec{M} = -\vec{M}_r \quad (14)$$

$$\underline{\vec{M}} = \dot{\delta} \cdot \theta_{yy} \cdot \frac{v}{R_{\text{dyn}}} \cdot \vec{e}_x \quad (15)$$

Anschaulich heißt das, daß eine in das Lenksystem eines Kraftrades induzierte Lenkbewegung nach links ein Kippen des Fahrzeuges nach rechts (und Lenken nach rechts Kippen nach links) bewirkt.

Weiterhin soll nun ein aufgezwungener Kippwinkel nach rechts behandelt werden.

Es ist dann:

$$\vec{\omega}_F = \begin{pmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{pmatrix}_F = \begin{pmatrix} \dot{\varphi} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (16)$$

Die resultierende Winkelgeschwindigkeit lautet:

$$\vec{\omega}_{\text{res}} = \begin{pmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{pmatrix}_{\text{res}} = \begin{pmatrix} \dot{\varphi} \\ \omega_y \\ 0 \end{pmatrix} \quad (17)$$

Mit (9) folgt:

$$\vec{\omega}_{\text{res}} = \begin{pmatrix} \dot{\varphi} \\ v/R_{\text{dyn}} \\ 0 \end{pmatrix} \quad (18)$$

Mit (18) und (6) wird aus (5):

$$\vec{\Gamma} = \begin{pmatrix} \dot{\varphi} \\ v/R_{\text{dyn}} \\ 0 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \theta_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & \theta_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & \theta_{zz} \end{pmatrix} \quad (19)$$

Also wird mittels (2), (16) sowie (19) aus (1):

$$\vec{M}_r = 0 + \begin{pmatrix} \dot{\varphi} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \theta_{xx} & \dot{\varphi} \\ \theta_{yy} & v/R_{\text{dyn}} \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (20)$$

Das Vektorprodukt ergibt:

$$\vec{M}_r = \begin{vmatrix} \vec{e}_x & \vec{e}_y & \vec{e}_z \\ \dot{\varphi} & 0 & 0 \\ \theta_{xx} & \theta_{yy} & v/R_{\text{dyn}} \end{vmatrix} = \dot{\varphi} \cdot \theta_{yy} \cdot \frac{v}{R_{\text{dyn}}} \cdot \vec{e}_z \quad (21)$$

Auch hier muß in Gleichung (21) das Vorzeichen umgekehrt werden, um die freie Kreiselwirkung und nicht deren mögliche Auflagerreaktion zu erhalten.

Mit (4) lautet das Ergebnis also nun:

$$\underline{\vec{M}} = -\dot{\varphi} \cdot \theta_{yy} \cdot \frac{v}{R_{\text{dyn}}} \cdot \vec{e}_z \quad (22)$$

Das bedeutet, daß eine Rollbewegung nach rechts eine Lenkreaktion nach rechts hervorruft. Umgekehrt bewirkt natürlich ein Kippen nach links auch Lenken nach links.

Mit diesen Erkenntnissen ist nun im wesentlichen der Zweirad-Stabilisierungsvorgang zu beschreiben:

Kippt ein Kraftrad aufgrund einer geringfügigen Störung seines labilen Gleichgewichtszustandes nach rechts (zum Beispiel durch eine Seitenwindbö), dann schlägt durch den Kreiselmechanismus das Vorderrad ebenfalls nach rechts ein. Das Fahrzeug beginnt, kurzzeitig einen Rechtsbogen zu befahren. Dabei baut sich eine nach links wirkende Flieh-

kraft auf. Diese sowie der Lenkvorgang nach rechts, welcher seinerseits eine Kreiselwirkung hervorruft, die das Fahrzeug nach links zu neigen versucht, richten das Kraftrad wieder auf. Dabei schwingt es über die neutrale Mittellage hinaus und es beginnt ein Kippvorgang nach links (mit umgekehrten Vorzeichen).

Bei relativ langsamer Fahrgeschwindigkeit verläuft dieser Selbststabilisierungsmechanismus sehr niederfrequent, er wird von regelnden Lenk- und Neigungseingriffen des Fahrers überlagert, ohne die das Fahrzeug wegen der bei niedriger Geschwindigkeit geringen Kreiselmomente vollständig umkippen würde. Bei höherer Geschwindigkeit ist das System eigenstabil, jedoch können oszillierende Störungen in Form des Vorderradflatterns sowie des Pendelns entstehen. Dabei ist das Pendeln als "entarteter" Selbststabilisierungsprozeß zu deuten, bei dem es zu nennenswerten Roll-, Lenk- und Gieramplituden kommt.

3.2 Der Regelkreis Fahrer-Fahrzeug-Umwelt

Während ein mehrspuriges Kraftfahrzeug auch ohne Fahrer kippstabil ist, stellt beim Zweirad der Fahrer einen aktiven, integralen Systembestandteil dar. Mit den regelungstechnischen Aufgaben des Zweiradfahrers haben sich bereits etliche Autoren befaßt. So wurden von Van Lunteren [Van Lunteren, 1973 (190)] ein Fahrradsimulator entwickelt und dafür ein regelungstechnisches Modell angegeben. Auch Hackenberg [Hackenberg, 1983 (63)] ging in seiner Arbeit auf ein Regelungsmodell ein, das er von Weir [Weir, 1978 (197); Weir, 1973 (196); Weir, 1972 (195)] übernommen hat, auf welches Prem [Prem, 1985 (138); Prem, 1983 (137)] und Eaton [Eaton, 1973 (45)] ebenfalls vergleichend Bezug nahmen.

Rice [Rice, 1976 (142)] sowie Schwarz [Schwarz, 1980 (157)] benutzten ein Modell, das dem von Weir angegebenen ähnlich ist. Schwarz untersuchte sogar heckgelenkte, frontgetriebene Krafträder. Eaton [Eaton, 1973 (45)] stellte im Experiment gefundene Übertragungsfunktionen für die Rollstabilisierung durch den Fahrer auf. Aoki [Aoki, 1980 (3)] gab ein closed-loop System an und stellte fest, daß

der Fahrer eines Kraftrades einerseits regelungstechnische Aufgaben wahrzunehmen hat - wobei Lenkmomenteingaben über Oberkörperneigungseingaben als Input deutlich dominieren -, andererseits aber auch mit seiner Masse einen beträchtlichen Anteil an den physikalischen Eigenschaften des Systems (zum Beispiel Trägheitsmomente und Masseverteilung) hat. Auch dies beeinflusst das Fahrverhalten, wie auch Bönsch feststellte [Bönsch, 1980 (14)]. Auf die physikalischen Fahrereigenschaften wird in Kapitel 4.2.6 hinsichtlich der Pendelschwingungsbeeinflussung noch näher eingegangen. Festzuhalten ist, daß bei einer regelungstechnischen Modellformulierung alle Autoren den Freiheitsgrad "Schräglage" entsprechend berücksichtigt haben.

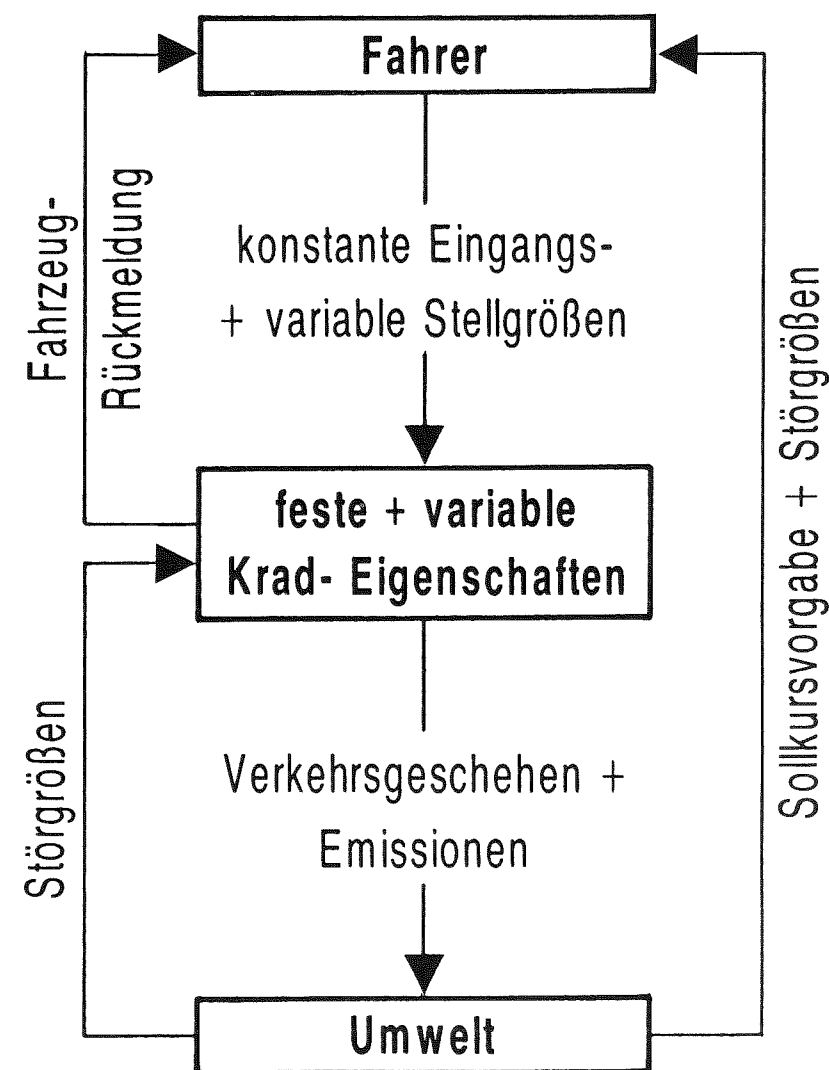


Abbildung 5: Einfacher allgemeingültiger Regelkreis für Kraftfahrzeuge

Da dem Fahrer eines Kraftrades beim Führen seines Fahrzeuges komplexere Aufgaben zukommen als dem Lenker eines Personenkraftwagens - es handelt sich um das Bewältigen dreidimensionaler Bewegungsvorgänge, die teilweise denen der Flugmechanik ähnlich sind -, soll in dieser Arbeit diesem Problem ebenfalls einige Aufmerksamkeit gewidmet werden. **Abbildung 5** zeigt ein für alle Kraftfahrzeuge gültiges regelungstechnisches Schema, welches zunächst noch keine zweiradspezifischen Gegebenheiten erkennen läßt.

Behandelt man die regelungstechnischen Aufgaben des Menschen im Kraftfahrzeug nach Heißing [Heißing, 1980 (68); Kuhlmann, 1984 (108)] und wendet sie auf das Kraftrad an (**Abbildung 6**), so ist zu erkennen, daß wegen der ausgeprägter als beim Automobil [Rüter, 1976 (151)] vorhandenen Verknüpfung quer- und längsdynamischer Vorgänge (Abbildung 3) auch noch auf der Ebene der Kursregelung zur Kompensation einer Sollkursabweichung antizipatorische Leistungen nötig sind. Dies resultiert aus dem Umstand, daß bei einer gewünschten Kursänderung durch die bereits dargelegten Gesetzmäßigkeiten der Kreiselmechanik beispielsweise eine Kurskorrektur nach links zuerst ein Lenkmoment nach rechts vom Fahrer verlangt.

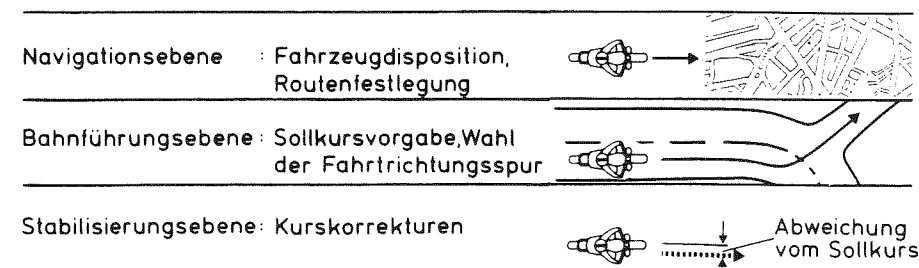


Abbildung 6: 3-Ebenen-Darstellung der Führungsaufgaben beim Kraftradfahren

Es ist nicht zwangsläufig zu unterstellen, daß selbst einem routinierten Kraftradfahrer diese Zusammenhänge derart bewußt sind, daß er in einer Notsituation (Ausweichen vor einem Hindernis) tatsächlich richtig "antizyklisch" lenkt. Da es nicht möglich ist, an der Umgebungsluft Reaktionskräfte

abzustützen, kann der Gesamtschwerpunkt des besetzten Kraftrades nicht durch reines Neigen des Fahreroberkörpers in Schräglage gebracht werden [Mühlfeld, 1951 (126)]. Demnach bewirkt ein Oberkörperneigen nach links (als Beispiel) als Reaktion des Fahrzeuges ein Neigen desselben nach rechts. Dadurch werden allerdings Sturzseitenkräfte initiiert, die als Seitenführung nach rechts auf die Reifen des Kraftrades einwirken. Solchermaßen - der Fahrstil heißt "Drücken" oder "lean-out" - läßt sich bei einem plötzlich auftauchenden Hindernis dieses leichter nach rechts umfahren als durch reine Lenkmomenteingabe (nach links), zumal da nun die Kreiselwirkung das Vorderrad ebenfalls nach rechts einzuschlagen bestrebt ist. Auch diese Fahrstrategie verlangt indes wegen der "entgegengesetzten" Oberkörperneigung antizipatorisches Fahrverhalten. Diese vorstehenden Ausführungen sollen dazu dienen, die Begründung für die Aussage zu liefern, daß auf der Stabilisierungsebene oft noch ein (ansonsten nur für die Bahnführungsebene postuliertes) antizipatorisches Verhalten beim Kraftradfahren notwendig ist.

Ein modifiziertes Blockschaltbild nach Donges [Donges, 1977 (42); Mitschke, 1984 (123); Käßler 1985 (78)], das auch schon von Weir [Weir, 1972 (195)] in ähnlicher Form angegeben wurde, enthält **Abbildung 7**. Auch darin ist angedeutet, daß Lenk- und Neigungsbewegungen beim Einspurfahrzeug miteinander gekoppelt auftreten.

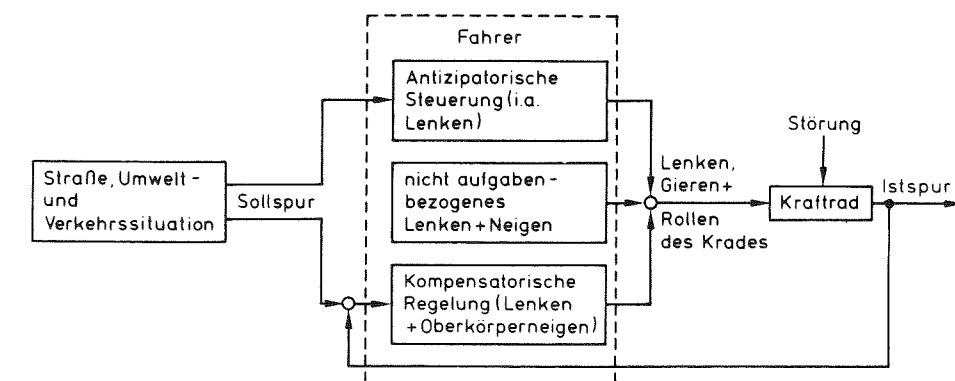


Abbildung 7: Blockschaltbild des Menschen als Regler beim Führen eines Kraftrades in der Bahnführungsebene und Stabilisierungsebene

Nach Messungen von Koch [Koch, 1980 (95); Koch, 1977 (94)] auf einem geregelten Hydropulsprüfstand ist der Mensch nicht in der Lage, oberhalb einer Eckfrequenz von etwa 1,5 Hertz geregelt Lenkbewegungen in das Kraftrad einzusteuern. Bewußte Oberkörperneigungen sind sogar nur unterhalb von 0,4 Hertz möglich. Bei Schwingungseigenfrequenzen des Fahrer-Fahrzeug-Systems, die über den genannten Werten liegen, ist also keine aktive Regelaufgabe mehr durchführbar. Diese Tatsache ist bei der Behandlung der Schwingungsformen Flattern und Pendeln bedeutsam, weil diese Vorgänge oberhalb des genannten Frequenzbereichs liegen.

4. Untersuchungen zur Pendelschwingung

Im Mittelpunkt der vorliegenden Forschungsarbeit stehen Untersuchungen zum Pendelschwingungsverhalten von Krafträdern. In einem folgenden Kapitel (4.2.7) wird unter anderem experimentell genau geklärt, welchen dreidimensionalen Bewegungsablauf das Fahrzeug einschließlich Fahrer bei dieser Stabilitätsstörung vollzieht. Zunächst sei hier festgehalten, daß es sich um kombinierte Lenk-, Roll- und Gierschwingungen handelt, die das Gesamtfahrzeug betreffen, wobei im Hochgeschwindigkeitsbereich Eigenfrequenzen von etwa 2 bis 4 Hertz auftreten und ungedämpfte oder sogar aufklingende Schwingungen möglich sind.

4.1 Physikalische Grundlagen

Prinzipiell neigt ein jedes nachlaufbehaftetes Schleppradsystem zu Eigenschwingungen um die Anlenkachse. Man kann ein Kraftrad als ein aus zwei Schlepprädern konfiguriertes Fahrzeug auffassen, wobei die Führungslänge des Vorderrades durch den konstruktiven Nachlauf, die des Hinterrades durch den Radstand indirekt vorgegeben sind, **Abbildung 8** [Helling, 1984 (69); Roe, 1978 (148)].

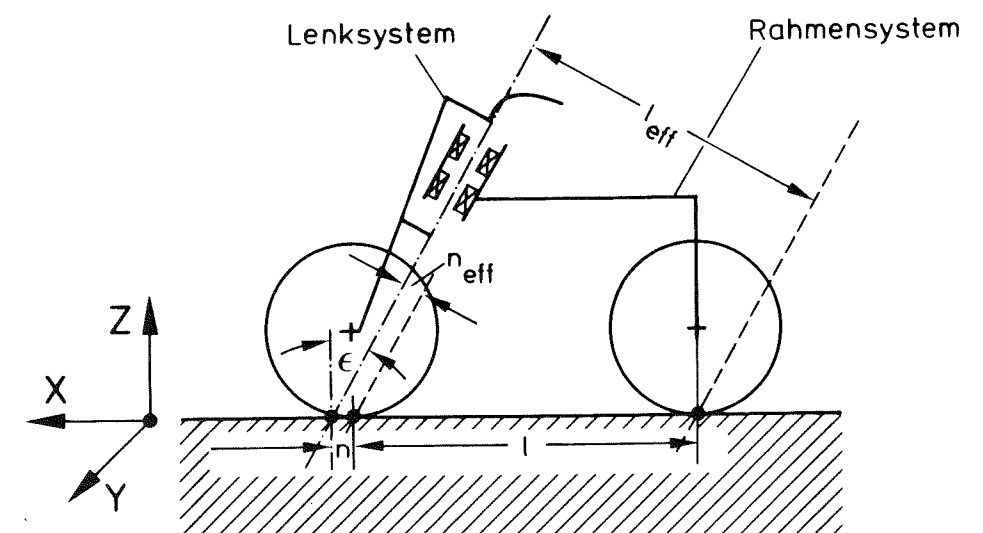


Abbildung 8: Vereinfachtes Kraftradmodell

Zum Vorderradflattern läßt sich ein Ansatz finden, der auf dem Momentengleichgewicht um die Steuerkopfachse basiert (Kapitel 5.1). Hier wird nun zum Pendelmechanismus im weiteren vorwiegend das Hinterradsystem als Ersatzmodell betrachtet, **Abbildung 9** [Breuer, 1985 (22)]. Dieses vereinfachte, kippstabile Einrad-Schleppmodell mit sinusförmig erregtem Gelenkpunkt (Steuerkopf) vernachlässigt Effekte der Aerodynamik, des Kreiselmechanismus, der Strukturelastizitäten sowie der Fahrereigenschaften. Dennoch ist es geeignet, einige grundsätzliche Zusammenhänge zu erläutern. Es ist unter der Voraussetzung kleiner Auslenkwinkel bei Behandlung der reinen Querbewegungen folgende Herleitung machbar (Abbildung 9).

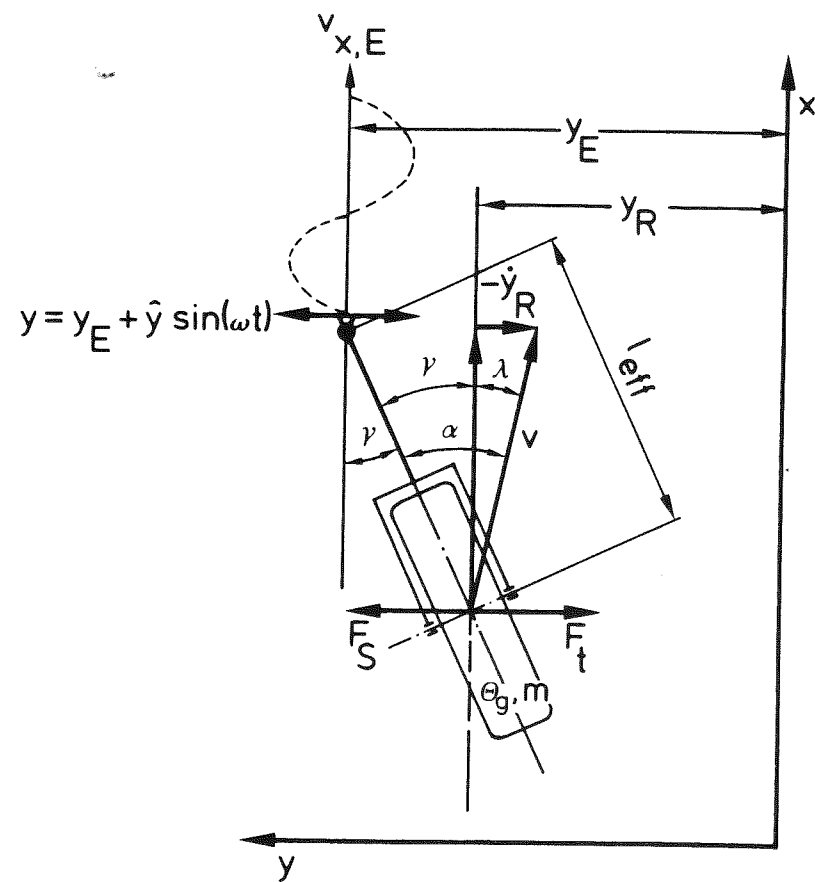


Abbildung 9: 1-Rad-Schleppmodell mit sinusförmig geführtem Gelenkpunkt

Kräftegleichgewicht in y-Richtung:

$$F_S - F_t = 0 \quad (23)$$

Gesetz von Newton, angewandt auf die Verhältnisse in Bild 9:

$$F_t = m_{\text{ges}} \cdot \ddot{y}_R \quad (24)$$

Es gilt [Beitz, 1981 (11)]:

$$m_{\text{ges}} = m + \frac{\theta_g}{l_{\text{eff}}^2} \quad (25)$$

Damit wird aus (24):

$$F_t = \left(m_R + \frac{\theta_g}{l_{\text{eff}}^2} \right) \cdot \ddot{y}_R \quad (26)$$

Die Reifenseitenführungskraft ist:

$$F_S = c_S \cdot \alpha \quad (27)$$

Geometrie:

$$\alpha = \lambda + \gamma \quad (28)$$

Trigonometrie (kleine Winkel):

$$\sin \lambda \approx \lambda = \frac{-\dot{y}_R}{v} \quad (29)$$

$$\sin \gamma \approx \gamma = \frac{y_E - y_R}{l_{\text{eff}}} \quad (30)$$

Mit (29), (30) wird aus (28):

$$\alpha = \frac{-\dot{y}_R}{v} + \frac{y_E - y_R}{l_{\text{eff}}} \quad (31)$$

Damit wird aus (27):

$$F_S = c_S \cdot \left(\frac{y_E - y_R}{l_{\text{eff}}} - \frac{\dot{y}_R}{v} \right) \quad (32)$$

Setzt man (26) und (32) in (23) ein, so erhält man:

$$c_S \cdot \left(\frac{y_E - y_R}{l_{\text{eff}}} - \frac{\dot{y}_R}{v} \right) - \left(m_R + \frac{\theta_g}{l_{\text{eff}}^2} \right) \cdot \ddot{y}_R = 0 \quad (33)$$

Identisches Umformen liefert:

$$\begin{aligned} \ddot{y}_R + \frac{c_S}{v \cdot (m_R + \theta_g / l_{\text{eff}}^2)} \cdot \dot{y}_R + \frac{c_S}{l_{\text{eff}} \cdot (m_R + \theta_g / l_{\text{eff}}^2)} \cdot y_R &= \\ = \frac{c_S}{l_{\text{eff}} \cdot (m_R + \theta_g / l_{\text{eff}}^2)} \cdot y_E & \quad (34) \end{aligned}$$

Es ergibt sich mit dieser gewöhnlichen, linearen, inhomogenen Differentialgleichung zweiter Ordnung mit konstanten Koeffizienten für y_R eine Analogie zur gedämpften Schwingung eines Einmassensystems mit Fußpunktserregung. Die allgemeine Gleichung hierfür lautet [Krämer, 1984 (104)]:

$$m \cdot \ddot{y} + k \cdot \dot{y} + c \cdot y = \Sigma F(t) \quad (35)$$

Identisches Umformen ergibt:

$$\ddot{y} + \underbrace{\frac{k}{m}}_{:= a} \cdot \dot{y} + \underbrace{\frac{c}{m}}_{:= b} \cdot y = \frac{\Sigma F(t)}{m} \quad (36)$$

Es gilt für die ungedämpfte Kreiseigenfrequenz und den Dämpfungsgrad:

$$\omega_e = \sqrt{b} = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (37)$$

$$D = \frac{k}{k_{\text{krit}}} \quad (38)$$

$$k_{\text{krit}} = 2 \cdot \sqrt{c \cdot m} \quad (39)$$

(37) lässt sich umformen in:

$$\omega_e \cdot m = \sqrt{c \cdot m} \quad (40)$$

(40) eingesetzt in (39) liefert:

$$k_{\text{krit}} = 2 \cdot \omega_e \cdot m \quad (41)$$

Also folgt mit (41) für (38):

$$D = \frac{k}{2 \cdot \omega_e \cdot m} \quad (42)$$

Dies lässt sich umschreiben in:

$$\frac{k}{m} = 2 \cdot D \cdot \omega_e \quad (43)$$

Der Koeffizient a für \dot{y} in (36) lautet damit:

$$a = \frac{k}{m} = 2 \cdot D \cdot \omega_e \quad (44)$$

Koeffizientenvergleich für y in (34) und (36) liefert mit Hilfe von (37):

$$\omega_e = \sqrt{b} = \sqrt{\frac{c_S}{l_{\text{eff}} \cdot \left(m_R + \frac{\theta_g}{l_{\text{eff}}^2} \right)}} \quad (45)$$

Koeffizientenvergleich für \dot{y} in (34) und (36) liefert mit Hilfe von (44):

$$2 \cdot D \cdot \omega_e = a = \frac{c_S}{v \cdot \left(m_R + \frac{\theta_g}{l_{\text{eff}}^2} \right)} \quad (46)$$

Auflösen nach dem Dämpfungsgrad ergibt:

$$D = \frac{c_S}{2 \cdot \omega_e \cdot v \cdot \left(m_R + \frac{\theta_g}{l_{\text{eff}}^2} \right)} \quad (47)$$

Einsetzen von (45) ergibt nach identischem Umformen:

$$D = \frac{1}{2 \cdot v} \cdot \sqrt{\frac{c_S \cdot l_{\text{eff}}^3}{m_R \cdot l_{\text{eff}}^2 + \theta_g}} \quad (48)$$

Ein ähnliches Modell wird übrigens bisweilen zur Beschreibung der Fahrstabilität anderer Fahrzeugkonfigurationen benutzt, insbesondere für Personenkraftwagen-Wohnanhängerzüge [Kane, 1979 (88); Zomotor, 1982 (213)], welche ebenfalls zu Pendel-Schwingungen neigen [Seibert, 1983 (161), Breuer, 1983 (19); Roe, 1978 (148)].

Es ist speziell für Krafträder auch als dreidimensionales Modell erweiterbar [Booth, 1983 (17); Roe, 1978 (148)]. Kondo [Kondo, 1955 (102)] führte sogar korrespondierende Versuche mit einem Kraft - rad auf einem Rollenprüfstand im Bereich bis 70 km/h als Grundlagenexperiment durch.

Bereits die hier gewählte Ersatzmodellformulierung mit einem Freiheitsgrad zeigt einige Charakteristika auf, die bei Fahrversuchen (Kapitel 4.2) wiederzufinden sind:

- Die Pendeldämpfung fällt mit wachsender Fahrge - schwindigkeit.
- Eine große "Führungslänge" (aus Radstand bzw. bei Vorderradbetrachtung aus Nachlauf gebildete Effektivlänge) wirkt stabilisierend.
- Ein großes Massenträgheitsmoment um die Gier - achse (beziehungsweise Lenkachse) und starke Heckbelastung wirken destabilisierend.

4.2 Versuche

Zur Ermittlung des Standes der Technik bei real ausgeführten Krafträdern hinsichtlich Pendelstabi - lität wurden mit zahlreichen Fahrzeugen Fahrver - suche unternommen. Da die wenigsten Autoren, die sich bisher mit Fahrstabilitätsproblemen ausein - anderetzten, Konstruktionseinflüsse auf das Fahr - verhalten experimentell untersucht haben, liegt ein besonderer Schwerpunkt der hier vorliegenden Arbeit auf dieser Thematik. Dazu wurde zusätzlich ein spezielles Verstell-Experimentier-Kraftrad ge - baut, bei dem einzelne Fahrwerksgrößen getrennt veränderbar und ihr Einfluß auf die Fahrstabilität fahrdynamisch zu verifizieren sind (Kapitel 4.2.5).

Eine Übersicht über mögliche experimentelle Unter - suchungen zur Fahrstabilität von Krafträdern zeigt **Abbildung 10**. Darin ist enthalten, daß sowohl im Labor- als auch im Straßenversuch das gesamte Fahrzeug oder auch nur Einzelteile desselben beur - teilbar sind. Die vorliegende Arbeit widmet sich vorrangig dem Experiment "Fahrversuch", wobei

aber etliche ergänzende Laborversuche hinzukommen. Dies resultiert daraus, daß das Fahrverhalten ei - nes Kraftrades auf Prüfständen qualitativ, nicht jedoch quantitativ exakt simulierbar ist; wohl aber sind statische Einzelgrößen (beispielsweise Massenträgheitsmomente) oder auch bestimmte dyna - mische Einzelvorgänge (zum Beispiel Gier- und Rollschwingverhalten des Fahrers) auf Prüfständen am Gesamtfahrzeug meßbar. Ebenso können Messungen an Einzelteilen (zu Fahrwerkssteifigkeiten) sehr aufschlußreich sein.

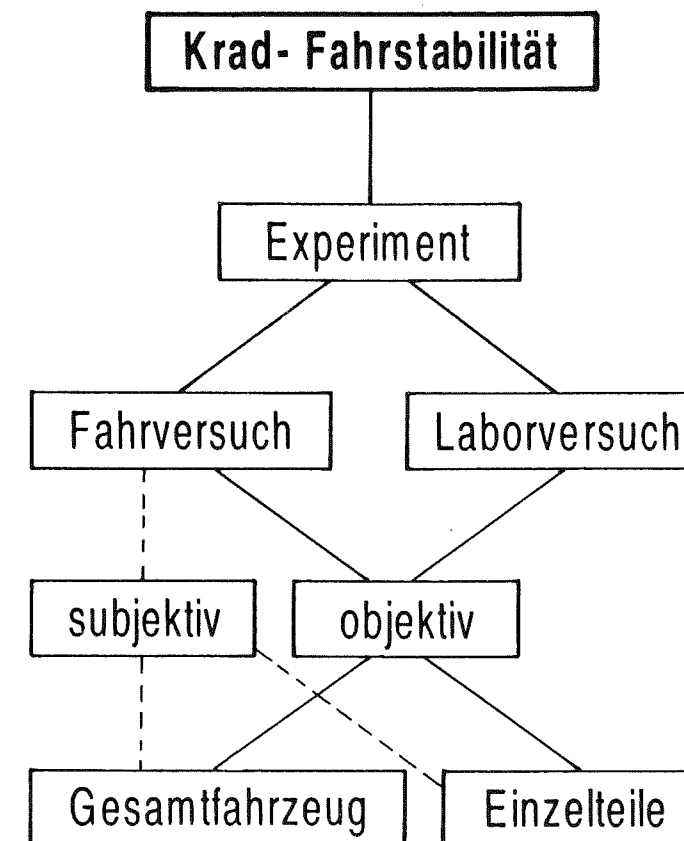


Abbildung 10: Versuchsmethodik (durchgezogene Linien kennzeichnen die gewählte Vorgehensweise)

Auf die Wiedergabe subjektiver Fahreindrücke wird bis auf wenige Ausnahmen verzichtet. Vielmehr ist es Ziel, objektive Kenngrößen aus aufgezeichneten Meßdaten darzustellen. Auf diese Weise läßt sich einerseits die Fahrstabilität des Gesamtfahrzeuges beschreiben, andererseits sind auch (variierte) Einzelparameter aufzuschlüsseln.

4.2.1 Fahrversuchsmethodik

Für die Überprüfung der Pendelstabilität wurde das Abklingverhalten von künstlich entfachten querdynamischen Schwingungen meßtechnisch festgehalten. Die Fahrzeuge wurden dabei mit einem Lenkimpuls beaufschlagt, der die Pendelbewegungen initiierte (Kapitel 4.2.8). Vorversuche hatten ergeben, daß das Überfahren einer definierten Störstelle (Fahrbahnunebenheit) nicht in jedem Fall eine ausreichend reproduzierbare Anregung darstellt und zu starken Streuungen führte, während im üblichen Straßenfahrbetrieb Bodenwellen, Fahrbahnmarkierungen ("Leitlinien") und ähnliches durchaus bisweilen deutliche Pendelbewegungen induzieren. Die Methode des Lenkanrisses, wie sie auch bei anderen Versuchen angewandt wird [Seibert, 1983 (161)], gestattet dagegen eine recht hohe Konstanz in der Störanregung, wenn - wie im vorliegenden Fall - alle zu vergleichenden Versuche von einem einzigen Fahrer durchgeführt werden.

Die Krafträder wurden auf einem ebenen und geraden Straßenstück mit griffigem, trockenem Belag bei Windstille oder vernachlässigbar schwachem Wind untersucht. Gemessen wurde bei jeweils konstanten Geschwindigkeiten im größten Gang. Die Tanks der Fahrzeuge waren bei Versuchsbeginn stets vollständig gefüllt. Auch hinsichtlich der Witterungsbedingungen wurde im Sinne einer guten Reproduzierbarkeit der Ergebnisse auf vergleichbare Zustände geachtet (Ausnahmen bei Langzeitversuchen werden in Kapitel 4.2.5.5 erläutert). Alle Versuche - mit Ausnahmen in Kapitel 4.2.6 - waren Versuche mit solo besetztem Fahrzeug, das mit Meßtechnik (Kapitel 4.2.2) bestückt war. Nach erfolgtem "Anriß" verhielt sich der Fahrer möglichst "passiv" (keine Lenkbewegungen), wobei die Lenkstange nicht losgelassen wurde. Einige gezielte Untersuchungen befaßten sich mit möglichen Reaktionen des Menschen auf dem Fahrzeug.

Alle Versuche wurden dreimal gefahren, um eine gewisse statistische Absicherung zu erhalten. Die gefahrenen Geschwindigkeiten wurden bis zu einer subjektiven Sicherheitsgrenze oder bis in die Nähe der betriebsbedingten Höchstgeschwindigkeit gestuft gesteigert. Zur Reproduzierbarkeit der Versuche wird hier auf Kapitel 4.2.8 verwiesen.

Eine bisweilen als Alternative zur Entfachtung von Pendelbewegungen angewandte Methode ist es, eine Seitenstobrakete auf dem Fahrzeug zu benutzen [Koch, 1980 (95); Takahashi, 1984 (184)]. Das führt allerdings zu einer deutlichen Veränderung der Gesamtschwerpunktlage und damit der Massenträgheitsmomente des Fahrzeuges in bezug auf Rollen und Gieren. Um diese Systemverstimmungen nicht in Kauf nehmen zu müssen, sondern sie vielmehr in eigenen Versuchsreihen hinsichtlich ihres Einflusses auf die Fahrstabilität quantifizieren zu können, mußte auf diese Art der Störanregung zugunsten der manuellen Lenkimpulseingabe verzichtet werden.

Ein weiteres Verfahren zur Bewertung der Fahrstabilität besteht darin, charakteristische Meßgrößen während Fahrten im regulären Verkehr [Hackenberg, 1985 (63)] oder auf abgesperrten Versuchsstrecken aufzuzeichnen, wobei auf das bewußte Entfachen von Pendelschwingungen verzichtet wird [Taguchi, 1975 (183)]. Die zufällig und stochastisch entstehenden Schwingungen sind dann mittels statistischer Leistungsdichtebetrachtungen zu beurteilen oder an definierten Grenzwerten hinsichtlich zulässiger Maximalamplituden zu orientieren. Diese Methode erlaubt insbesondere eine Beurteilung des Gesamtsystems mit implizit integrierter Betrachtung der Einflüsse von Fahrbahn [Blaauw, 1978 (13)] und Fahrer, der sein Sitz- und Ankopplerverhalten bei längeren Fahrten unter Umständen unbewußt verändert. Da im Mittelpunkt der vorliegenden Arbeit vorwiegend selektiv Einzelparameterinflüsse des Fahrzeuges beurteilt werden sollen und der Fahrer bei selbst vorgenommenen Lenkanrissen in stets identischer "Erwartungshaltung" eine recht gute Systemkonstante darstellt (außer bei bewußten vorgenommenen Sitzpositionsänderungen, Kapitel 4.2.6), wurde keine der oben beschriebenen Feld- oder Randomversuchsvorgehensweisen gewählt.

4.2.2 Meßtechnik

Der Anspruch dieser Forschungsarbeit ist es, Unterschiede im Fahrverhalten verschiedener Kraftäder sowie konstruktive und benutzerseitige Einflüsse objektiv festzustellen. Die heute industriell immer noch weit verbreitete Methode der subjektiven Beurteilung aufgrund Fahreraussage scheidet deshalb aus. Stattdessen sollten typische Meßdaten aufgezeichnet werden.

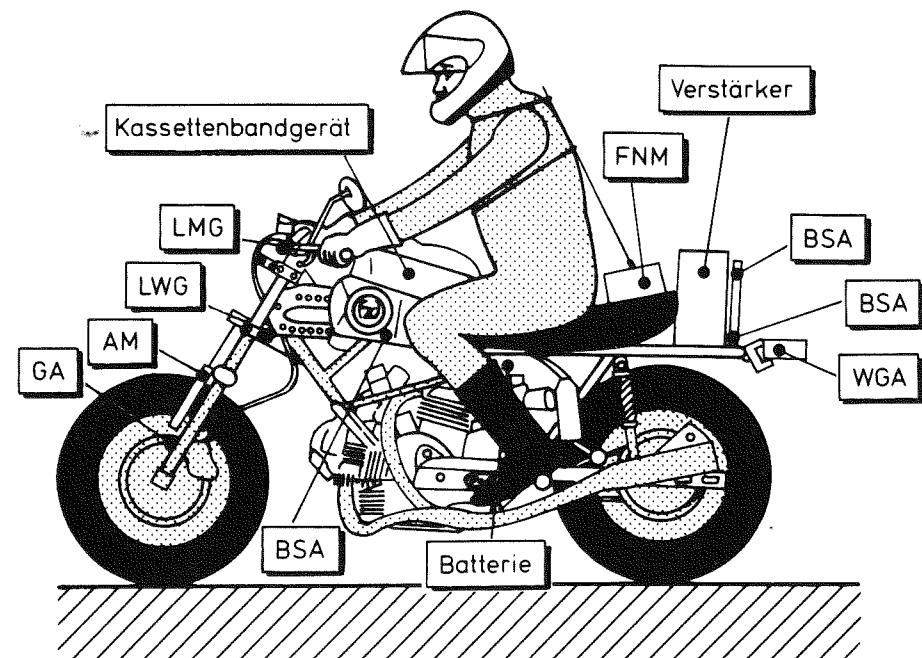


Abbildung 11: Meßtechnik am Kraftrad

Abbildung 11 zeigt anhand eines Kraftrades schematisch, welche Meßgrößen generell erfaßt werden konnten.

Es bedeuten:

- LMG: Lenkmomentengeber (Dehnmessstreifen-bestückte Eigenkonstruktion, integriert in Lenkerklammer an oberer Gabelbrücke)
 LWG: Lenkwinkelgeber (Drehinduktivität)
 AM: Auftriebsmeßsensor (Federwegmessung am Vorderrad über Stabpotentiometer)

- GA: Geschwindigkeitsaufnehmer (Induktionsspule oder Lichtschranke)
 BSA: Beschleunigungsaufnehmer
 WGA: Winkelgeschwindigkeitsaufnehmer (Gasstrahlsensor nach Coriolis-Prinzip, wahlweise für Gier- oder Rollwinkelgeschwindigkeitserfassung)
 FNM: Fahrerneigungsmessung (zweiachsig, quasikardanisch messende Eigenkonstruktion zur Beugungsmessung des Fahreroberkörpers längs und quer zur Fahrtrichtung)

Maximal vier dieser Meßgrößen ließen sich wegen der Kanalbeschränkung des Aufzeichnungsgerätes simultan festhalten. Der Grund des zeitweiligen Einsatzes mehrerer Beschleunigungsaufnehmer gleichzeitig wird in Kapitel 4.2.7 erläutert (dynamische Analyse des Bewegungsvorganges). Sollten mehr als vier Größen erfaßt werden, mußten die Meßtechnik umgerüstet und Versuche wiederholt werden.

Bei den Versuchen mit den Serienfahrzeugen (Kapitel 4.2.4) waren meist nur zwei Kanäle (Querbeschleunigung hinter Sitzbankende am Rahmensystem und Lenkwinkel) bestückt, wobei auf eine Geschwindigkeitserfassung bis auf wenige Ausnahmen (Kapitel 4.2.4.2/4.2.4.3) verzichtet wurde, weil nach kalibriertem Geschwindigkeits- oder Drehzahlmesser gefahren wurde. Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, daß zur Vorab-Tachometer-Kalibrierung quasi schlupffrei abrollende Schleppräder, wie sie zu diesem Zweck industriell angeboten werden, zum Einsatz kamen. Auf keinen Fall wurde ein eigentlicher Fahrstabilitätsversuch (Pendeln oder Flattern) bei montiertem Meßrad gefahren, weil dies zu einem völligen Destabilisieren des Fahrzeuges führen kann (Einleiten von Kräften im Heckbereich des Kraftrades).

Bei einigen Versuchen wurde das Kassettensystem durch einen Lichtpunktschreiber (Oszillograph) ersetzt. Dieser wies aber etliche Nachteile auf (unter anderem begrenzte Aufzeichnungszeit), so daß er im Verlaufe der Versuche nicht weiter zum Einsatz kam [Bayer, 1983 (6)].

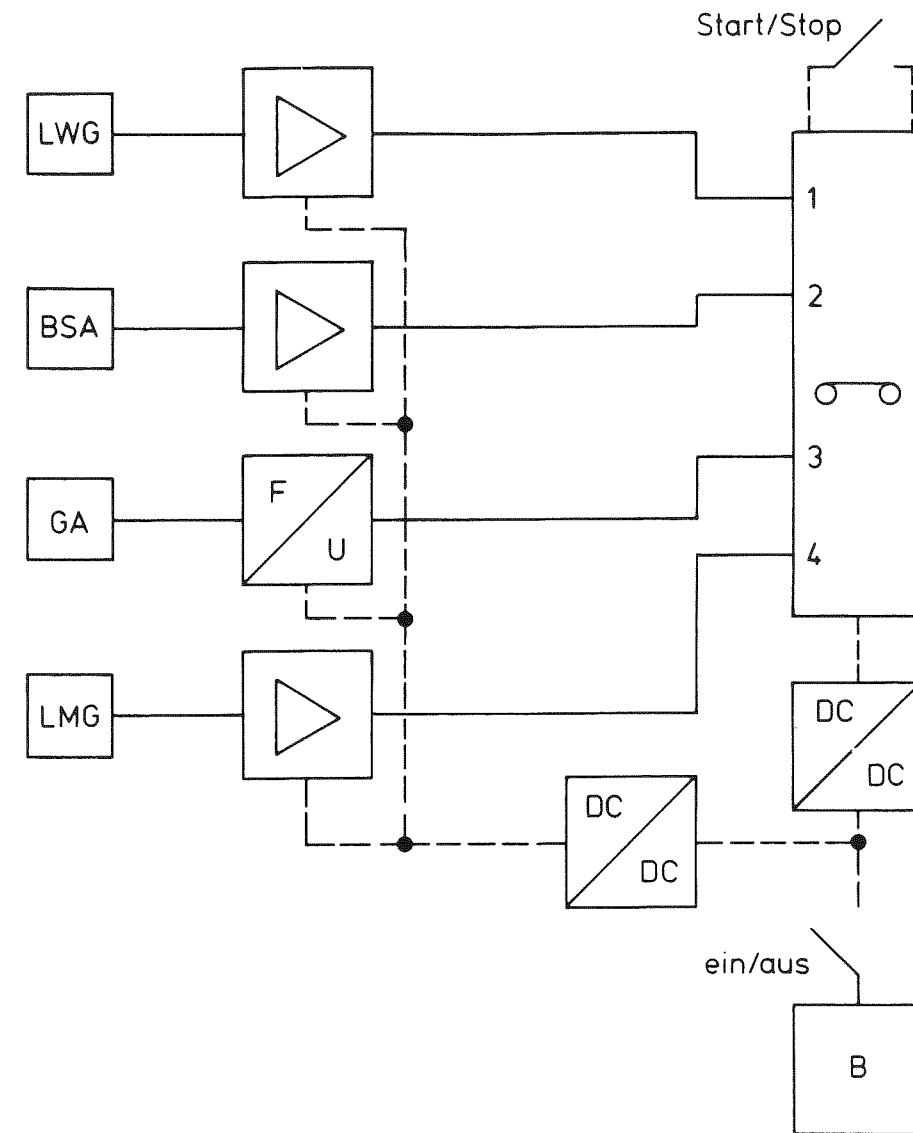
Diejenigen Meßtechnikteile, die nennenswerte Massen und Abmessungen aufwiesen, waren im allgemeinen auf dem Tank (Aufzeichnungseinheit) oder auf

der Sitzbank hinter dem Fahrer (Verstärker) untergebracht. Das Gewicht der eigentlichen Sensoren und der Verkabelung ist vernachlässigbar. Es wogen im einzelnen:

- der Lichtpunktschreiber: 8,7 kg; ersatzweise das Kassettenbandgerät: 4,6 kg
- Verstärker, Filter und Spannungsversorgung bei den Versuchen zu Kapitel 4.2.4.1: 1,8 bis 3,4 kg; bei den Versuchen zu Kapitel 4.2.4.2/4.2.4.3: 10 kg; bei den Versuchen zu Kapitel 4.2.5: 3,4 kg
- eine Zusatzbatterie (nur bei den Fahrzeugen 3 und 4 in Tabelle 1, Kapitel 4.2.4): 3,4 kg

Es wurde wegen der möglichen Verfälschung von Meßergebnissen aufgrund von Zusatzmassen der Meßtechnik darauf geachtet, daß in zusammengehörigen Versuchsreihen stets vergleichbare Beladungsverhältnisse ohne nennenswerte Veränderungen bestanden. Vor allem die annähernd schwerpunktsneutrale Befestigung des in der Regel die größte Zusatzmasse darstellenden Aufzeichnungsgerätes gewährleistete dies. Lediglich bei Parameterversuchen des Kraftrades 7 (siehe Kapitel 4.2.4.2/4.2.4.3) war auch die Meßtechnik auf dem Soziussitzplatz recht umfangreich (Vierkanalerfassung). Dies wird aber bei der Ergebnisdarstellung durch Zugrundelegen einer veränderten Ausgangsbasis berücksichtigt. Im Laufe der Versuche gelang es dann, für die Untersuchungen mit einem speziellen Experimentier-Verstell-Kraftrad (Kapitel 4.2.5) die Meßtechnik-Masse auch bei Vierkanalaufzeichnung weiter zu minimieren (Verstärkermasse nur noch 3,4 kg anstatt 10 kg).

Die Spannungsversorgung der Meßtechnik geschah mit zwei erwähnten Ausnahmen (ungenügende Lichtmaschinenleistung) aus dem elektrischen Bordnetz der Fahrzeuge. **Abbildung 12** gibt den Schaltplan für die Messung von vier Kanälen, wie sie für das Verstell-Experimentier-Kraftrad für die meisten Versuchsreihen zur Anwendung kam, wieder.



- LWG : Lenkwinkelgeber
- BSA : Beschleunigungsaufnehmer
- LMG : Lenkmomentgeber
- GA : Geschwindigkeitssaufnehmer
- B : Batterie

Abbildung 12: Schaltplan der Kraftradmeßtechnik (4 Kanäle belegt)

4.2.3 Auswertung

Die Meßdatenauswertung erfolgte durch Überspielen der Daten auf einen grafischen Schreiber, bei Aufzeichnung mittels Lichtpunktschreiber direkt auf dem Registrierpapierschrieb.

Zur Dokumentation der Pendelstabilität dienen die Darstellung des Dämpfungsgrades, der technischen Abklingzeit (von der ersten "freien" Amplitude auf ein Drittel der Höhe dieser Amplitude) sowie des korrespondierenden Abklingweges als Funktion der Fahrgeschwindigkeit.

Folgende Zusammenhänge gelten:

Für das Abklingen einer Schwingung bei bekanntem Amplitudenverhältnis zweier beliebiger aufeinanderfolgender Schwingungsmaxima gilt [Krämer, 1984 (104)]:

$$\frac{1}{n} \cdot \ln \frac{y_0}{y_n} = \frac{2\pi D}{\sqrt{1-D^2}} \quad (49)$$

Auflösen nach dem Dämpfungsgrad ergibt:

$$D = \frac{1}{n} \cdot \ln \frac{y_0}{y_n} \cdot \sqrt{\frac{1}{4\pi^2 + \left(\frac{1}{n} \cdot \ln \frac{y_0}{y_n}\right)^2}} \quad (50)$$

Wichtig ist, daß der Ausdruck $\ln y_0/y_n$ negativ wird, wenn eine aufklingende Schwingung (mit negativem "Dämpfungsgrad") vorliegt.

Die technische Abklingzeit errechnet sich wie folgt:

Umstellen von (50) nach der Anzahl der Schwingungen liefert:

$$n = \frac{\ln \frac{y_0}{y_n}}{2\pi D} \cdot \sqrt{1-D^2} \quad (51)$$

Einsetzen des betrachteten Amplitudenverhältnisses (Abklingen auf ein Drittel Restamplitude) ergibt:

$$n_{1/3} = \frac{\ln \frac{y_0}{y_0/3}}{2\pi D} \cdot \sqrt{1-D^2} = \frac{\ln 3}{2\pi D} \cdot \sqrt{1-D^2} \quad (52)$$

Allgemein gilt für die Schwingfrequenz:

$$f_{e,d} = \frac{1}{T} \quad (53)$$

Speziell:

$$f_{e,d} = \frac{n_{1/3}}{\Delta t_{1/3}} \quad (54)$$

Daraus folgt:

$$\Delta t_{1/3} = \frac{n_{1/3}}{f_{e,d}} \quad (55)$$

Setzt man (52) in (55) ein, so erhält man:

$$\Delta t_{1/3} = \frac{\ln 3}{2\pi D \cdot f_{e,d}} \cdot \sqrt{1-D^2} = \frac{0,175}{D \cdot f_{e,d}} \cdot \sqrt{1-D^2} \quad (56)$$

Für den entsprechenden Abklingweg ergibt sich:

$$v = \frac{s}{t} \quad (57)$$

Daraus folgt:

$$s = v \cdot t \quad (58)$$

Speziell:

$$\Delta s_{1/3} = v \cdot \Delta t_{1/3} \quad (59)$$

Einsetzen von (56) in (59) ergibt:

$$\Delta s_{1/3} = \frac{v \cdot \ln 3}{2\pi D \cdot f_{e,d}} \cdot \sqrt{1-D^2} = \frac{0,175 \cdot v}{D \cdot f_{e,d}} \cdot \sqrt{1-D^2} \quad (60)$$

Abklingzeit und Abklingweg sind nun bei bekannter Dämpfung und Frequenz errechenbar, wobei sich die Abklingzeit auf ein Drittel der Maximalamplitude auch aus dem Meßschrieb unmittelbar ermitteln ließe.

Weiterhin wird die sich einstellende (gedämpfte) Schwingeigenfrequenz benötigt. Sie ist nach der bereits angegebenen Gleichung (53) direkt aus den Meßschrieben abzulesen:

$$f_{e,d} = \frac{1}{T} = \frac{n}{n \cdot T} \quad (53)$$

4.2.4 Serienkrafträder

Es wurden insgesamt 13 Fahrzeuge aller Leistungsklassen und unterschiedlicher konstruktiver Ausführungen untersucht. Da auch langsame und geschwindigkeitsbeschränkte motorisierte Zweiräder grundsätzlich Instabilitäten aufweisen können [Godthelp, 1980 (57); Zellner, 1979 (212); Singh, 1975 (177) und (178); Singh, 1971 (176); Kondo, 1963 103)], wurden bewusst ein Leichtkraftrad sowie ein Motorroller in das Untersuchungsgut mit einbezogen.

Tabelle 1 gibt einen Überblick über die wesentlichen technischen Daten der Versuchsfahrzeuge (Sortierung nach Hubvolumen), die in den **Abbildungen 13 - 25** dargestellt sind. Die Werte entstammen Herstellerangaben, bei Fahrzeug 4 sind es teilweise eigene Messungen. Die Fahrwerksdaten beziehen sich dabei auf das unballastierte, ausgefederte Fahrzeug unter vollbetanktem Eigengewicht (übliche Meßmethode bei Erstellung der Betriebserlaubnis). Es handelt sich um serienmäßig produzierte Fahrzeuge, die außer Kraftrad 4 für den Betrieb auf öffentlichen Straßen gedacht sind.

Die Fahrzeuge wurden daher im Regelfall auch in serienmäßigem Anlieferungszustand gemäß Herstellervorschrift und entsprechend der Betriebserlaubnis gefahren. Die Federbasiseinstellung sowie eine eventuell vorhandene Stoßdämpferverstellung oder Luftunterstützung der Federelemente wurden so justiert, daß es dem jeweiligen Beladungszustand (Fahrer plus Meßtechnik) am besten entsprach. War ein Lenkungsdämpfer vorhanden, so wurde dieser

1) Technische Daten der Versuchskrafträder aus Serienfertigung
 nicht serienmäßig, sondern nachträglich als Zubehör montiert

Numer	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Hersteller/Typ	Hercules/ Ultra 80	Piaggio Vespa/ P 125 X	KTM/ GS 250/6	Yamaha/ TZ 350 H	Suzuki/ Katana GSX 750 S	Yamaha/ XS 850	BMW/ R 100 S	BMW/ R 100 RT	Krauser/ MKM 1000	BMW/ K 100	Honda/ Gold Wing GL 1 K 1	Kawasaki/ Z 1100 ST A 1	Harley Davidson/ Softail FXST
Baujahr	1982	1980	1977	1980	1982	1980	1979	1981	1981	1983	1976	1981	1984
Verwendungszweck	Leichtkraft- rad 80	Kraftroller	Gelände- sportkraft- rad	Grand-Prix Produktions- rennkraft- rad	Sportkraft- rad	Touren- kraft- rad	Tourensport- kraft- rad	Touren- kraft- rad	Sportkraft- rad	Tourensport- kraft- rad	Touren- kraft- rad	Touren- kraft- rad	"Chopper"
Verkleidungsart	lenkerfeste Verkleidung	-	-	rahmenfeste Vollver- kleidung	rahmenfeste Vollver- kleidung	-	lenkerfeste Verkleidung	rahmenfeste Vollver- kleidung	rahmenfeste Vollver- kleidung	-	lenkerfeste Verkleidung	-	-
Zahl der Sitzplätze	2	2	1	1	2	2	2	2	1	2	2	2	2
Hubraum [cm ³]	79	123	248	347	742	819	971	971	971	980	986	1082	1319
Höchstgeschwindigkeit [km/h]	80	86	115	ebwa 255	207	194	200	190	200	209	200	211	165
Leermasse vollgetankt ohne Messtechnik [kg]	110	105	120	131	247	257	220	234	214	239	290	270	285
Lenkungs-dämpfer	-	-	-	hydraulisch, schwächste Einstellung	-	-	hydraulisch, ausgeschal- tet	hydraulisch, ausgeschal- tet	-	-	-	-	-
Radstand [mm]	1230	1240	1440	1347	1520	1465	1465	1465	1510	1516	1545	1545	1670
Nachlauf [mm]	91	64	125	111	116	107	95	95	100	101	120	125	146
Lenkkopfwinkel [grad]	28,5	25,0	29,5	28,5	28,8	27,5	27,5	27,5	28,0	26,5	28,0	29,0	31,1
Bereifung vorne	2 3/4 - 17	3,50 - 10	3,00 - 21	3,25/4,75-18	3,25 H 19	3,25 H 19	3,25 H 19	3,25 H 19	3,25 V 19	100/90 V 18	3,50 H 19	3,50 V 19	MH 90-21
Bereifung hinten	2 3/4 - 17	3,50 - 10	4,50 - 18	3,25/5,00-18	120/90 H 18	4,00 H 18	4,00 H 18	4,00 H 18	130/80 V 18	130/90 V 17	4,50 H 17	130/90 V 16	MT 90-16



Abbildung 14: Kraftroller 2

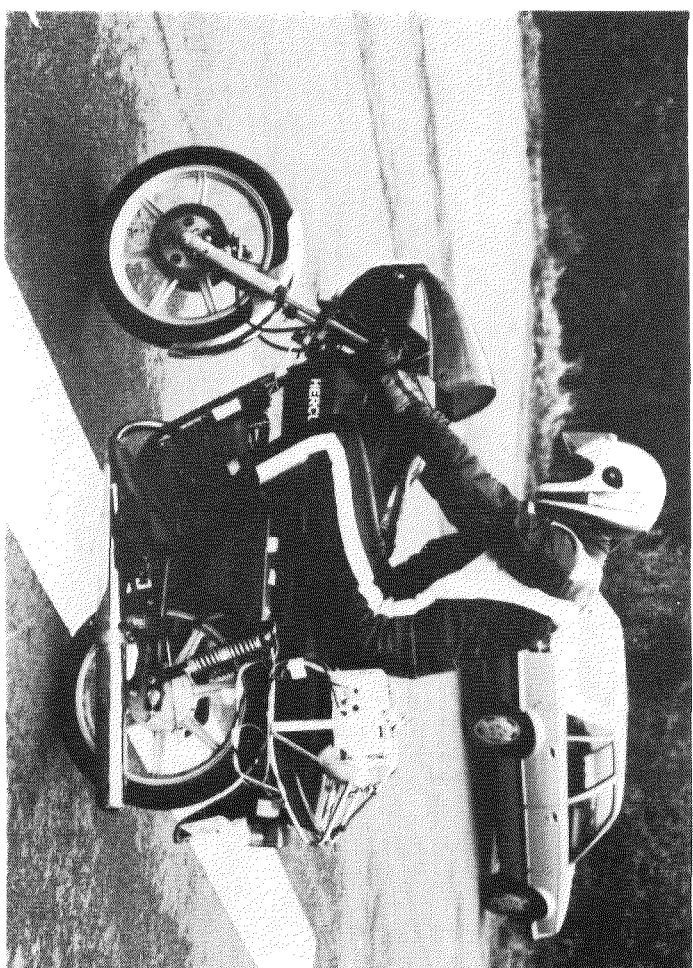


Abbildung 13: Leichtkrafttrad 1



Abbildung 15: Geländesportkraftrad 3

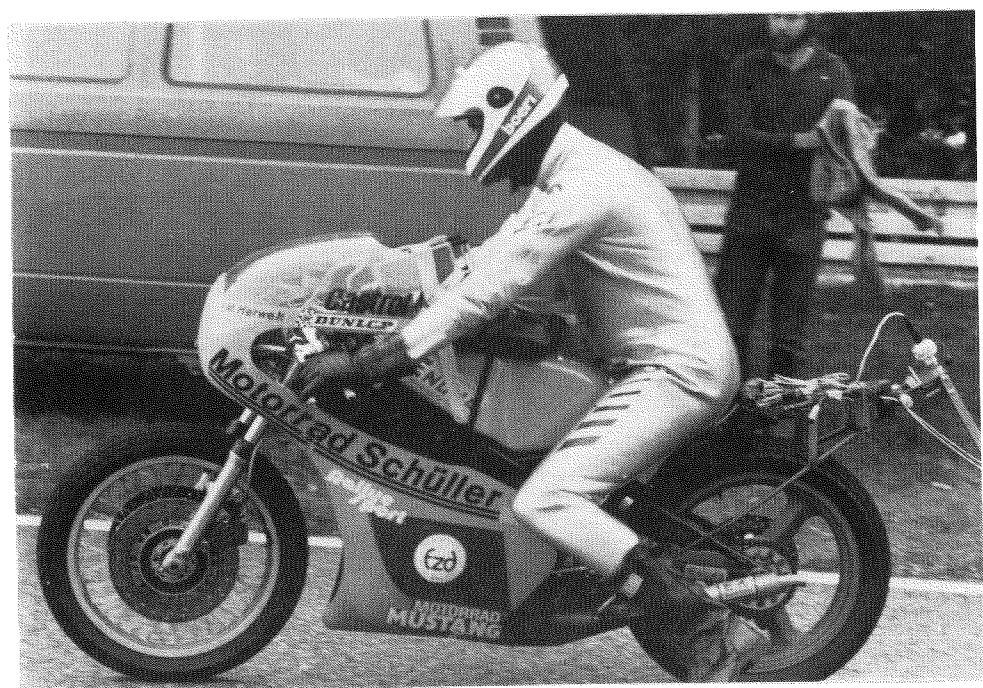


Abbildung 16: Produktionsrennkraftrad 4

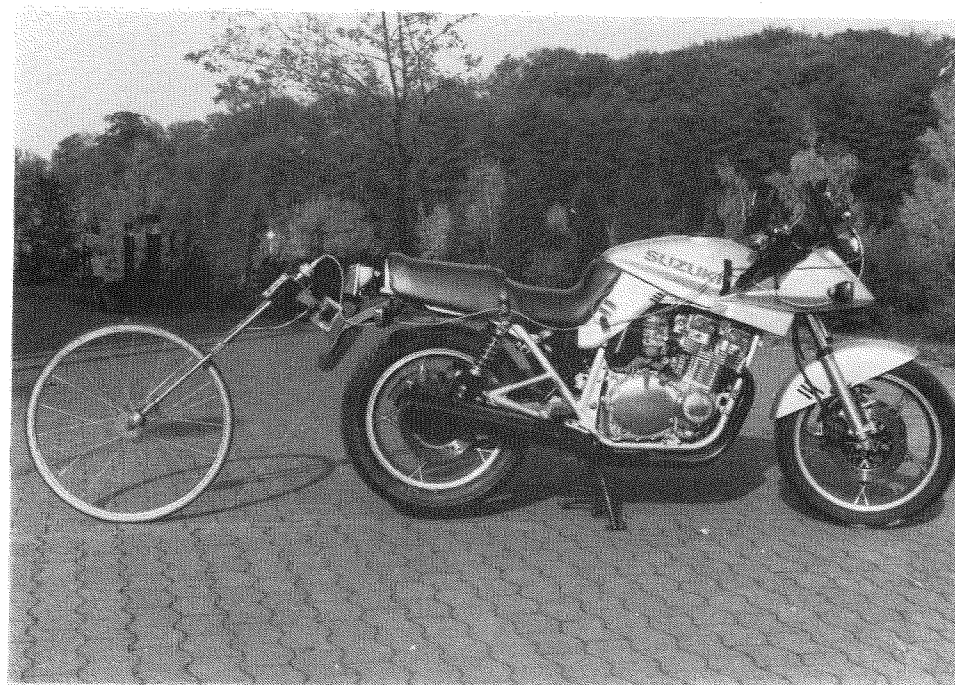


Abbildung 17: Kraftrad 5

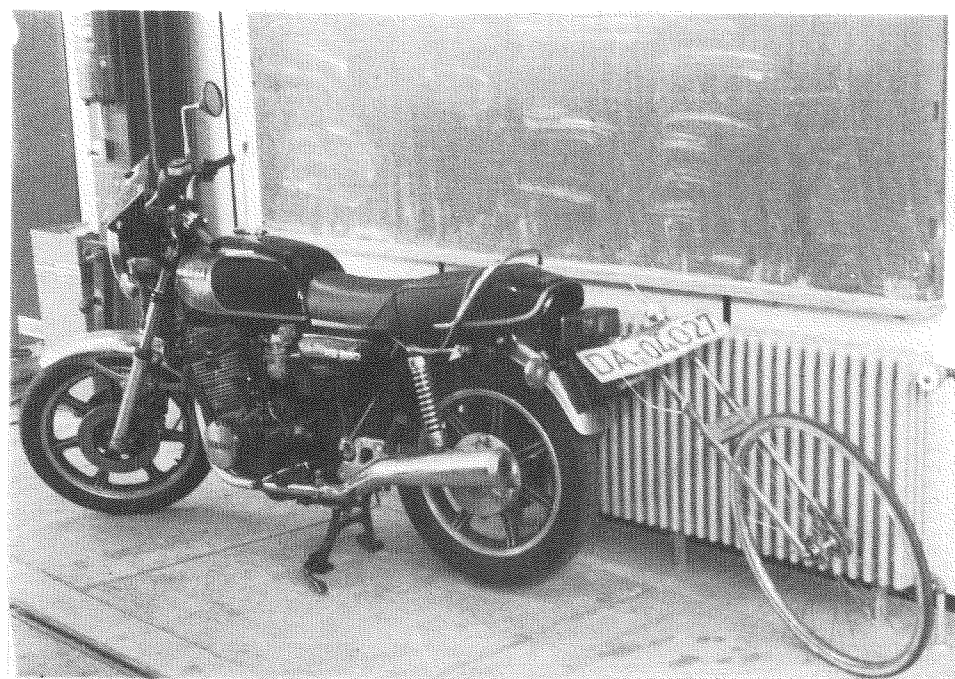


Abbildung 18: Kraftrad 6

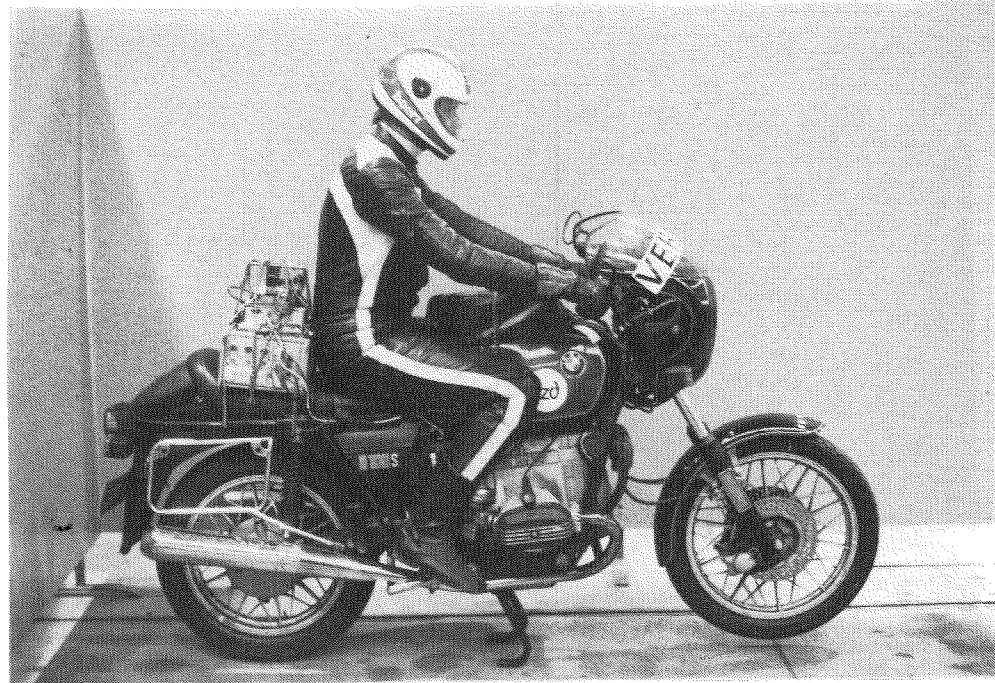


Abbildung 19: Kraftrad 7

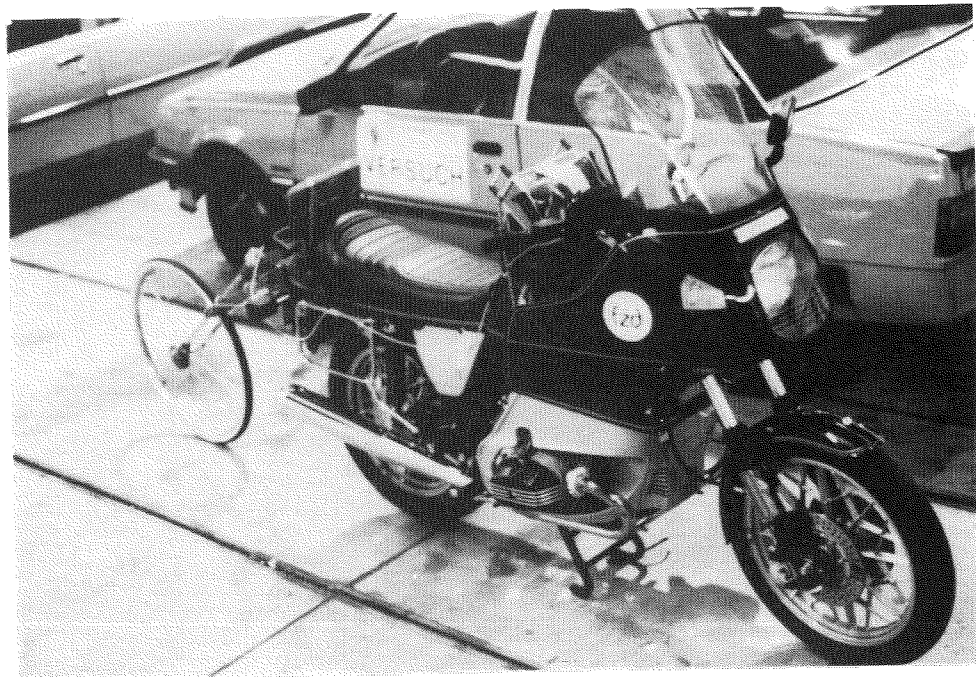


Abbildung 20: Kraftrad 8

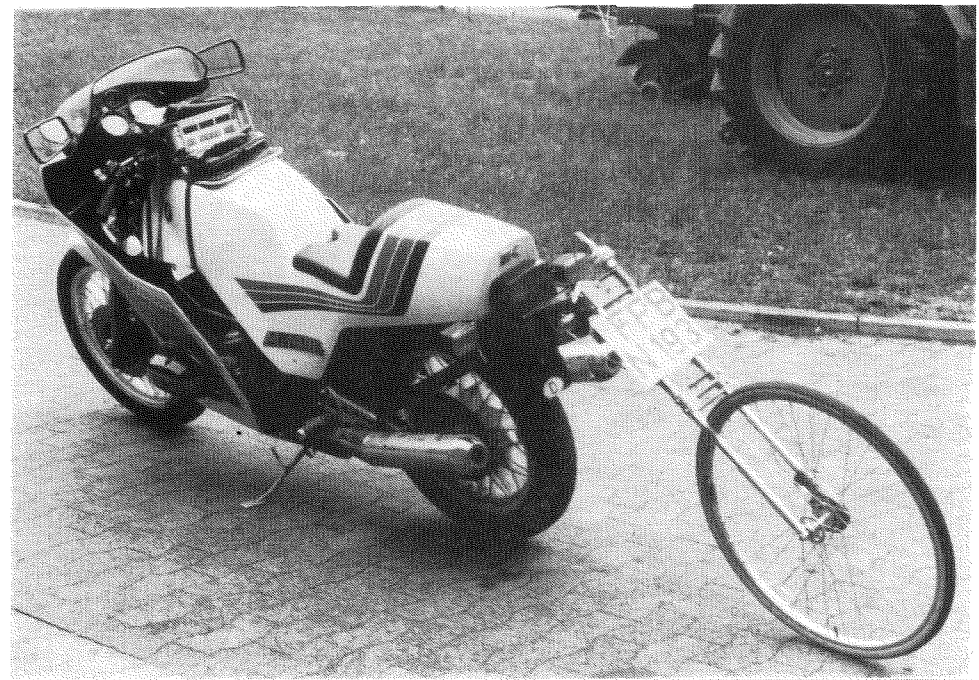


Abbildung 21: Kraftrad 9
(Modell mit Sonderrahmen)

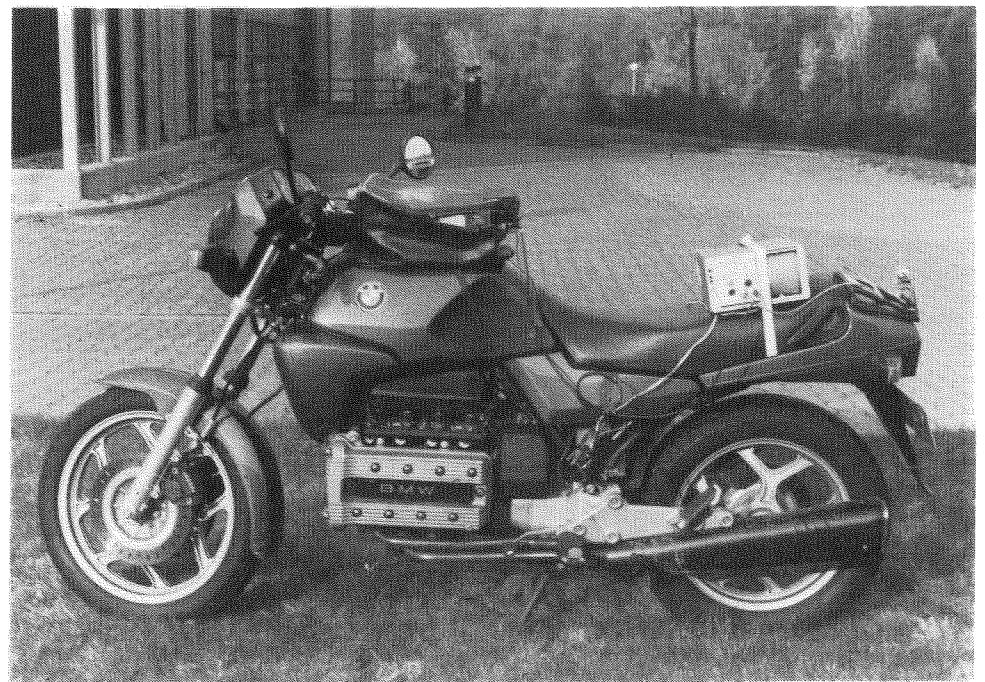


Abbildung 22: Kraftrad 10

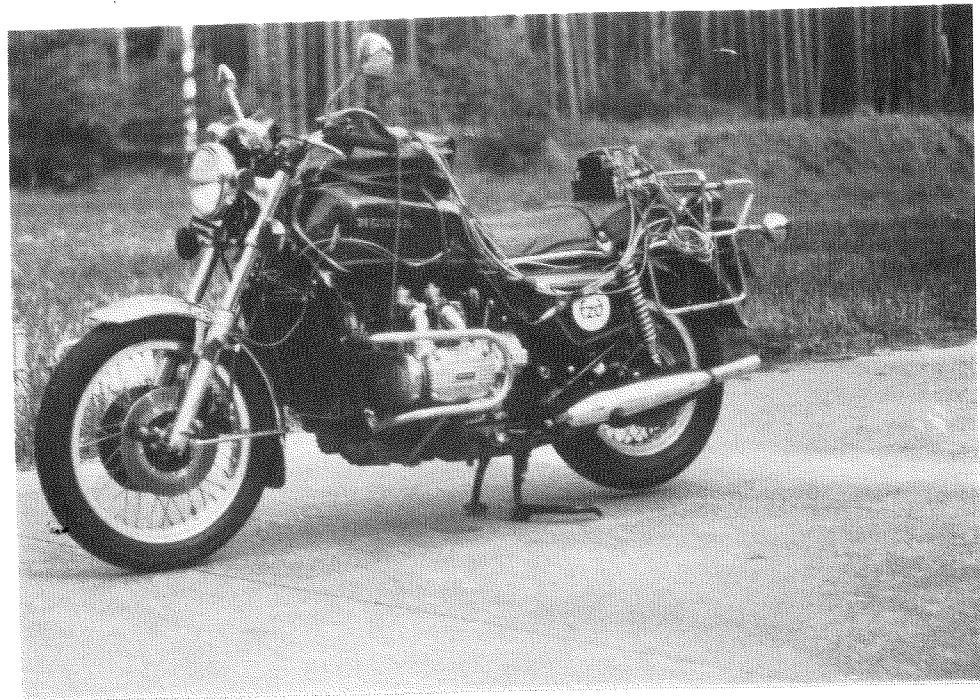


Abbildung 23: Kraftrad 11

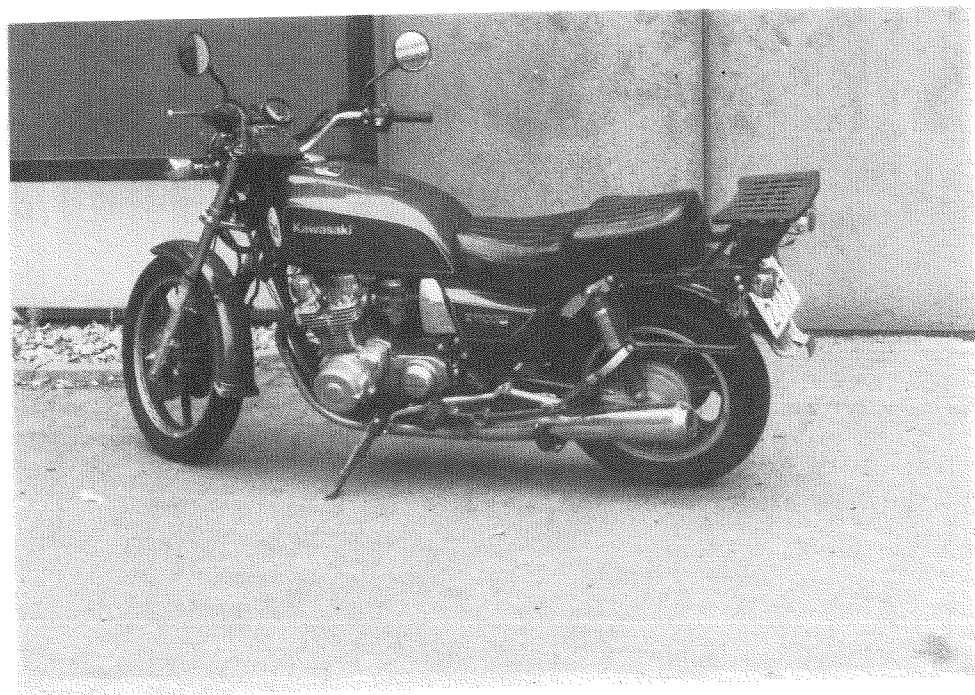


Abbildung 24: Kraftrad 12

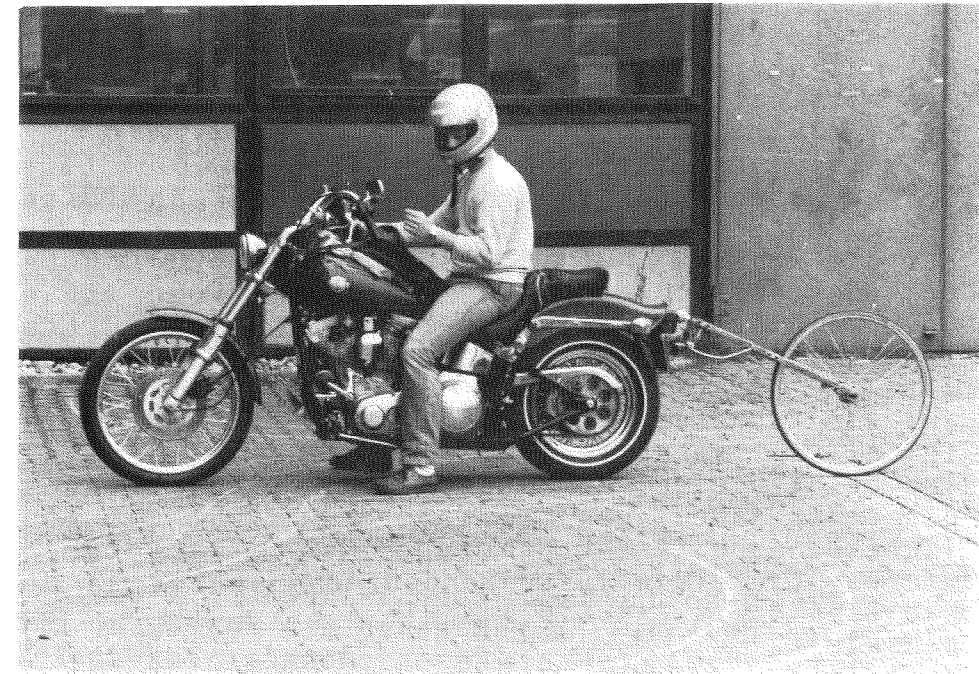


Abbildung 25: Kraftrad 13
("Chopper")

ausgeschaltet oder - falls das konstruktiv nicht möglich war - auf die kleinste Dämpfungsstufe eingestellt.

Da es sich bei Kraftrad 3 um ein (wenn auch zum öffentlichen Straßenverkehr zulassungsfähiges) Wettbewerbsfahrzeug handelt, wurde dieses mit grobstolliger Motocrossbereifung, welche für den Straßenverkehr nicht zulässig ist, betrieben. Auf diese Weise wurde ein wohl recht ungünstiger Zustand erreicht, um auch den Betrieb mit nicht geeigneter Geländebereifung bei Fahrten auf befestigten Straßen einmal dargestellt zu haben.

Bei Fahrzeug 5 wurde im Laufe der Versuche festgestellt, daß es zwischen Vorderrad- und Hinterradmittelebene einen Symmetrierversatz von drei Millimetern aufwies. Inwieweit dies einen Einfluß auf die Fahrstabilität ausüben könnte, wird in Kapitel 4.2.4.1 erläutert.

Kraftrad 11 war im Serienzustand unverkleidet. Es wurde für die Versuche jedoch mit einer schweren lenkerfesten Teilverkleidung ausgerüstet, weil es hiermit im normalen Autobahnbetrieb zu kritischen Pendelsituationen kam.

Grundsätzlich gilt, daß ein Kraftfahrzeug im Laufe seiner Lebensdauer zahlreichen Betriebseinflüssen unterliegt, die direkt oder indirekt einen Einfluß auf die Fahrstabilität ausüben können. Auch bei ordnungsgemäßer Wartung und Instandhaltung ist es unvermeidlich, daß gewisse Veränderungen auftreten. So ist es möglich, daß zum Beispiel der momentane Abfahrzustand der Reifen einen Einfluß auf die Fahrstabilität hat. Die im folgenden Kapitel 4.2.4.1 dargestellten Versuchsergebnisse stellen deshalb eine "Momentaufnahme" in der Lebensdauer des jeweiligen Kraftrades dar, um die mögliche Bandbreite der Fahrzeugpalette zu dokumentieren. Einzeleinflüsse werden dann später in den Kapiteln 4.2.4.2/4.2.4.3 sowie 4.2.5.1 bis 4.2.5.8 behandelt.

Kraftrad 7 diente außer zu solchen Parameteruntersuchungen technischer Einflußfaktoren auch zu Studien zur Fahrerverhaltensstrategie in pendelkritischen Situationen. Letzteres wird in Kapitel 4.2.6 diskutiert. Bei den Parameterversuchen mit diesem Kraftrad ist zu beachten, daß sich dieses aufgrund aufwendiger Meßtechnikbestückung (siehe Kapitel 4.2.2) in einem etwas anderen Beladungszustand befand als bei den Versuchen (mit demselben Kraftrad) zu Kapitel 4.2.4.1, bei welchen nur eine relativ kleine Meßausstattung zur Ermittlung der Pendelstabilität im Grundzustand Anwendung fand. Die Basis, auf die die Parameterversuche zu beziehen sind, ist somit eine etwas andere als bei den "Standard"-Versuchen zu Kapitel 4.2.4.1. Außerdem war während der Parameter-Meßfahrten, die über rund 2000 Kilometer Laufstrecke und zwei Monate andauerten, eine kontinuierliche Abnahme der Hinterreifenprofiltiefe in der Laufflächenmitte sowie eine permanente Veränderung der Außentemperatur festzustellen, so daß einzelne Änderungen jeweils auf eine vergleichbare Wetterlage und einen (nahezu) gleichen Reifenverschleißzustand bezogen werden. Auf diese Weise ließ sich natürlich auch zum Einfluß des Reifenzustandes auf die Fahrstabilität des Kraftrades eine Aussage treffen (Kapitel 4.2.4.3).

4.2.4.1 Pendelstabilität von Serienkrafträdern

Für alle 13 Fahrzeuge sind die sich ergebenden Dämpfungsgrade und Eigenfrequenzen als Funktionen der Fahrgeschwindigkeit in den Abbildungen 26-38 und den Abbildungen 39-51 dargestellt. Zusammenfassend gibt Abbildung 52 die Hüllkurven der Dämpfung für alle untersuchten Krafträder wieder, während in den Abbildungen 53, 54 und 55 die Hüllkurven für die Eigenfrequenzen, Abklingzeiten und Abklingwege gezeigt sind. Alle Meßergebnisse wurden aus den Aufzeichnungen des Beschleunigungsmeßgebers am Fahrzeugheck gewonnen und dokumentieren somit die Schwingbewegungen des Rahmensystems.

Es fällt auf, daß im Regelfall bei hohen Fahrgeschwindigkeiten ein degressiver Zusammenhang zwischen der Dämpfung und der Geschwindigkeit besteht, eine Tendenz, die bereits Gleichung (48) in Kapitel 4.1 erwarten ließ. Lediglich Kraftrad 5, das insgesamt ein hohes Maß an Fahrstabilität aufweist, hat im Höchstgeschwindigkeitsbereich eine wieder leicht zunehmende Pendelstabilität vorzuweisen, was als eine Ausnahme im hier betrachteten Geschwindigkeitsbereich üblicher Krafträder zu werten ist. Die hohe Pendelstabilität läßt den Schluß zu, daß ein geringer Spurversatz zwischen Vorder- und Hinterrad, wie er bei diesem Fahrzeug aufgrund einer fehlerhaften Einstellung der Kettenspannelemente an der Hinterradschwinge vorlag, die Pendelneigung nicht prinzipiell deutlich verschlechtern muß. Gezielte Untersuchungen hierzu finden sich in Kapitel 4.2.5.7.

Fahrzeug 11 liegt, zusammen mit einigen anderen Fahrzeugen, am unteren Rand des Dämpfungsbereichs. Es neigte, wie bereits angemerkt, auch im "Normalbetrieb" zu stochastisch auftretenden Pendelbewegungen im oberen Geschwindigkeitsbereich. Hier ist eine gewisse Korrelation mit den subjektiven Empfindungen des Versuchsfahrers gegeben.

Die Gruppe der langsamen Fahrzeuge (Nummern 1 bis 3), die unterhalb einer Geschwindigkeit von 100 km/h betrieben wurden, weist nicht ganz einheitliche Tendenzen auf. Insbesondere fällt auf, daß Kraftrad 3 eine sehr schlechte Stabilität mit aufklingenden Schwingungen ab etwa 83 km/h offenbart (Bild 28). Es muß hier jedoch nochmals betont werden, daß dieses Fahrzeug mit nicht straßentaug-

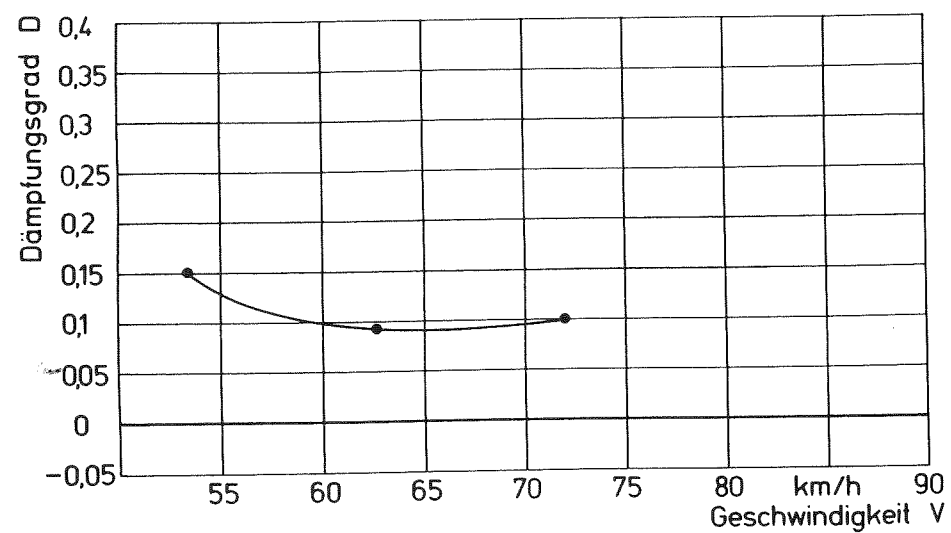


Abbildung 26: Pendel-Dämpfungsgang = $f(V)$, Fahrzeug 1

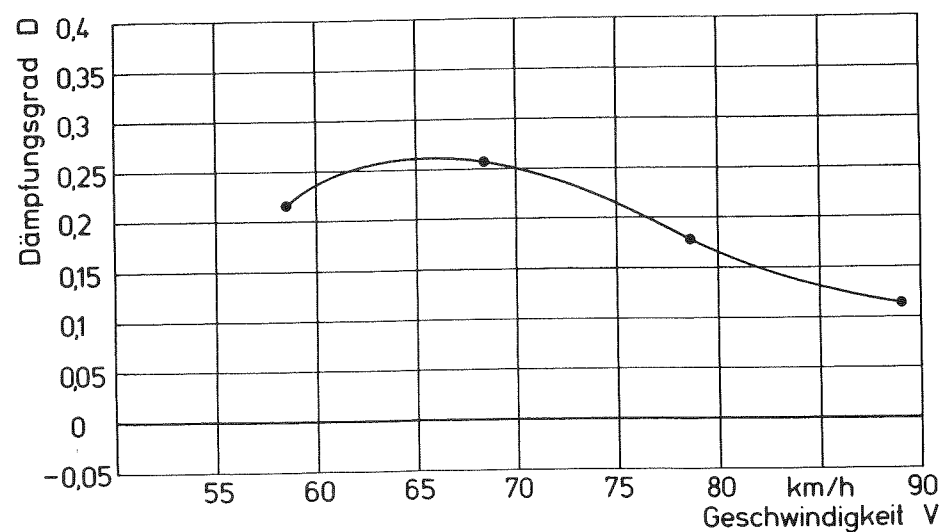


Abbildung 27: Pendel-Dämpfungsgang = $f(V)$, Fahrzeug 2

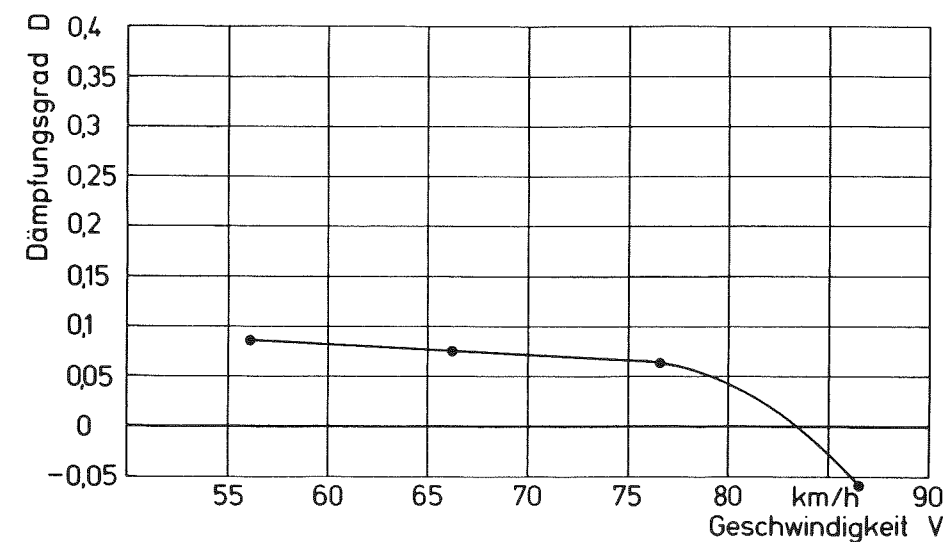


Abbildung 28: Pendel-Dämpfungsgang = $f(V)$, Fahrzeug 3

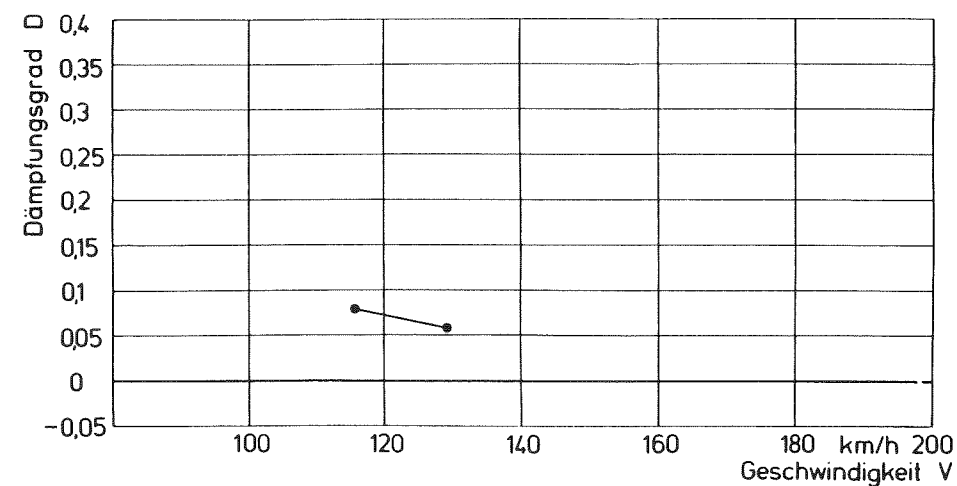


Abbildung 29: Pendel-Dämpfungsgang = $f(V)$, Fahrzeug 4

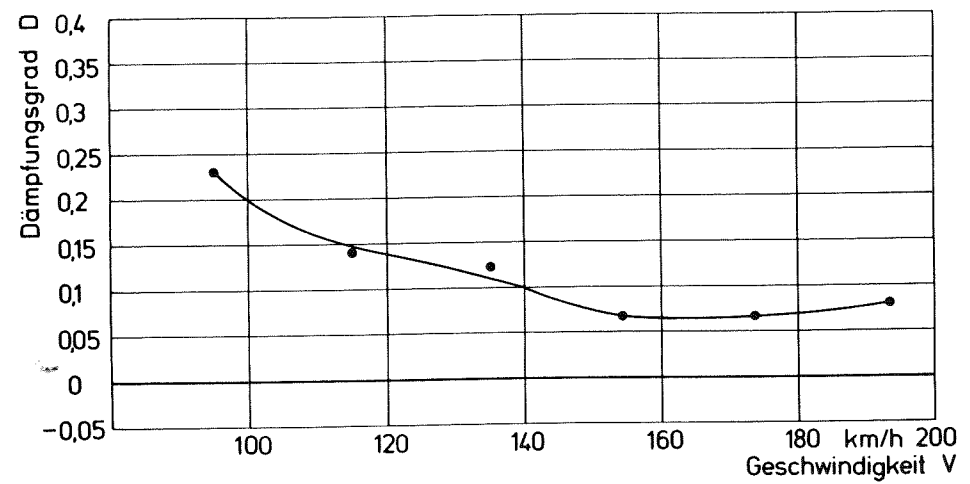


Abbildung 30: Pendel-Dämpfungsg rad = $f(V)$, Fahrzeug 5

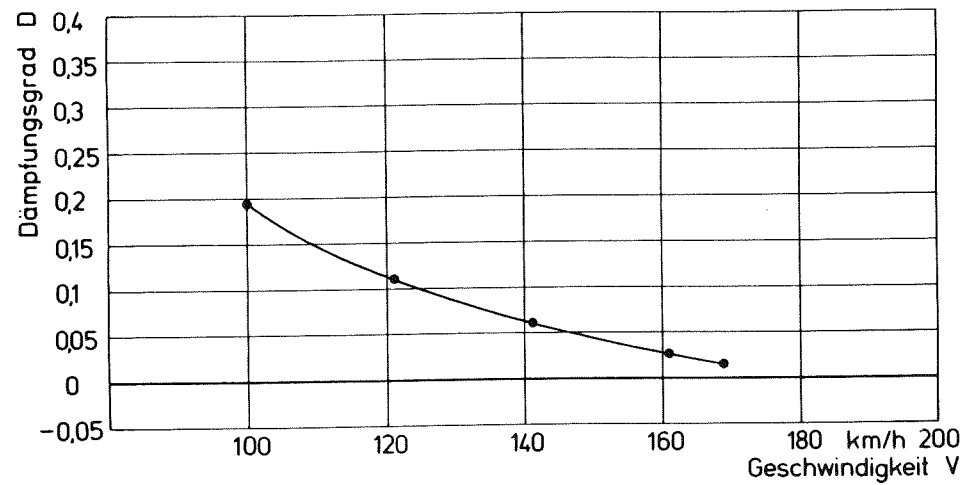


Abbildung 31: Pendel-Dämpfungsg rad = $f(V)$, Fahrzeug 6

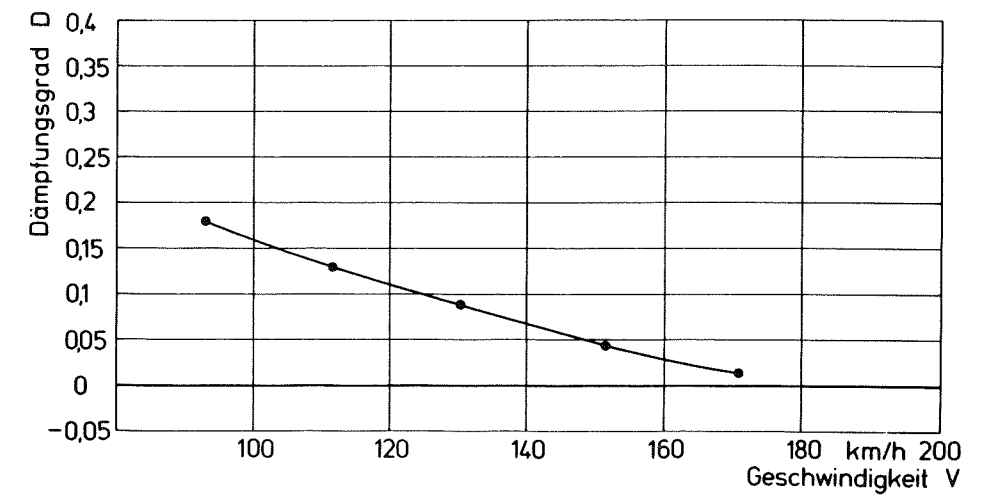


Abbildung 32: Pendel-Dämpfungsg rad = $f(V)$, Fahrzeug 7

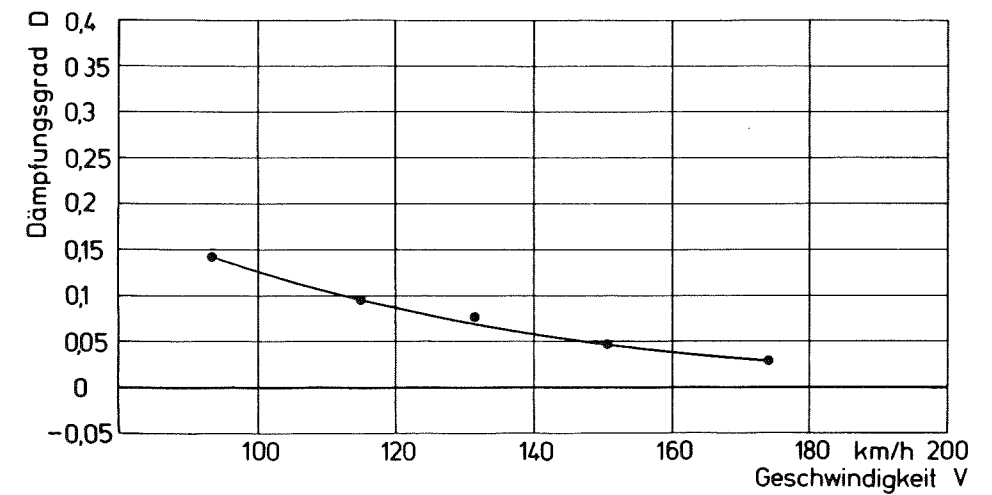


Abbildung 33: Pendel-Dämpfungsg rad = $f(V)$, Fahrzeug 8

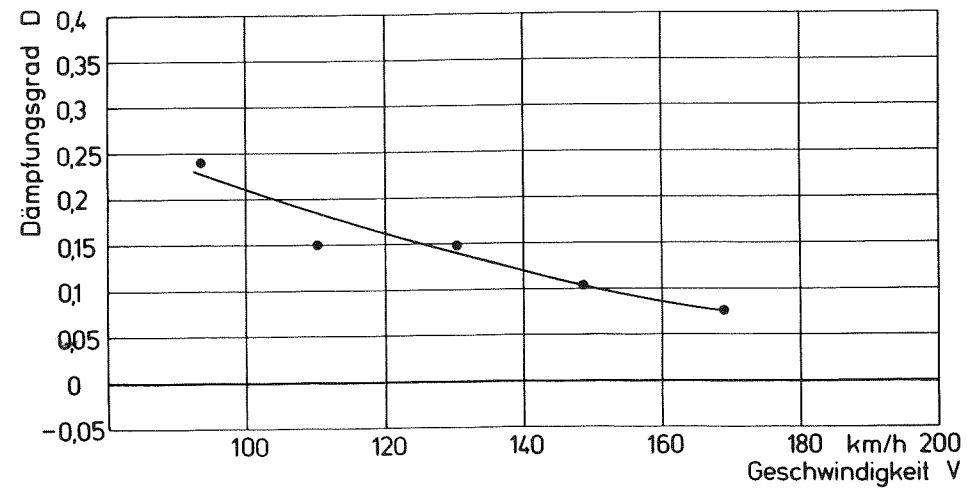


Abbildung 34: Pendel-Dämpfungsgrad = $f(V)$, Fahrzeug 9

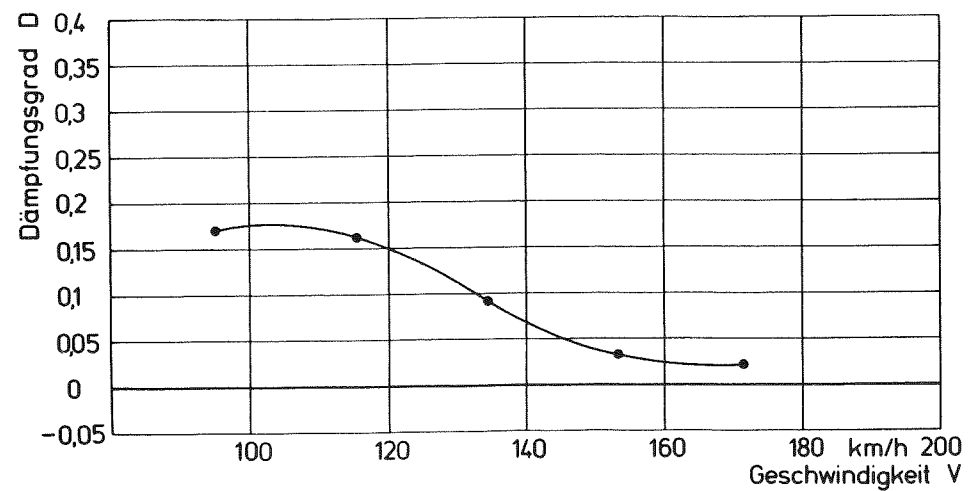


Abbildung 35: Pendel-Dämpfungsgrad = $f(V)$, Fahrzeug 10

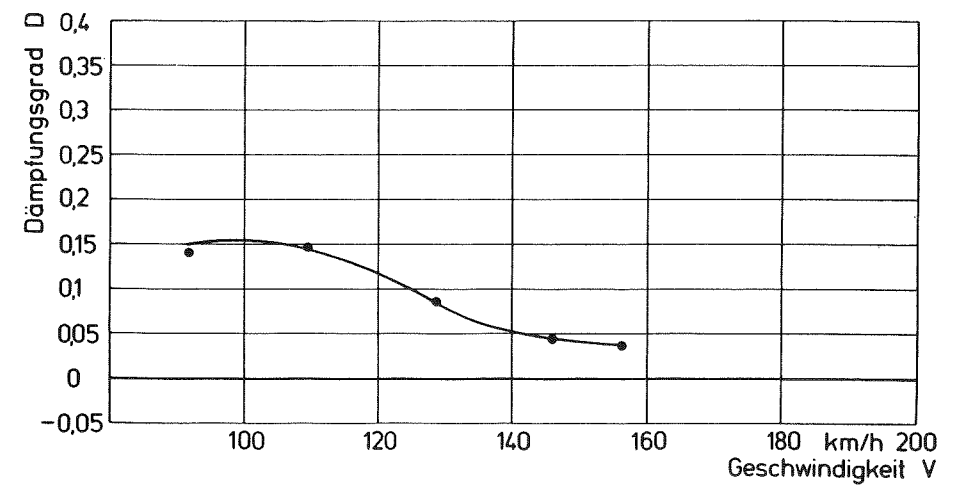


Abbildung 36: Pendel-Dämpfungsgrad = $f(V)$, Fahrzeug 11

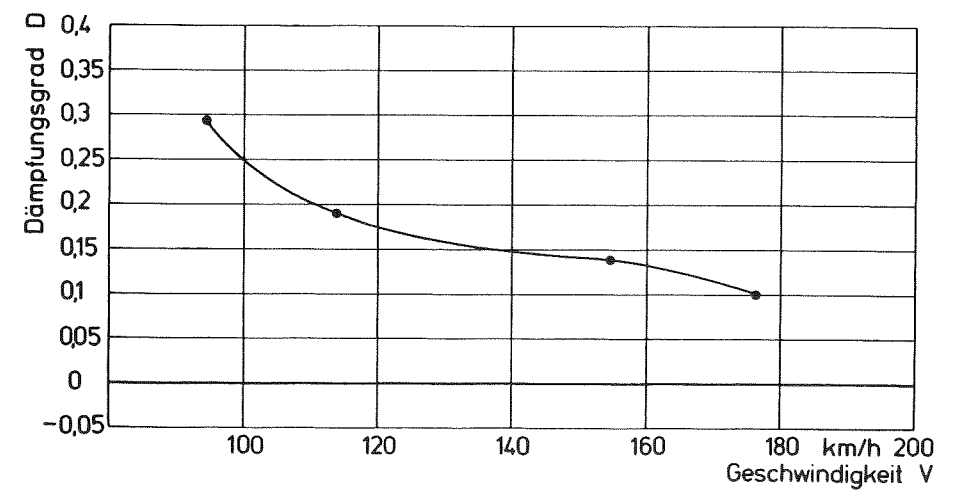


Abbildung 37: Pendel-Dämpfungsgrad = $f(V)$, Fahrzeug 12

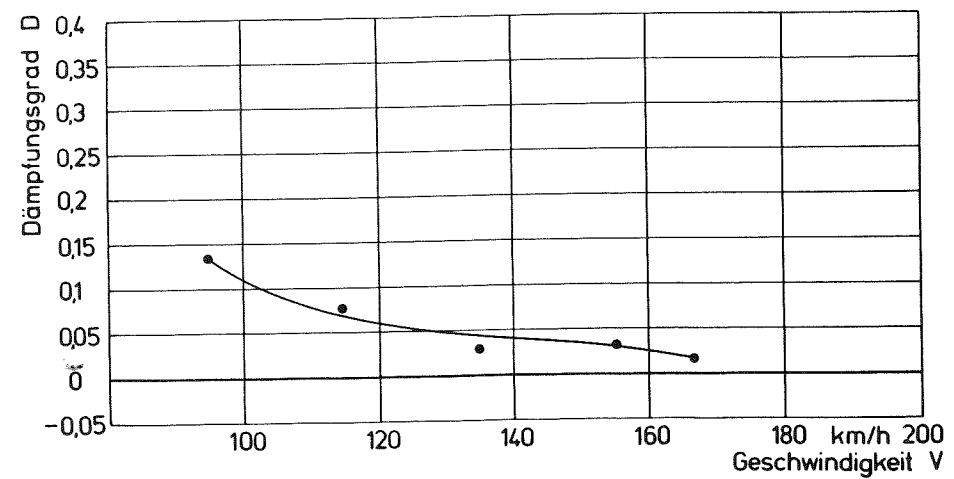


Abbildung 38: Pendel-Dämpfungsg rad = $f(V)$,
Fahrzeug 13

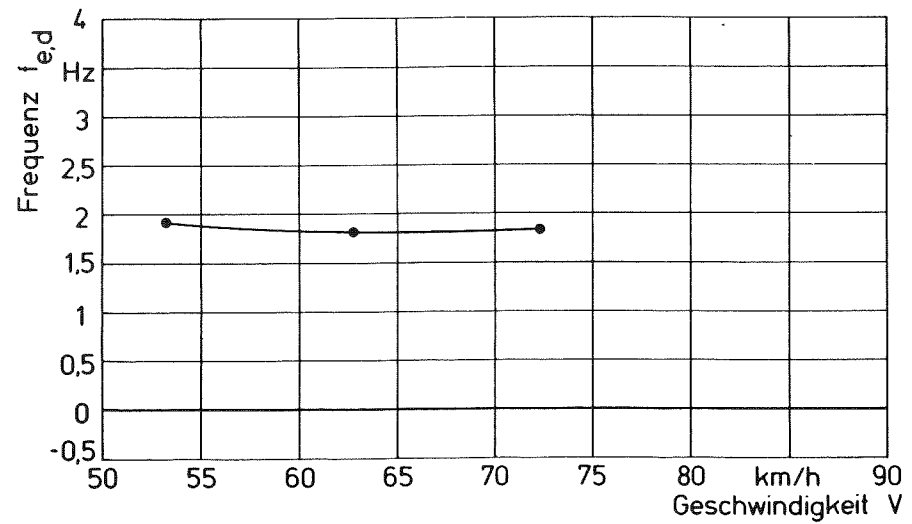


Abbildung 39: Pendel-Frequenz = $f(V)$,
Fahrzeug 1

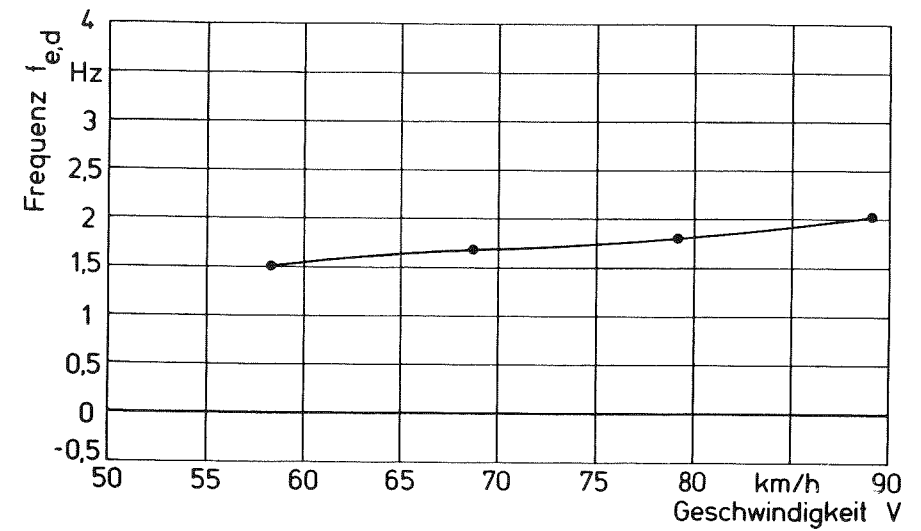


Abbildung 40: Pendel-Frequenz = $f(V)$,
Fahrzeug 2

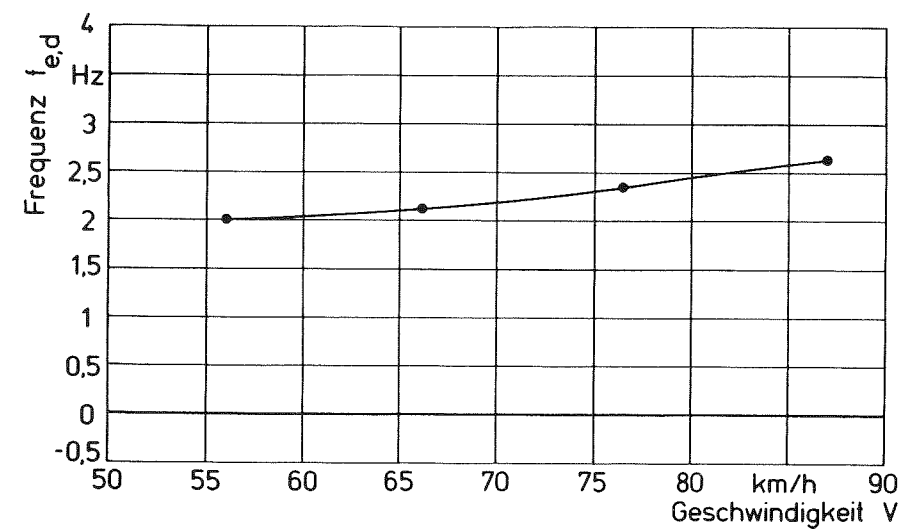


Abbildung 41: Pendel-Frequenz = $f(V)$,
Fahrzeug 3

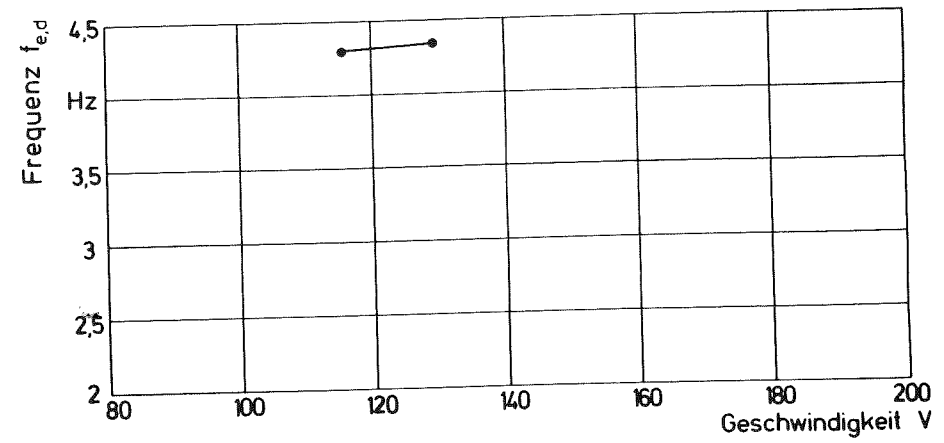


Abbildung 42: Pendel-Frequenz = $f(V)$,
Fahrzeug 4

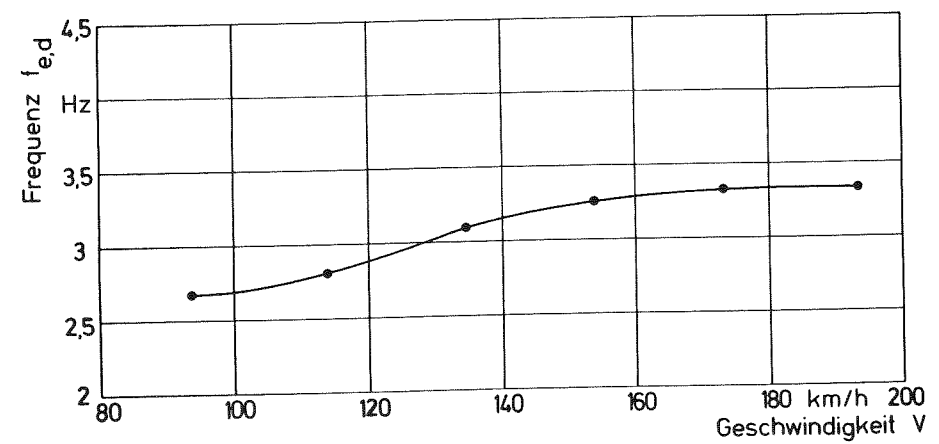


Abbildung 43: Pendel-Frequenz = $f(V)$,
Fahrzeug 5

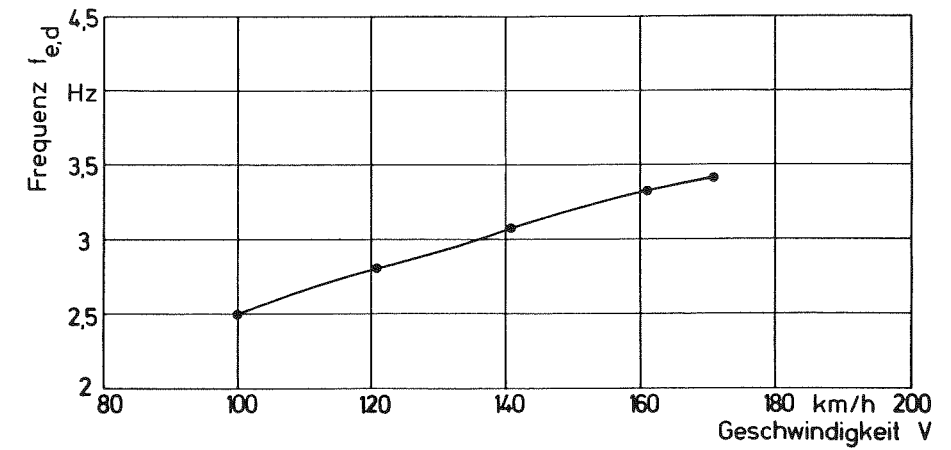


Abbildung 44: Pendel-Frequenz = $f(V)$,
Fahrzeug 6

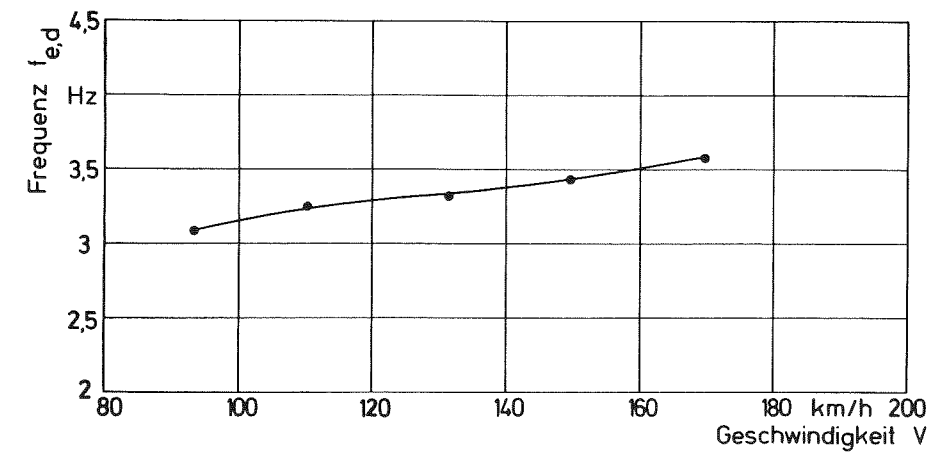


Abbildung 45: Pendel-Frequenz = $f(V)$,
Fahrzeug 7

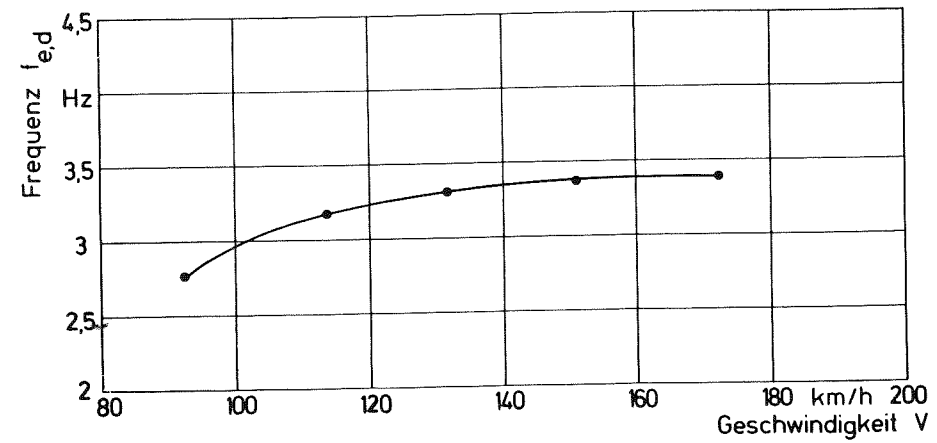


Abbildung 46: Pendel-Frequenz = $f(V)$,
Fahrzeug 8

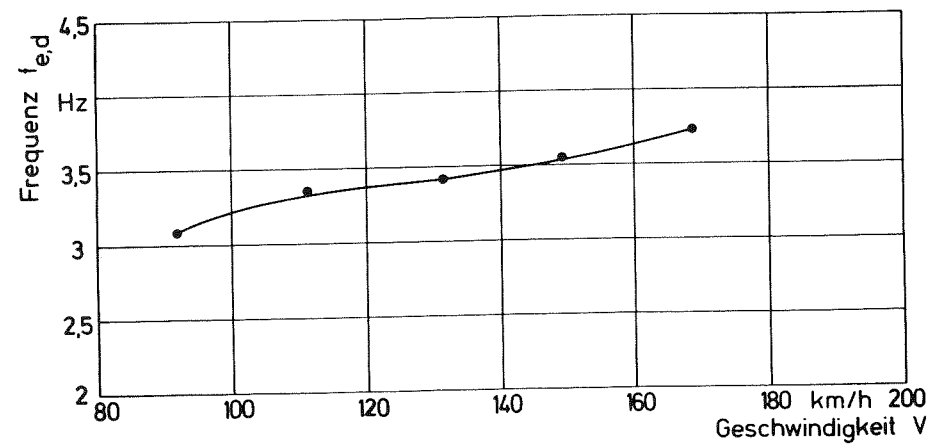


Abbildung 47: Pendel-Frequenz = $f(V)$,
Fahrzeug 9

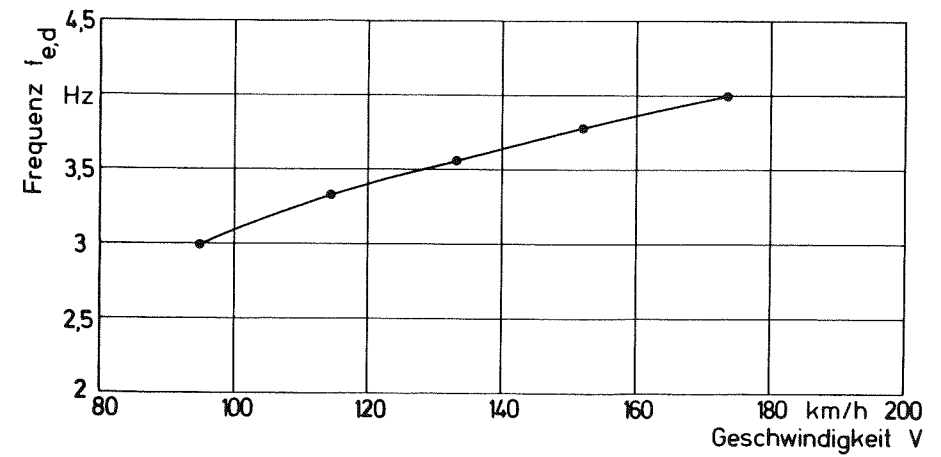


Abbildung 48: Pendel-Frequenz = $f(V)$,
Fahrzeug 10

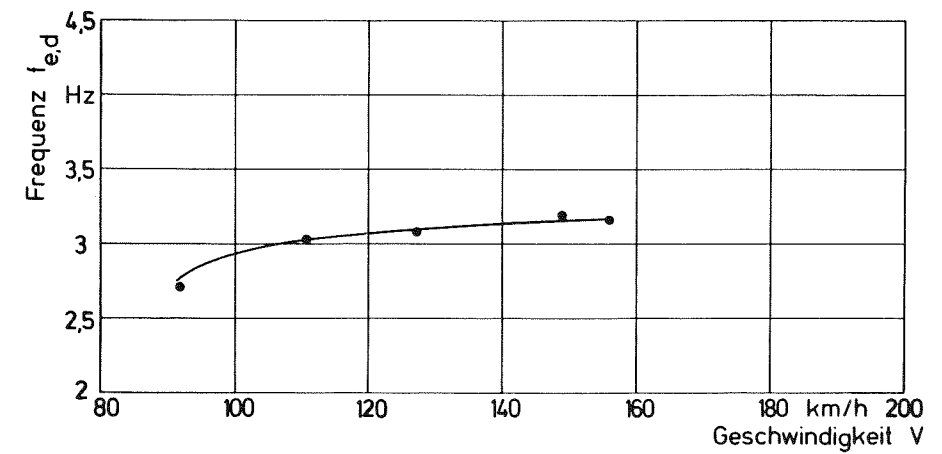


Abbildung 49: Pendel-Frequenz = $f(V)$,
Fahrzeug 11

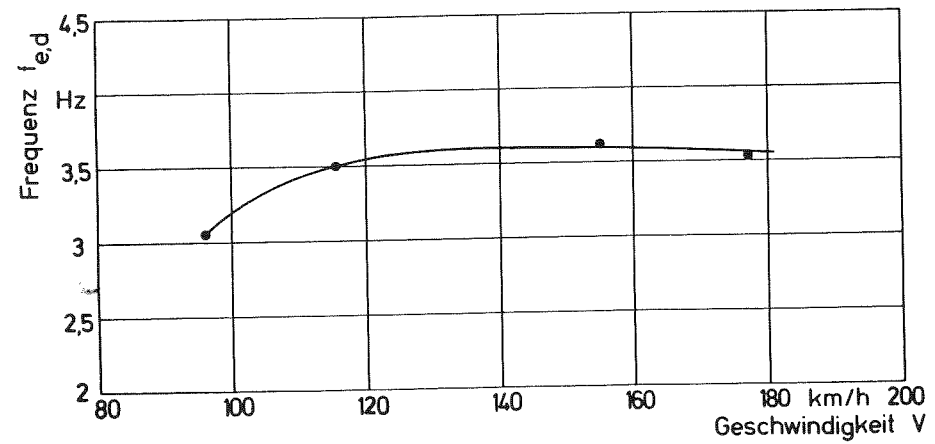


Abbildung 50: Pendel-Frequenz = $f(V)$, Fahrzeug 12

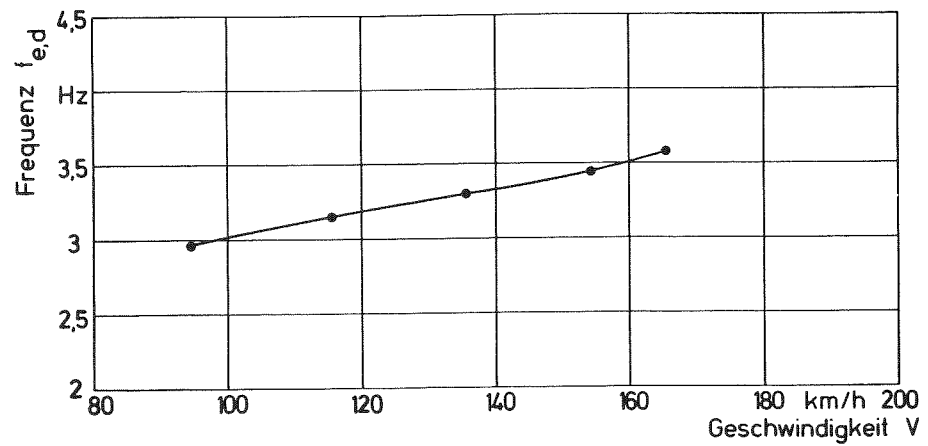


Abbildung 51: Pendel-Frequenz = $f(V)$, Fahrzeug 13

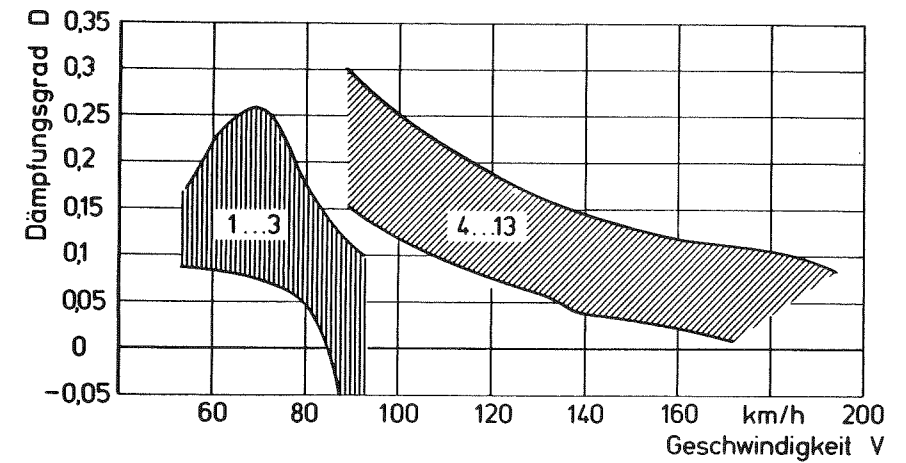


Abbildung 52: Hüllkurven aller Pendel-Dämpfungswerte

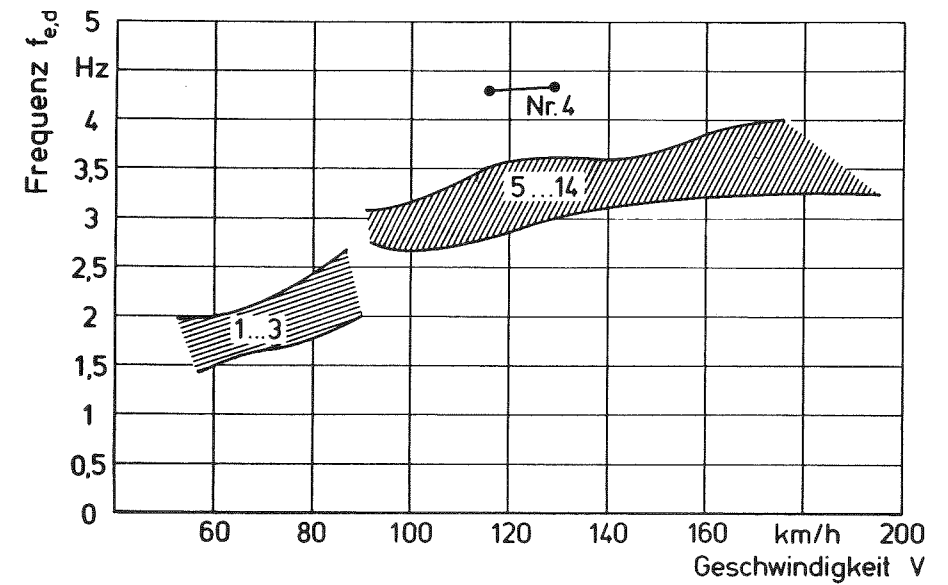


Abbildung 53: Hüllkurven aller Pendel-Frequenzwerte

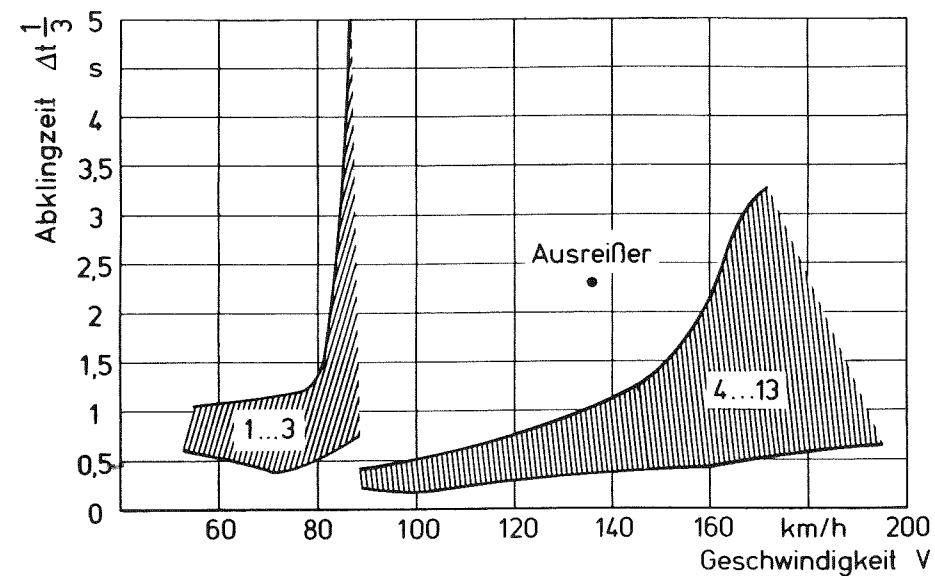


Abbildung 54: Hüllkurven aller Pendel-Abklingzeiten

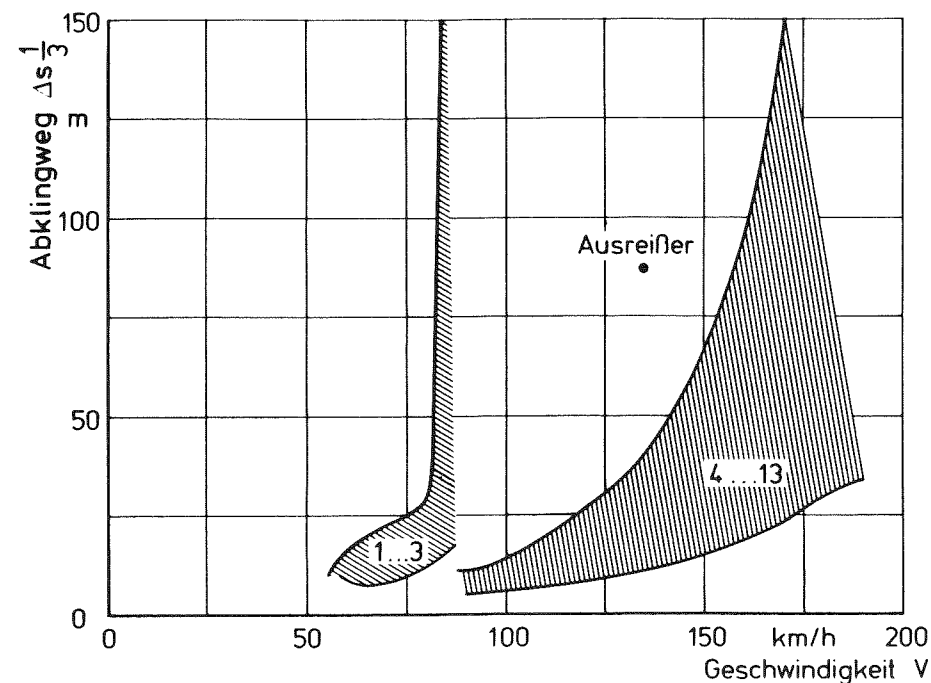


Abbildung 55: Hüllkurven aller Pendel-Abklingwege

licher Stollenbereifung ausgerüstet war, die dieses schlechte Ergebnis mit beeinflusst haben dürfte. Insgesamt bleibt festzuhalten, daß auch fahrerseitig wegen der recht niedrigen Eigenfrequenzen in diesem Geschwindigkeitsbereich Ergebnisbeeinflussungen möglich sind. Die Tatsache, daß unterhalb einer bestimmten Geschwindigkeit wieder ein Abfall der Dämpfung erfolgen kann (Kraftroller, Fahrzeug 2), harmonisiert qualitativ durchaus mit aufwendigen Rechenmodellen [Koch, 1980 (95)].

Auffällig ist, daß das Rennfahrzeug 4 bezüglich seiner Eigenfrequenz außerhalb des üblichen Streubereiches liegt (Abbildung 53). Die Ursache dürfte in dem für ein schnelles Kraftrad ungewöhnlich niedrigen Eigengewicht (Leermasse betriebsfertig 131 kg) zu suchen sein (siehe Gleichung (37), Kapitel 4.1). Bemerkenswert ist für dieses Fahrzeug die sehr niedrig liegende Fahrstabilität: es waren bei rund 155 km/h nach erfolgtem Lenkanriß vom Fahrer subjektiv sogar nicht mehr abklingende Pendelbewegungen (Dämpfung gleich null) festzustellen.

Dieses Fahrzeug konnte im übrigen bei den gefahrenen Prüfgeschwindigkeiten als einzige Ausnahme aufgrund der Motorcharakteristik des verwendeten Hochleistungszweitakttriebwerkes nicht im größten Gang betrieben werden; eingelegt wurde die vierte von insgesamt sechs Getriebestufen. Dies übt zwar über die Drehzahl der parallel zu den Laufrädern rotierenden Triebwerksmassen einen Einfluß auf die Fahrstabilität aus; dieser liegt aber außerhalb der Meßgenauigkeit, wie in Kapitel 4.2.5.8 erläutert werden wird. Da dieses Kraftrad in für ein Rennfahrzeug beachtlichen Stückzahlen vertrieben und mit sehr großen Erfolgen betrieben wurde (das untersuchte Kraftrad belegte bei einem Weltmeisterschaftslauf 1982 einen ersten Platz), ist zu vermuten, daß im Höchstgeschwindigkeitsbereich (bis rund 255 km/h) - ähnlich Fahrzeug 5 - wieder ein Anstieg der Pendeldämpfung zu verzeichnen ist. Dies kann unter anderem aerodynamische Ursachen haben. Weir [Weir, 1983 (200)] untersuchte ein Rennfahrzeug und simulierte rechnerisch die Fahrstabilität, wobei er fand, daß im obersten Geschwindigkeitsbereich wieder ein Anstieg der Pendelstabilität zu verzeichnen ist. McKibben [McKibben, 1978 (116)] berichtete von einem Rekordkraftrad, das im Bereich bis 470 km/h mehrere

Instabilitätszonen des Pendelns aufwies.

Auch bei Fahrzeug 3 (Geländesportkraftrad), das sich (ohne Lenkanriß) bis über 100 km/h "stabil" bewegen ließ, läßt sich ein solcher Zusammenhang (Wiederansteigen der Dämpfung nach einer singulären Instabilitätsstelle) vermuten.

Grundsätzlich ändert sich aber hierdurch nichts an der Feststellung, daß im erreichbaren Geschwindigkeitsbereich für übliche Serienkrafträder eine Steigerung der Geschwindigkeit in aller Regel mit einer Abnahme der Pendelstabilität einhergeht.

Generell wurden nicht mehr abklingende oder sogar aufklingende Schwingungen im Rahmen von Stabilitätsversuchen sowie -Berechnungen auch von anderen Autoren beschrieben [Hackenberg, 1985 (63); Thomson, 1983 (187); Hasegawa, 1980 (65); Roe, 1980 (149)]. Der Umstand, daß ein doch reibungsbehaftetes System zu aufklingenden Schwingungen neigen kann, mag zunächst als Phänomen erscheinen. Man muß sich jedoch im Klaren sein, daß stets (ausreichend) Energie zur Aufrechterhaltung und eventuell weiteren Anfachung solcher Oszillationen vorliegt. Sie entstammt letztlich der vom Motor abgegebenen Leistung und wird im Hinterradlatsch, wo die Zugkraft entfaltet wird, als (geringe) "Blindleistung" systemintern abgezweigt. Eine erweiterte Betrachtung zur hierzu nötigen Leistung anhand eines Beispiels zum Vorderradflattern enthält Kapitel 5.2.

Die Pendeleigenfrequenzen der betrachteten Kraftträder steigen mit zunehmender Geschwindigkeit an, bleiben jedoch bei einigen Fahrzeugen ab einer gewissen Geschwindigkeit konstant. Auch dies wird durch bekannte Rechenansätze [Koch, 1980 (95); Hackenberg, 1985 (63)] nachgewiesen. Es ist also nicht zwangsläufig der Fall, daß - wie früher von einigen Autoren vermutet - eine stetige Zunahme der Frequenz über der Fahrgeschwindigkeit vorliegt [Döhring, 1956 (40), Kageyama 1973 (82); Bönsch 1980 (14); Burg, 1981 (26)]. Ursache der einsetzenden Frequenzkonstanz sind nach heutigen Erkenntnissen dynamische Reifeneigenschaften [Koch, 1980 (95)].

Es zeigt sich, daß die Produktionspalette von Kraftträgern einen erheblichen Streubereich der Systemdämpfung gegenüber der gefürchteten Eigen-

schwingung Pendeln, die bisweilen durch äußere Störeinflüsse entfacht wird, aufweist. Vergleicht man einmal die wesentlichen technischen Fahrwerksdaten der behandelten Fahrzeuge 1 bis 13 in der Tabelle 1 mit den Dämpfungsverläufen der Bilder 26 bis 38, so wird klar, daß sich keine augenscheinlichen Korrelationen zwischen grundlegenden Fahrwerksdaten und der Fahrstabilität herleiten lassen. Dies resultiert daraus, daß sich sämtliche Kraftträder in vielerlei Auslegungsparametern gleichzeitig unterscheiden, so daß nicht einzelne interessierende Größe zu isolieren sind. Insbesondere dürften sich die Steifigkeiten relevanter Fahrwerksteile und die Massenträgheitsmomente um die einzelnen Achsen erheblich unterscheiden; jedenfalls sind systematische Zusammenhänge zwischen Auslegungsgrößen und der Fahrstabilität zu vermuten, durch Versuche mit Serienkrafträgern aber kaum nachweisbar.

Zur Klärung einiger betriebsbedingter Einflüsse wurden mit einem Serienkraftrad (Fahrzeug 7) einige Parametervariationen durchgeführt, die sich auf den Beladungszustand, Reifenverschleiß und Fahrereinfluß beziehen. Letzterer wird, da er von grundlegender Bedeutung ist und weiterführend mit einem speziell entwickelten Verstell-Experimentierkraftrad sowie auf Schwingungsprüfständen erforscht wurde, zurückgestellt bis Kapitel 4.2.6.

Die Konzipierung eines Verstell-Experimentierkraftrades entsprang dem Wunsch, einzelne Einflußparameter - speziell auch konstruktive Fahrwerksdaten, die bei Serienfahrzeugen im allgemeinen fest vorgegebenen sind - getrennt voneinander innerhalb sinnvoller Grenzen einstellen und fahrdynamisch hinsichtlich ihres Einflusses auf die Pendelstabilität untersuchen zu können. Dieses Spezialfahrzeug ist in Kapitel 4.2.5 beschrieben.

4.2.4.2 Einfluß des Beladungszustandes

Im Gegensatz zum Personenkraftwagen stellt beim Krafttrad die Nutzlast einen erheblichen Relativanteil an der Gesamtmasse dar. Es ist deshalb zu erwarten, daß Veränderungen im Beladungszustand mit merklichen Veränderungen der Fahrstabilität einhergehen. Zu diesem Zweck wurden mit Krafttrad 7

zwei Parameterversuche zum Beladungszustand gefahren. Dazu wurde das Kraftrad alternativ zum Basiszustand (Mepstechnik mit Fahrer) mit einer beziehungsweise zwei ballastierten Packtaschen seitlich am Hinterrad ausgestattet (Masse einer gefüllten Tasche: 13,1 kg, entsprechend einer Tasche plus 10 kg Ballast).

Die Ergebnisse bezüglich Pendelschwingungsdämpfung enthält **Abbildung 56**. Es zeigte sich, daß zunehmende Heckbeladung, mit der eine Erhöhung des Gierträgheitsmomentes einhergeht, einen eklatanten Einfluß auf die Fahrstabilität ausübt. Ab etwa 155 km/h traten nach Lenkanriß bei zwei montierten Packtaschen aufklingende Schwingungen auf, die der Fahrer durch sofortigen, drastischen Geschwindigkeitsabbau (Bremsen) wieder stabilisierte, **Abbildung 57**.

Zu erkennen ist bereits vor erfolgtem Lenkimpuls ein leichtes "Dauerpendeln" mit niedriger Schwingungsamplitude, aber exakt der Pendeleigenfrequenz. Eine solche Schwingung, wie sie aufgrund kleiner, andauernd wiederkehrender äußerer oder innerer Störgrößen (zum Beispiel Fahrbahn- oder Unwuchterregung) entsteht, ist ein Grund, weshalb Versuche mit Überfahren einer definierten Fahrbahnstörstelle schlecht reproduzierbar sind. Je nach Phasenlage bilden sich nämlich die gewünschten starken Pendelbewegungen oberhalb des Grundschwingungsniveaus aus oder sie werden unter Umständen vollständig ausgelöscht (gegenphasiger Störimpuls). Auf diese Weise kann ein Kraftrad im regulären Fahrbetrieb über längere Strecken andauernde Pendelbewegungen ausführen, wobei diese Schwingungen dann verstärkt oder ausgelöscht werden, wenn sich weitere Störungen phasengleich oder -verschoben superponieren.

Die statische Vorderradlast des besetzten Kraftrades blieb bei diesen Versuchen wegen des praktisch exakt über dem Hinterradaufstandspunkt befindlichen Ballastschwerpunktes im Rahmen der Meßgenauigkeit mit rund 1390 Newton Aufstandskraft konstant. Es ist also nicht möglich, Aussagen über die Pendelstabilität direkt auf die Vorderradlast zu beziehen, obwohl das gelenkte Vorderrad über die Kreiselmechanik einen großen Anteil auf die Gesamtstabilität ausübt (siehe Kapitel 3.1 und 6.1). Vielmehr sollten, wie dies auch das Schleppradmodell nahelegt, die Hinterradlast und insbe-

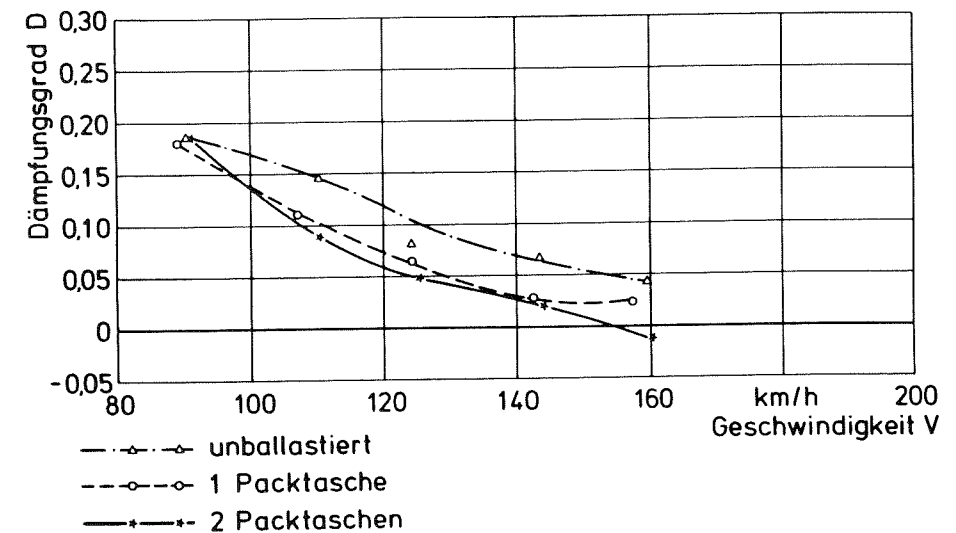


Abbildung 56: Einfluß von Packtaschen auf den Pendel-Dämpfungsgrad (Fahrzeug 7)

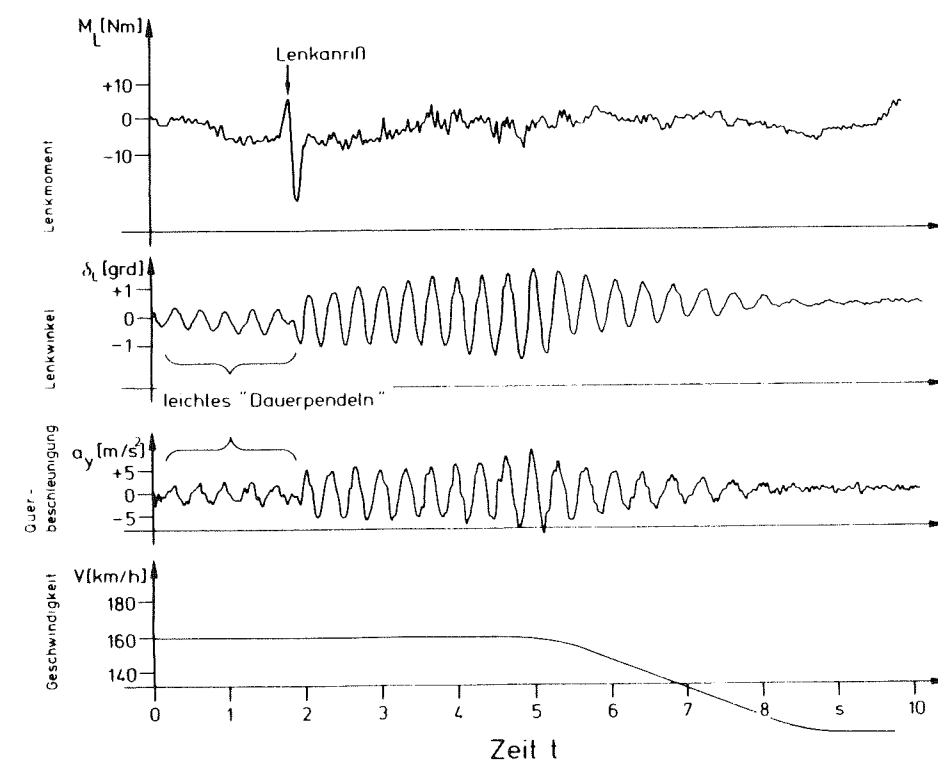


Abbildung 57: Pendelmeßschrieb (Fahrzeug 7)

sondere das Massenträgheitsmoment des Fahrzeuges um die Hochachse (Gierachse) betrachtet werden. Wie bereits in Gleichung (48) in Kapitel 4.1 dargestellt, verschlechtern sich die Dämpfungseigenschaften des Schleppradsystems bei einer Zunahme dieser Werte, was sich im Versuch eindeutig bestätigen ließ [Roe, 1976 (147)].

Mit wachsender Beladung senkt sich erwartungsgemäß die Eigenfrequenz des Pendelns ab, **Abbildung 58** (die Eigenkreisfrequenz und damit die Schwingfrequenz ist gemäß Gleichung (37) in Kapitel 4.1 umgekehrt proportional zur Wurzel der Masse).

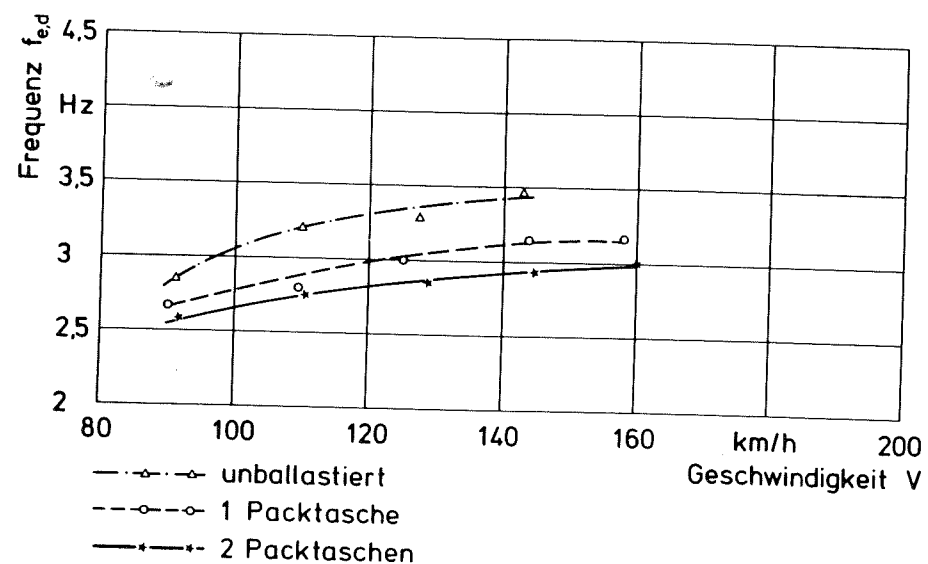


Abbildung 58: Einfluß von Packtaschen auf die Pendel-Frequenz (Fahrzeug 7)

4.2.4.3 Einfluß des Reifenzustandes

Es ist in Kraftradfahrerkreisen bekannt, daß ein autobahntypisch in der Laufflächenmitte stark verschlissener Hinterradreifen, der durchaus noch der gesetzlichen Mindestanforderung (ein Millimeter Restprofiltiefe) genügt, im üblichen Fahrbetrieb bereits deutliche Fahrstabilitätseinbußen im Hochgeschwindigkeitsbereich hervorrufen kann. Dies ist deshalb von besonderer Wichtigkeit, weil ein

Kraftradhinterreifen bei leistungsstarken Fahrzeugen nur wenige tausend Kilometer Laufleistung als Lebensdauer erzielt. Zu dieser Fragestellung fanden mit Kraftrad 7 Vergleichsuntersuchungen statt, wobei der Hinterreifen durch natürlichen Abrieb im Straßenbetrieb weitestgehend verschliffen wurde. **Abbildung 59** zeigt den Einfluß des Hinterreifenverschleißes auf die Pendelstabilität bei Geradeausfahrt auf ebener Fahrbahn und Lenkmomentenanregung.

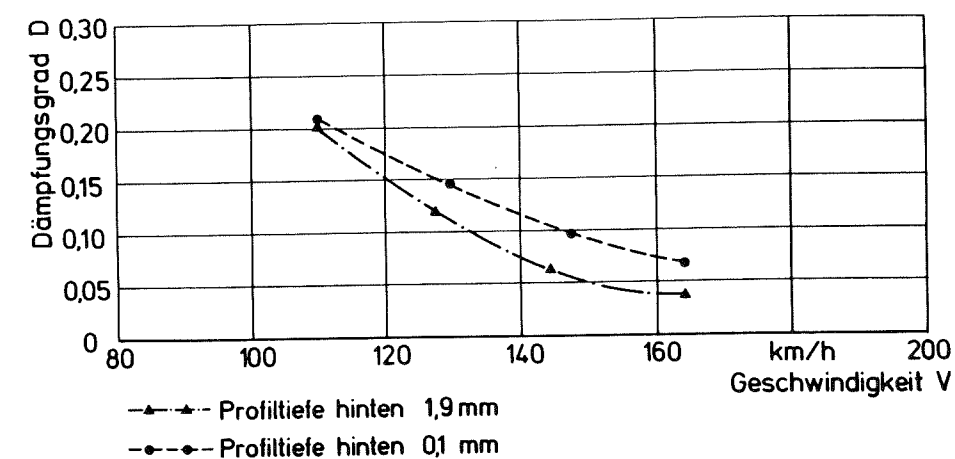


Abbildung 59: Einfluß der Profiltiefe hinten auf den Pendel-Dämpfungsgrad (Fahrzeug 7)

Erstaunlicherweise ließ sich der Effekt abnehmender Fahrstabilität, wie ihn Koch [Koch, 1980 (95)] und andere Autoren [Quirder, 1981 (139)] beschrieben, nicht nachweisen. Vielmehr wiesen die Versuchsergebnisse mit abnehmender Profiltiefe sogar eine Zunahme an Fahrstabilität aus. Möglicherweise liegt die Ursache in der wohl durch die Profilabnahme bedingten Steigerung der Schräglaufsteife des Reifens (Tendenz zum "Breitreifen"). Diesen Einfluß auf die Stabilität deutet das Schleppradmodell in Kapitel 4.1 (Gleichung (48)) an. Es sei aber bereits jetzt im Vorgriff auf Kapitel 4.2.5.5 bemerkt, daß die Schräglaufsteife alleine nicht generell ausreichend für die Beschreibung des Reifeneinflusses auf die Fahrstabilität ist. Es wird in der Literatur darauf hingewiesen, daß dyna-

mische Kennwerte [Kronthaler, 1983 (107)] sowie die Reifendämpfung [Michel, 1983 (119); Michel, 1984 (120); Michel, 1985 (121)] eine erhebliche Rolle spielen.

Bei subjektiven Beurteilungsfahrten neigte das betrachtete Kraftrad bei schneller Kurvenfahrt mit verschlissenen Hinterrreifen auf der Bundesautobahn zu deutlichen Pendelbewegungen, wie sie ansonsten nicht auftraten. Es läßt sich daraus schließen, daß bei Kurvenfahrt ein "Kantentragen" des Reifenquerschnittes, welcher in Querrichtung nicht mehr die ursprüngliche weitgehend gleichförmig gerundete Wölbungskontur besitzt, eintritt, was dann zu Instabilitäten führt, die sich bei Geradeausfahrt nicht einstellen, auch wenn das Fahrzeug zum Pendeln durch Lenkimpuls angeregt wird (zur Größe der dabei auftretenden Rollwinkel siehe Kapitel 4.2.7). Es wurde bereits nachgewiesen, daß sich die Reifenkennwerte durch diesen Abnutzungszustand erheblich verändern [Sakai, 1979 (153)].

4.2.5 Das Verstell-Experimentier-Kraftrad

Wie erwähnt, entsprang die Motivation, ein in seinen Fahrwerksdaten einstellbares Kraftrad zu bauen, dem Wunsch, üblicherweise fest vorgegebene Konstruktionsdaten gezielt verändern und deren Auswirkungen auf die Pendeldämpfung darstellen zu können. In **Abbildung 60** ist eine Gesamtansicht des eigens zu diesem Zweck entwickelten und gebauten Fahrzeuges zu sehen. **Tabelle 2** listet alle wichtigen technischen Daten auf. Dabei sind diese für den Bezugszustand, mit welchem die sogenannten "Standard-Versuche" durchgeführt wurden (siehe Kapitel 4.2.5.1), aufgeführt. Als Besonderheit sind Radstand, Vorderradnachlauf und Lenkkopfwinkel in bestimmten Grenzen variierbar. Außerdem lassen sich Zusatzmassen am Lenksystem und Hinterrahmensystem befestigen, womit gezielt die Wirkung von verschiedenen großen Massenträgheitsmomenten um verschiedene Achsen zu untersuchen war.

Der Rahmen mit einer üblichen Tauchgabel (Hülseführung) als Vorderradführung und konventioneller geschleppter Schwinge (Längslenker) als Hinterradaufhängung ist als "unten offener" Rahmen ohne geschlossene Unterzüge ausgeführt und integriert das

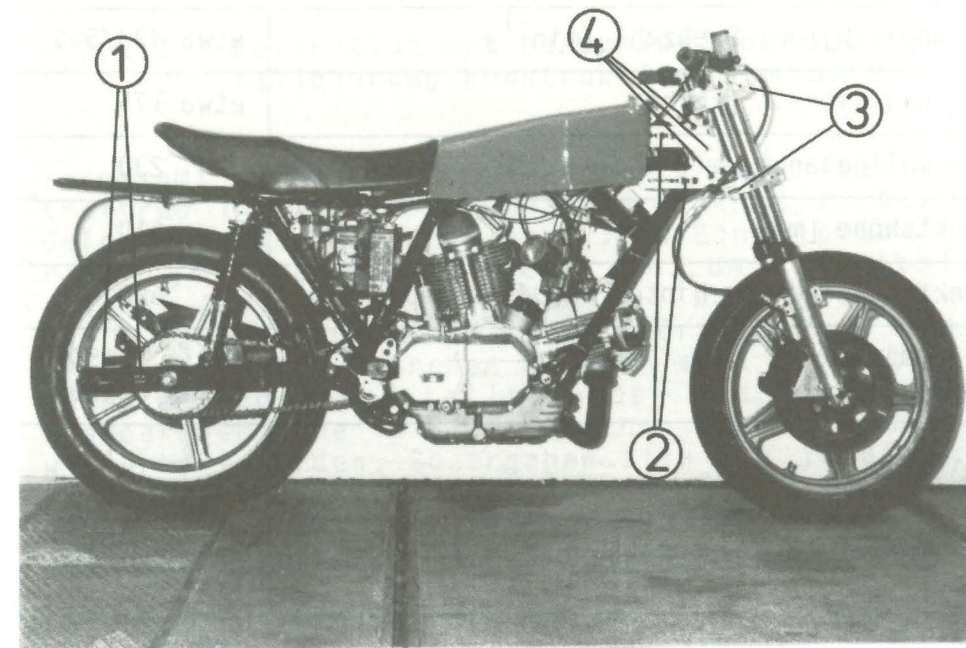


Abbildung 60: Das Verstell-Experimentier-Kraftrad

- | | | | | |
|---|---|---------------------------|---|----------------------|
| 1 | + | 2 | = | Radstandsverstellung |
| 3 | = | Nachlaufverstellung | | |
| 4 | = | Lenkkopfwinkelverstellung | | |

Triebwerk bewußt als statisch tragendes Element in den Gesamtverbund ein. Dazu ist der Motor-Getriebe-Block mittels ausdistanzierter Stahlbuchsen verspannungsfrei mit dem Rahmen verschraubt. Diese Stahlbuchsen lassen sich wahlweise durch Gummielemente (Silentblochs) ersetzen, wodurch eine starke Verringerung der resultierenden Fahrwerkssteifigkeit erreicht wird.

Weiterhin sind Anbauteile wie Lenkerverkleidung, Gabelstabilisatoren, Lenkungsämpfer und andere adaptierbar. Das Fahrzeug ist soziustauglich. Seine Abmaße und als Basiseinstellung gewählten Fahrwerksgrößen repräsentieren etwa ein durchschnittliches Kraftrad der gehobenen Leistungsklasse. Alle Vergleiche von Parameterversuchen werden auf diese Basiseinstellung bezogen ("Standard-Versuche").

Zahl der Sitzplätze	2
Hubraum [cm ³]	864
Nennleistung [kW]/bei Drehzahl [min ⁻¹]	etwa 48/7500
Höchstgeschwindigkeit [km/h]	etwa 175
Leermasse vollgetankt, mit Meßtechnik [kg]	230
Schwerpunktshöhe [mm]	510
Schwerpunktsabstand vom Hinterradaufstandspunkt [mm]	690
Radstand [mm]	1487...1650 Basis: 1499
Nachlauf [mm]	59... 126 Basis: 103
Lenkkopfwinkel [grd]	25,5... 31 Basis: 27
Bereifung vorne; Luftdruck [bar]	100/90 V 18; 2,0
Bereifung hinten; Luftdruck [bar]	4,25/85 V 18; 2,2
Schräglaufsteife vorne [N/rad]	25 200
Schräglaufsteife hinten [N/rad]	29 200
Massenträgheitsmoment um Lenkachse [kgm ²]	0,58
Massenträgheitsmoment um Gierachse [kgm ²]	45
Massenträgheitsmoment um Rollachse [kgm ²]	77
laterale Biegesteife Vorderradfelge [N/mm]	1 306
laterale Biegesteife Hinterradfelge [N/mm]	1 347
laterale Biegesteife Vorderradgabel [N/mm]	201
laterale Biegesteife Hinterradschwinge [N/mm]	2 327
laterale Biegesteife Rahmen [N/mm]	495
Torsionsteife Vorderradgabel [Nm/grd]	46
Torsionssteife Hinterradschwinge [Nm/grd]	1 321
Torsionssteife Rahmen [Nm/grad]	1 783

Tabelle 2: Technische Daten des Verstell-Experimentier-Kraftrades (Basiszustand, Federung vorne und hinten zu je ein Drittel des Gesamtfederweges des Federelementes eingefedert, Fahrzeug betankt, inklusive Meßtechnik, ohne Fahrer)

4.2.5.1 Definition des Bezugszustandes zur Validierung konstruktiver Parameter

Insgesamt wurden mit dem Verstell-Experimentier-Kraftrad in zwei statistisch getrennt zu behandelnden Versuchsgruppen etwa 1800 Einzelpendelansätze gefahren und ausgewertet. Um eine statistische Absicherung zu erhalten, wurden die zwei aus versuchstechnischen Gründen örtlich und zeitlich getrennt gefahrenen Gruppen auch separat ausgewertet und dargestellt, wobei die sogenannten Standardversuche im Basiszustand jeweils mehrfach wiederholt wurden. So ergaben sich die jeweiligen Streubänder für Frequenz und Dämpfung, einmal dargestellt für das Lenksystem und einmal bezogen auf das Rahmensystem, in den **Abbildungen 61 bis 68**.

Aufgrund unvermeidbarer, geringer Toleranzen des Fahrerverhaltens (bei stets gleichem Fahrer), der klimatischen Bedingungen, des (allerdings hinsichtlich Temperatur und Verschleiß durch häufigen Reifenwechsel und anschließendes "Einfahren" weitgehend konstant gehaltenen) Reifenzustandes und anderer Faktoren resultierten diese Streubänder, die im einzelnen folgendermaßen entstanden:

Eine Versuchsreihe bestand für einen kompletten "Standard"-Versuch aus je sechs Lenkanrissen bei rund 100 km/h, 120 km/h, 140 km/h und 160 km/h. Die sechs Werte einer jeden Geschwindigkeit wurden zunächst arithmetisch zu einem gemittelten Meßpunkt zusammengezogen. Mehrere Versuchsreihenwiederholungen ergaben auf diese Weise mehrere, verschiedene Mittelwerte pro gefahrene Geschwindigkeitsstufe. Die Toleranzbänder der Meßwerte rekrutieren sich aus dem für jede Geschwindigkeit größten und kleinsten Mittelwert. Die "mittleren" Kurven innerhalb der Toleranzbänder sind das arithmetische Mittel aus allen Standard-Versuchsreihen. "Ausreißer" ließen sich durch die Vielzahl der Versuche deutlich erkennen und sind bei der Streubandbildung bereits eliminiert.

Zusätzliche Versuchsreihen (Parametervarianten) - die wegen des Aufwandes stets nur einmal, wohl aber wieder mit sechs Lenkanrissen pro Fahrgeschwindigkeitsstufe durchgeführt wurden - werden im folgenden auf die "mittlere" Kurve des jeweils zugehörigen Toleranzbandes bezogen. Es liegen dann besonders auffällige Einflüsse (zum Beispiel bei

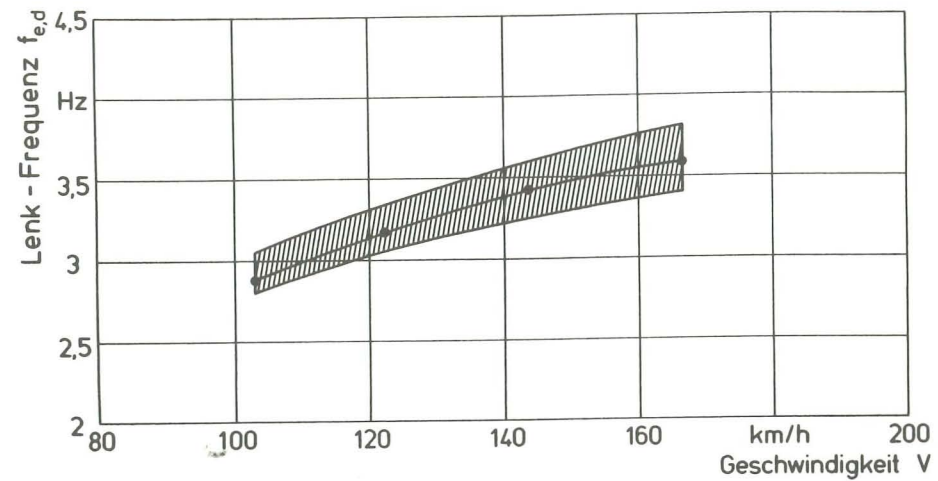


Abbildung 61: Lenk-Eigenfrequenz des Verstell-Experimentier-Kraftrades beim Pendeln (Versuchsort 1)

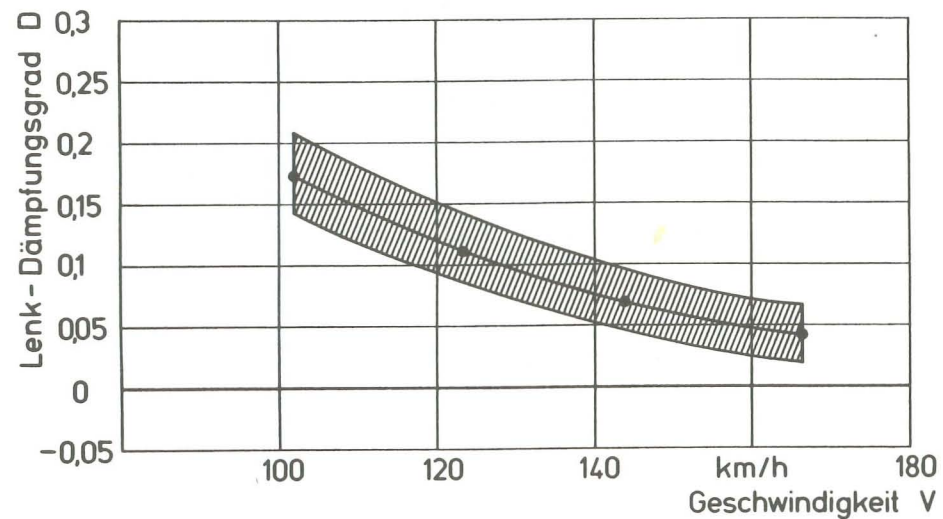


Abbildung 62: Lenk-Dämpfungsgrad des Verstell-Experimentier-Kraftrades beim Pendeln (Versuchsort 1)

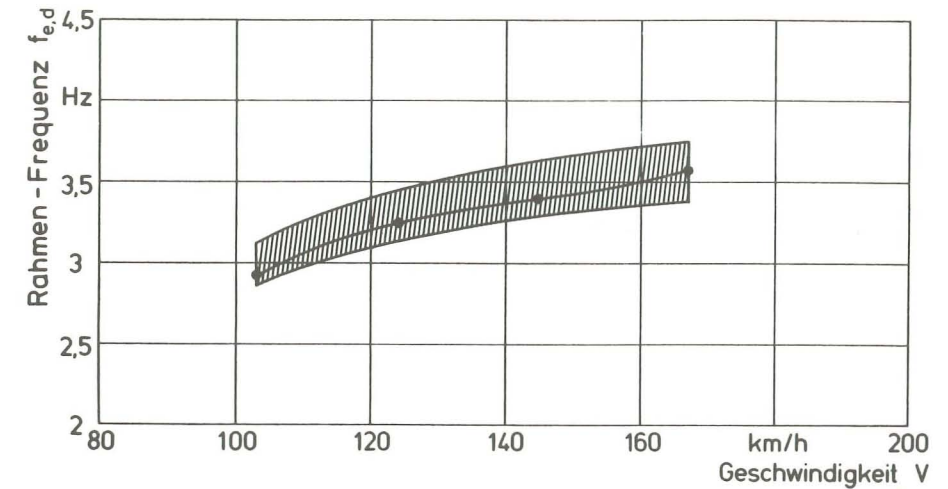


Abbildung 63: Rahmensystem-Eigenfrequenz des Verstell-Experimentier-Kraftrades beim Pendeln (Versuchsort 1)

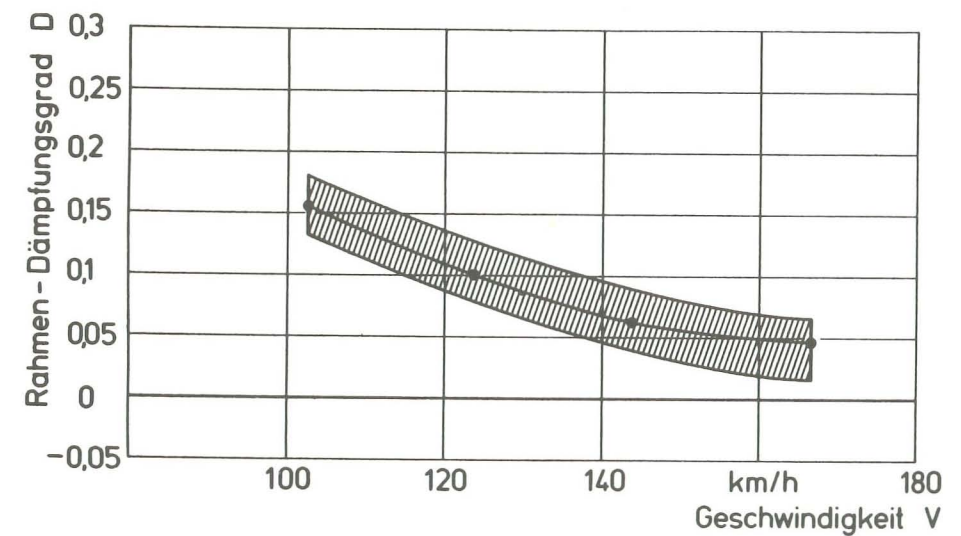


Abbildung 64: Rahmensystem-Dämpfungsgrad des Verstell-Experimentier-Kraftrades beim Pendeln (Versuchsort 1)

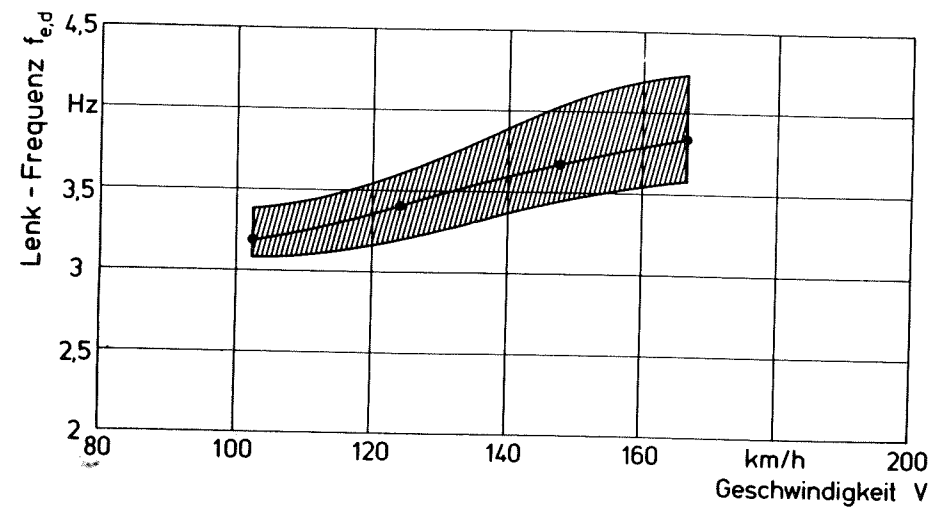


Abbildung 65: Lenk-Eigenfrequenz des Verstell-Experimentier-Kraftrades beim Pendeln (Versuchsort 2)

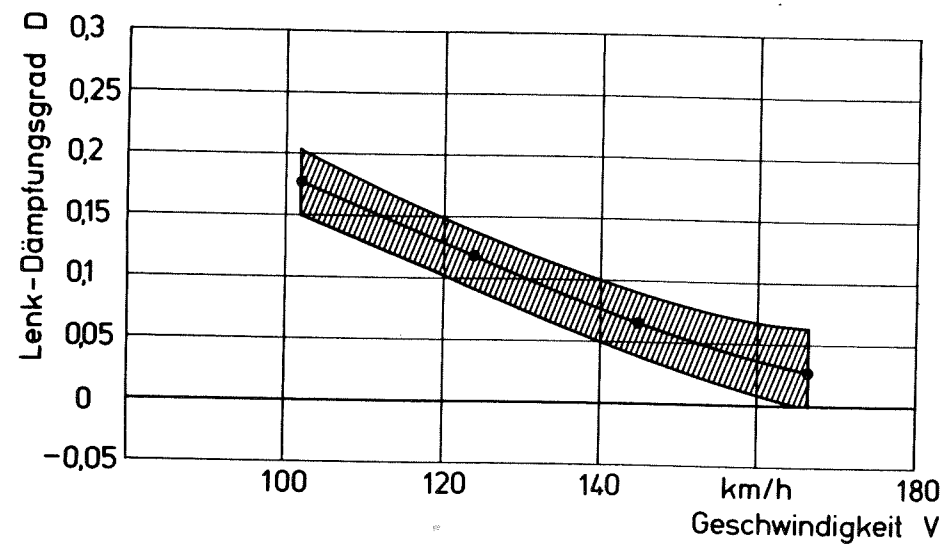


Abbildung 66: Lenk-Dämpfungsgrad des Verstell-Experimentier-Kraftrades beim Pendeln (Versuchsort 2)

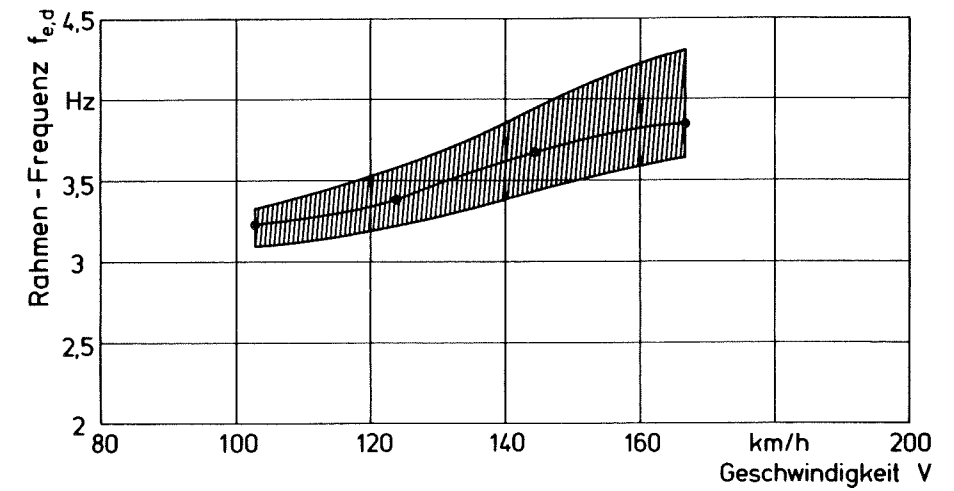


Abbildung 67: Rahmensystem-Eigenfrequenz des Verstell-Experimentier-Kraftrades beim Pendeln (Versuchsort 2)

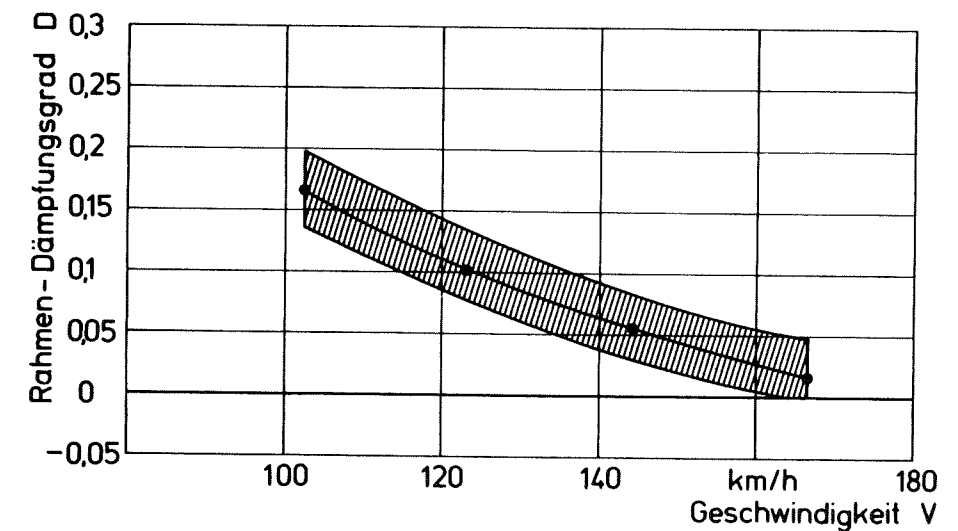


Abbildung 68: Rahmensystem-Dämpfungsgrad des Verstell-Experimentier-Kraftrades beim Pendeln (Versuchsort 2)

Anbauteilen) vor, wenn der die Parametervariation dokumentierende Kurvenzug außerhalb des den Basiszustand charakterisierenden Streubereiches liegt. Als aussagekräftiger erwies es sich, anstatt - wie bei den Serienfahrzeugen erfolgt - der Meßwerte des Hinterrahmensystems (Beschleunigungsaufnehmer) diejenigen des Lenksystems (Winkelgeber) zur weiteren Auswertung heranzuziehen, weil sie eher mit den subjektiven Feststellungen des Fahrers korrelierten. Deshalb werden im weiteren Verlauf der Arbeit alle Darstellungen des Pendelns auf das Abklingverhalten des Lenksystems bezogen. Durch die Koppelung von Lenkung und Rahmen über die Größen Nachlauf und Radstand am Lenkkopf sind im übrigen meist nur relativ geringe oder keine Unterschiede im Dämpfungs- und Frequenzverhalten beider Teilsysteme feststellbar [Bayer, 1983 (8); Bayer, 1985 (10)]. Da der Fahrer die Lenkschwingungen unmittelbar in seinen Armen als Relativbewegungen empfindet, erscheinen sie als Auswertegrößen auch recht geeignet.

Konstruktive Fahrzeugvariationen, die stufenweise so vorgenommen wurden, daß ein Trend im Sinne einer stetigen Veränderung der Pendeldämpfung als Funktion dieser Fahrzeugvariation (beispielsweise Radstand) gesichert nachweisbar war, werden dokumentiert, indem für jeweils zwei konstante Fahrgeschwindigkeiten der Verlauf der Pendeldämpfung über dem Konstruktionsparameter dargestellt wird. Dies läßt unmittelbar erkennen, welchen Einfluß eine Konstruktionsgröße auf die Fahrstabilität ausübt.

Auf eine Darstellung des Eigenfrequenzverhaltens bei einzelnen Systemmodifikationen wird im weiteren bewußt verzichtet, da Pendeln vorrangig ein Problem ausreichender Dämpfung und nicht der Höhe der Eigenfrequenz ist.

Nicht immer war es versuchstechnisch möglich, bei beabsichtigten Parametervariationen eine einzige Einflußgröße isoliert auf den gewünschten Wert einzustellen. Oft ergaben sich durch Verändern eines bestimmten Fahrwerkswertes implizit nicht zu vermeidende Veränderungen anderer Größen, die eigentlich (als "Basismaße" gemäß Tabelle 2) konstant gehalten werden sollten. Um nun dennoch Einzeleinflüsse quantitativ bewerten zu können, war es in derartigen Fällen notwendig, eine Bereinigung der unerwünschten Effekte im Ergebnis vorzu-

nehmen. Dies geschah soweit als irgend möglich, die wenigen Ausnahmen hiervon werden jeweils angegeben und begründet. Anhand des Beispiels "Nachlaufverstellung" soll das Prinzip der "Bereinigung von Meßwerten" erläutert werden:

Eine geometrische Verstellung des Nachlaufes am Verstell-Experimentier-Kraftrad ergibt durch die hierzu notwendige Verschiebung der gesamten Vorderradgabel in ihren Gabelbrücken sofort auch eine zum Teil deutliche Veränderung folgender Fahrwerksgrößen:

- Lenkkopfwinkel (Verschiebung der Gabel erfolgt auf schiefer Ebene)
- Radstand
- Massenträgheitsmoment um die Lenkachse

Diese unbeabsichtigten, zusätzlichen Veränderungen mußten, sofern sie einen meßbaren Einfluß auf die Fahrstabilität ausübten, auskorrigiert werden. So wurde zum Beispiel der Radstand in eigenen Versuchsreihen durch Verstellen des Hinterrades und des Vorderbaus gezielt variiert. Allerdings veränderten sich dabei die Werte für das Gierträgheitsmoment, so daß dieses (und gekoppelt damit das Rollträgheitsmoment) nun in weiteren Versuchsreihen zur Quantifizierung dieses Einflusses gezielt verändert werden mußte. Mit dem solchermaßen um das Massenträgheitsmoment bereinigten Radstandeinfluß war jetzt die Versuchsreihe "Nachlaufvariation" bezüglich des eigentlichen Radstandeinflusses zu bereinigen. Analog mußte mit den anderen genannten Einflußfaktoren bei der Nachlaufverstellung verfahren werden, bis schließlich isoliert der rein geometrische Nachlaufeinfluß auf die Pendeldämpfung herausgefiltert war. Die eigentliche Bereinigung erfolgte additiv beziehungsweise subtraktiv.

Man erkennt, daß zur Bereinigung aller Einflüsse ein nicht unerheblicher Aufwand zu betreiben ist. Das dürfte der Grund sein, weshalb in der bisherigen Forschung auf die experimentelle Verifikation derartiger Konstruktionsgrößen weitgehend verzichtet wurde. So merkte schon Collins [Collins, 1963 (35)] in seiner Arbeit theoretischen Inhalts über Grundlagen der Zweiradstabilität, die an Döhrings Forschungen anknüpfte [Döhring, 1954 (38)], an, daß zum Beispiel eine Veränderung des Lenkkopfwinkels im allgemeinen auch eine Veränderung des

Nachlaufes in sich birgt. Er stellte zudem fest, daß gerade das gelenkte Vorderradsystem und dessen physikalische Größen für den Stabilisierungsprozeß ausschlaggebend sind. Das läßt darauf schließen, daß eine explizite Aufschlüsselung der einzelnen Parameter wünschenswert ist.

Die als Nachfolgewerk zu Collins entstandene Arbeit von Singh [Singh, 1964 (175)] enthält außer rechnerischen Abhandlungen einige Ergebnisse aus Fahrversuchen im Bereich bis 130 km/h mit einem Kraftrad, das mit Verstellmöglichkeiten für Nachlauf und Lenkkopfwinkel ausgerüstet war. Dort wurde aber festgestellt, daß die ausgeführten Tests wegen diverser Imponderabilien nicht als quantitative Information verstanden werden sollten, sondern nur Trends aufzuzeigen haben. Auch Engels [Engels, 1960 (49)] führte Fahrversuche mit veränderten (Serien-)Krafträdern durch, allerdings nur im Geschwindigkeitsbereich unterhalb 100 km/h.

4.2.5.2 Fahrwerksgeometrie

Folgende Änderungen wurden experimentell untersucht (Definition der Fahrwerksgrößen siehe Abbildung 8):

- Variation des Radstandes
- Variation des Nachlaufs
- Variation des Lenkkopfwinkels

Bei einer Veränderung des Radstandes (Nachlaufs) stellt sich durch die veränderte tragende Länge von Fahrwerksteilen eine andere resultierende Steifigkeit ein und zwar dergestalt, daß mit zunehmendem Radstand (abnehmendem Nachlauf) die Steife sinkt. Dieser Einfluß war durch Prüfstandsmessung nur bei der Radstandsverstellung deutlich nachweisbar, bei der Nachlaufvariation hingegen war er relativ gering. Er konnte nicht auskompenziert werden, weil zur exakten Behandlung des Problems zwischen durch Fahrwerkselastizitäten aufgezwungenem Sturz einerseits und Schräglauf andererseits differenziert werden müßte, was im Fahrversuch nicht durchführbar war. Wie in Kapitel 4.2.5.4 nachgewiesen werden wird, kann die Fahrstabilität mit abnehmender Fahrwerkssteifigkeit sinken; dort ist auch der Steifigkeitsmeßaufbau erläutert.

Abbildung 69 gibt den Einfluß des Radstandes auf die Fahrstabilität beim Pendeln wieder. Man erkennt für die beiden betrachteten Geschwindigkeiten, daß - trotz der erhöhten Fahrwerkselastizitäten - mit der Vergrößerung des Radstandes eine Erhöhung der Dämpfung einhergeht, so daß also der geometrische Effekt der Radstandsvariation dominiert.

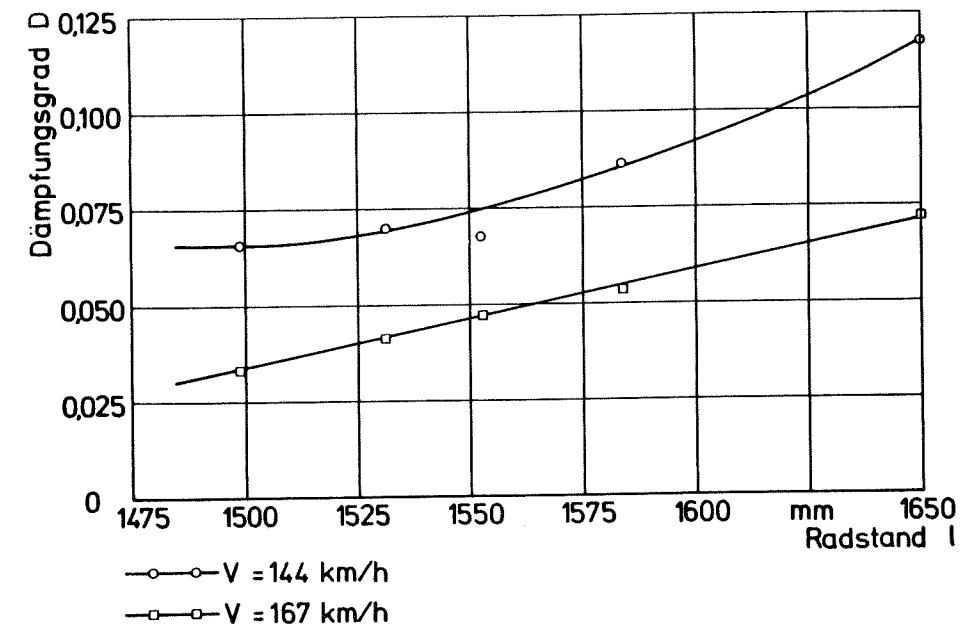


Abbildung 69: Einfluß des Radstandes auf den Pendel-Dämpfungsgrad

Ebenso wie ein verlängerter Radstand wirkt eine Vergrößerung des Nachlaufes im wesentlichen stabilisierend (Abbildung 70). Dabei ist noch gesondert zu beachten, daß ein verlängerter Nachlauf für die Reifenseitenkraft einen verlängerten Hebelarm zur Verfügung stellt, welcher größere Torsionsmomente in die Gabel einleitet.

Erklärbar sind beide Konstruktionseinflüsse (langer Radstand, langer Nachlauf) durch das Schleppradmodell (Gleichung (48) in Kapitel 4.1). Dort wächst die Dämpfung mit steigender "Schlepplänge". Auch Roland [Roland, 1973 (150)] fand auf rechnerischem Weg, daß eine Zunahme des Radstandes stabilisierend wirkt, stellte aber im Widerspruch zu den hier gefundenen Ergebnissen fest, daß ein langer Nachlauf die Pendelstabilität abbaut.

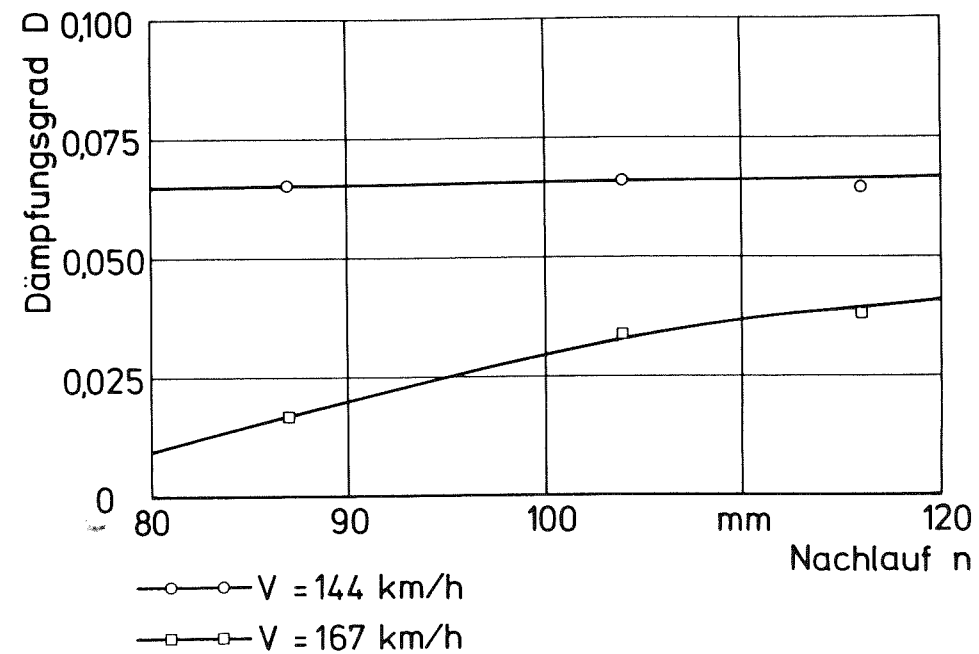


Abbildung 70: Einfluß des Nachlaufs auf den Pendel-Dämpfungsgang

Als dritte geometrische Grundgröße bei der Fahrwerksauslegung von Krafträdern gilt der Lenkkopfwinkel. Er "dosiert" gewissermaßen die Größe der in das Gesamtsystem vom lenkbaren Vorderrad aus eingeleiteten Kreismomente [Trzebiatowsky, 1955 (189); Pachernegg, 1982 (135)]. Wäre, wie in Abbildung 4, ein Steuerkopfwinkel von null Grad vorhanden (senkrecht stehende Steuerkopfachse), dann würde eine Lenkbewegung in voller Größe fahrdynamisch als Gierdrehung des Vorderrades wirksam. Bei üblichen Steuerkopfwinkeln von etwa 28 Grad (siehe Tabelle 1) läßt sich gemäß **Abbildung 71** für das reale Vorderradsystem näherungsweise eine einfache Drehvektorenzerlegung vornehmen.

Vektorenzerlegung:

$$\delta_{\text{eff}} = \delta_L \cdot \cos \epsilon \quad (61)$$

Einsetzen von $\epsilon = 28 [^\circ]$ liefert:

$$\delta_{\text{eff}} = 0,883 \cdot \delta_L \quad (62)$$

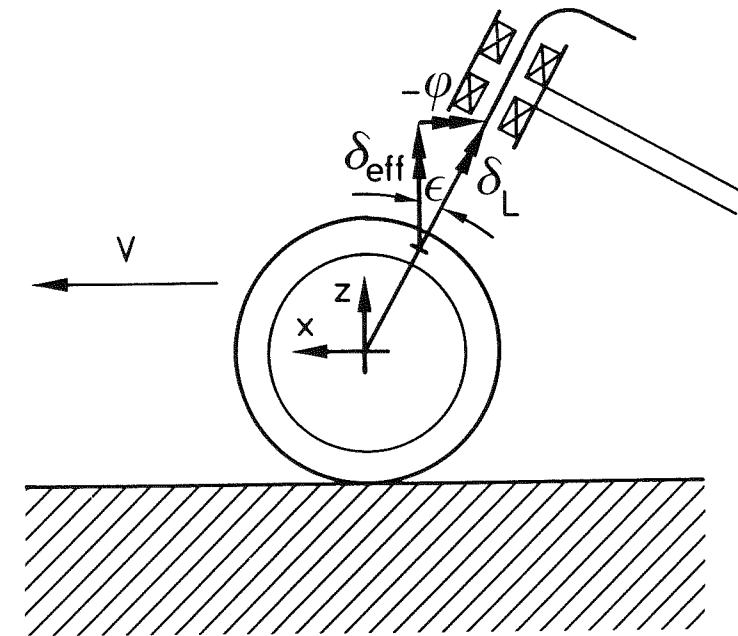


Abbildung 71: Drehvektorenzerlegung am Lenksystem

Das bedeutet, daß nur rund 88 Prozent der ursprünglichen Lenkbewegung eine Kippreaktion durch Kreismomente hervorrufen. Mit zunehmendem Steuerkopfwinkel wird dieser Effekt immer deutlicher; das heißt, das resultierende Kippmoment nimmt mit flacher werdendem Steuerkopfwinkel ab. Dies entspricht einer "ruhigen" Lenkreaktion und kann als fahrstabilitätsfördernd interpretiert werden. Allerdings muß hier auf die Forderungen der sogenannten Handlichkeit (Kurswechselverhalten) Rücksicht genommen werden, die im Sinne einer optimalen "Agilität" des Kraftrades eher kleine Steuerkopfwinkel fordert [Yoshida, 1972 (211); Kageyama, 1973 (82); Pachernegg, 1982 (135)]. Zudem ist zu beachten, daß bei der heute praktisch ausschließlich üblichen Vorderradaufhängung in Form einer

Tauchgabel der Gabelanstellwinkel auf die aus Fahrbahnunebenheiten resultierenden Störkräfte hin zu optimieren ist, was zum Teil dazu führte, daß bei einzelnen ausgeführten Konstruktionen die Gabelholme nicht parallel zur Steuerkopfachse verlaufen (angedeutet in Abbildung 8, kinetisch wirksam ist aber nach wie vor die eigentliche Steuerkopfneigung); dennoch läßt sich der Steuerkopfwinkel nicht in beliebigen Grenzen variieren, sondern stellt in der Praxis einen Kompromiß aus Fahrstabilität, Handling und Federansprechvermögen dar.

Eine andere Vorderradführungskonstruktion könnte hinsichtlich Federansprechvermögen hier Abhilfe schaffen (geschobene Kurzschwinge nach Roe [Roe, 1980 (149); Roe, 1978 (148)]), zumal da selbst Langschwinger- (Längslenker-) Konstruktionen nicht notwendigerweise höhere Massenträgheitsmomente um die Lenkachse, die fahrstabilitätsmindernd wirken (Kapitel 4.2.5.3), aufweisen müssen [Müller, 1970 (127)].

Im übrigen ergeben sich in vielerlei Hinsicht divergierende Forderungen für Fahrstabilität einerseits und Handlichkeit andererseits (siehe auch Kapitel 4.2.5.3), da sie gemäß Abbildung 3 unterschiedlichen Bewegungsabläufen (Längs- beziehungsweise Querdynamik) zuzuordnen sind. Es ist aber kein Anspruch dieser Arbeit, Erkenntnisse über das Handling- und Ausweichverhalten zu gewinnen, da dies eigene Untersuchungsreihen mit anderen Testmethoden erfordert [Koch, 1980 (95); Watanabe, 1973 (193); Wolfer, 1986 (210)].

Abbildung 72 enthält den experimentell gefundenen Einfluß des Steuerkopfwinkels auf die Pendelstabilität. Übereinstimmend mit dem beschriebenen Einradmodell und mit Ergebnissen von Roland [Roland, 1973 (150)] ergibt sich eine zunehmende Dämpfung mit flacher angestelltem Steuerkopf (größerem Steuerkopfwinkel), wohingegen Collins [Collins, 1963 (35)] auf rein rechnerischem Wege Gegenteiliges fand.

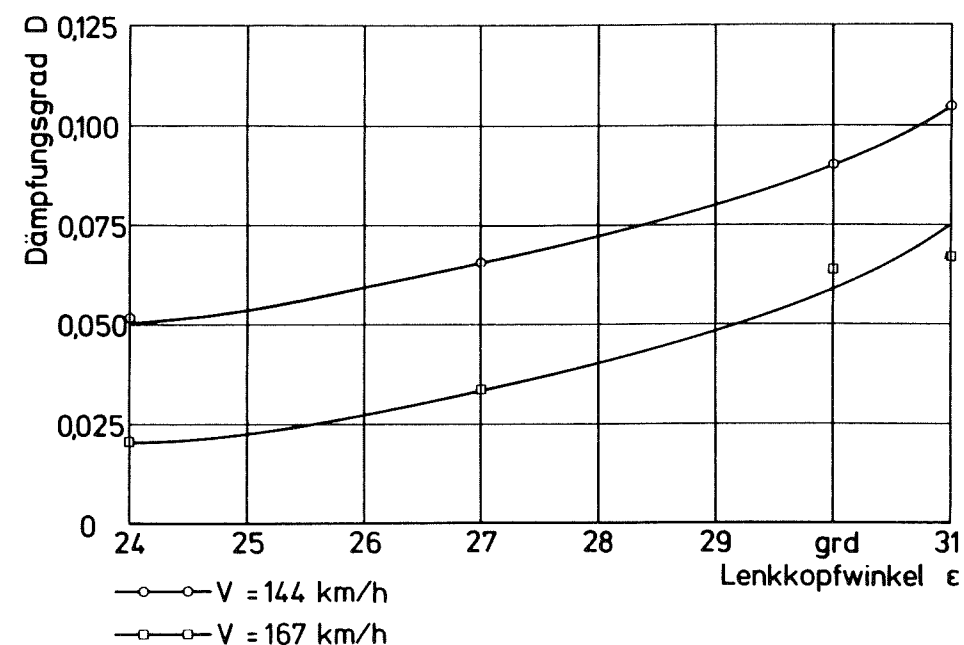


Abbildung 72: Einfluß des Lenkkopfwinkels auf den Pendel-Dämpfungsgrad

4.2.5.3 Masseverteilung

Für Drehschwingungsvorgänge, wie sie beim Pendeln eines Kraftrades um Lenk-, Roll- und Gierachse auftreten (siehe Kapitel 4.2.7), ist es sinnvoll, die Massenträgheitsmomente um die drei genannten Achsen hinsichtlich ihres Einflusses auf die Fahrstabilität zu untersuchen. Daher wurden im Versuch diese Trägheitsmomente durch Anbringen von Zusatzmassen an das Verstell-Experimentier-Kraftrad variiert. Dazu war dieses unter anderem durch Verwendung eines schmal bauenden Zwei-Zylinder-V-Motors mit quer zur Fahrtrichtung stehender Kurbelwelle ("Längsläufer", weil die Schwungmassendrehenebene parallel zu den Laufrädern des Fahrzeuges und damit längs zur Fahrtrichtung liegt) in den Trägheitsmomenten um die relevanten Achsen vergleichsweise niedrig ausgelegt [Breuer, 1985 (21); Bönsch, 1980 (14); Watanabe, 1973 (193)], wodurch Zusatzmassen eine noch sinnvolle Veränderung innerhalb des üblichen Konstruktionsbereiches ergaben. Einige extreme Variationen betrafen wieder starke Heckbeladung; sie werden in Kapitel 4.2.5.6 nochmals unter "Anbauteilen", zusätzlich

zu den hier anstehenden Abhandlungen, aufgeführt.

Wegen der bereits genannten Drehschwingungsvorgänge erschien es sinnvoll, die Auswirkungen von Zusatzmassen nicht auf die veränderten (statischen) Radlasten oder die Schwerpunktlage des Fahrzeuges zu beziehen, sondern auf die Massenträgheitsmomente selbst. Die Zusatzmassen waren dabei durch möglichst steife Verbindungen so am Fahrzeug befestigt, daß keine ausgeprägten Relativbewegungen entstanden. Es erwies sich in einigen Fällen als unmöglich, das Roll- und das Gierträgheitsmoment getrennt voneinander zu verstimmen. Das Montieren von Zusatzmassen ergibt in der Regel eine gekoppelte Veränderung beider Größen, während eine Veränderung des Massenträgheitsmomentes des lenkbaren Vorderteils um die Steuerkopfachse keine nennenswerte Veränderung der Gier- und Rollträgheitsmomente bewirkt (das Massenträgheitsmoment um die Lenkachse liegt im Bereich um ein bis zwei Prozent des Gierträgheitsmomentes). Aus diesen Gründen ist eine isolierte Darstellung des Massenträgheitsmomentes um die Lenkachse möglich, Abbildung 73.

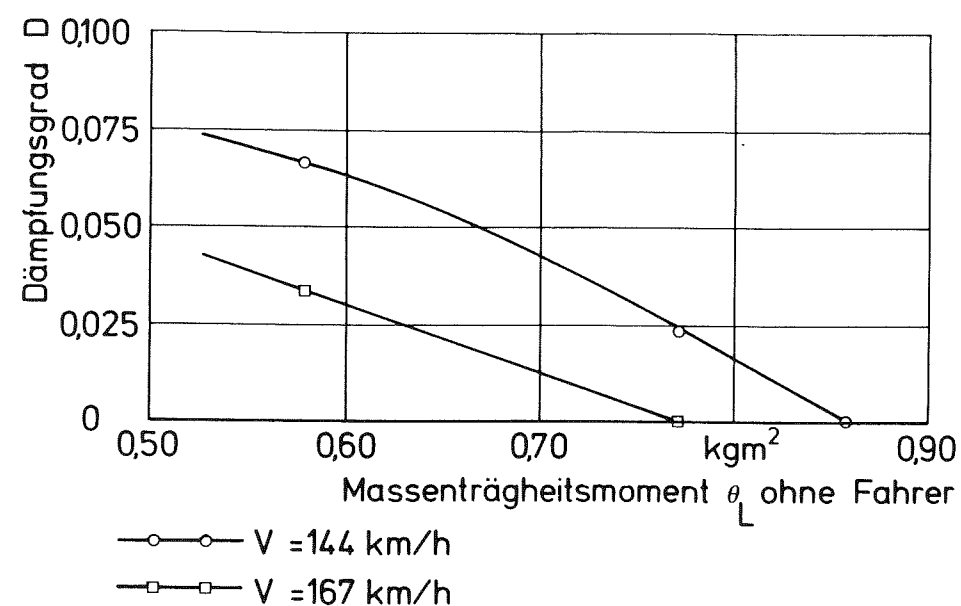


Abbildung 73: Einfluß des Massenträgheitsmomentes um die Lenkachse auf den Pendel-Dämpfungsgrad

Es ist zu erkennen, daß eine Vergrößerung des Massenträgheitsmomentes um die Lenkachse eine eklatante Verschlechterung der Pendeldämpfung bewirkt. Erklärbar ist dies wiederum durch das Schleppradmodell, angewandt auf das Nachlaufsystem Vorderrad (Gleichung (48) in Kapitel 4.1): Die Dämpfung sinkt dort ebenfalls mit steigendem Trägheitsmoment. In Übereinstimmung mit neuerer Literatur [Hackenberg, 1985 (63); Hackenberg, 1983 (62); Pachernegg, 1982 (135); Weir, 1979 (198)], jedoch im Widerspruch zu Engels [Engels, 1960 (49)] und Buschmann [Buschmann, 1976 (27)], muß hier festgestellt werden, daß das Trägheitsmoment um die Lenkachse konstruktiv so gering wie möglich gehalten werden sollte. Auch Singh [Singh, 1964 (175)] und Roland [Roland, 1973 (150)] berechneten für kleinere Lenkträgheitsmomente eine höhere Stabilität.

Wegen der impliziten Verkoppelung des Gier- und Rollträgheitsmomentes bieten sich für diese Größen zusammen mit der zu betrachtenden Dämpfung dreidimensionale Darstellungen an (Abbildungen 74 und 75), in denen die wichtigsten Messungen eingezeichnet und vergleichbare Punkte als Ebenen oder räumlich Körper miteinander verbunden sind. Als Tendenzen lassen sich erkennen, daß eine Abnahme des Gierträgheitsmomentes und eine Zunahme des Rollträgheitsmomentes - letzteres entgegen den aus rechnerischen Überlegungen stammenden Ergebnissen von Koenen [Koenen, 1983 (100)] - stabilisierend wirken.

Die destabilisierende Wirkung eines großen Gierträgheitsmomentes wird dabei wiederum von Gleichung (48) aus Kapitel 4.1 angedeutet. Ansatzweise erklären läßt sich die mit steigendem Rollträgheitsmoment zunehmende Stabilisierung anhand des Momentensatzes:

$$\Sigma M = \theta_r \cdot \ddot{\psi} \quad (63)$$

Dies liefert:

$$\ddot{\psi} = \frac{\Sigma M}{\theta_r} \quad (64)$$

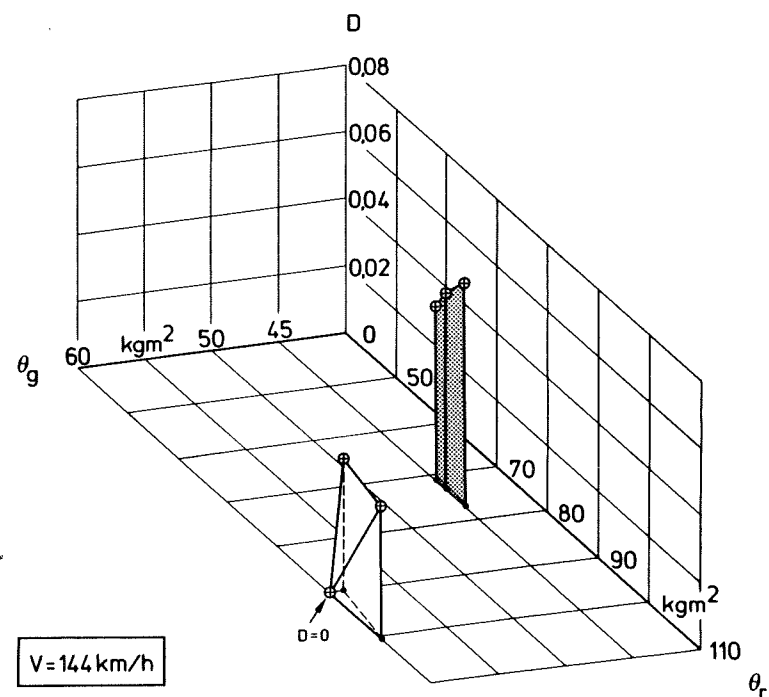


Abbildung 74: Pendel-Dämpfung in Abhängigkeit von Gier- und Rollträgheitsmoment

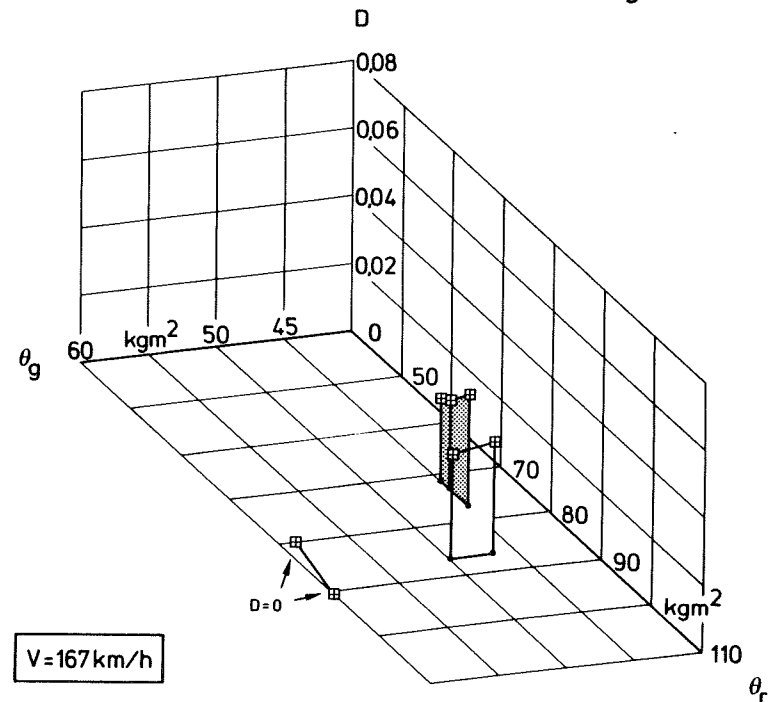


Abbildung 75: Pendel-Dämpfung in Abhängigkeit von Gier- und Rollträgheitsmoment

Man erkennt, daß eine Erhöhung des Massenträgheitsmomentes um die Rollachse bei konstanten äußeren Anregungsmomenten eine Verkleinerung der Amplituden der Rollwinkelbeschleunigung hervorruft. Als Rollachse wird hier die Reifenaufstandslinie (Verbindung beider Aufstandspunkte) definiert, obwohl sich zeigen läßt (Kapitel 4.2.7), daß das Kraftrad den Rollanteil der Gesamtpendelbewegung - zumindest im interessierenden oberen Geschwindigkeitsbereich und bei den dort vorliegenden Schwingfrequenzen um 3 bis 4 Hertz - um eine Parallele zur Reifenaufstandslinie vollzieht, die etwa durch den Fahrzeugschwerpunkt verläuft.

Nach dem Satz von Steiner läßt sich jedoch das Trägheitsmoment um die Schwerachse (Hauptachse) aus demjenigen um die Reifenaufstandslinie errechnen:

$$\theta_r = \theta_{r,S} + m \cdot h_S^2 \quad (65)$$

Dies liefert:

$$\theta_{r,S} = \theta_r - m \cdot h_S^2 \quad (66)$$

Das Verwenden des Rollträgheitsmomentes um die Spurlinie erscheint deshalb sinnvoll, weil eine Meßeinrichtung zur Ermittlung des Trägheitsmomentes um die Aufstandslinie einfacher zu realisieren ist als eine solche, die die direkte Messung des Trägheitsmomentes um die parallele Hauptachse zum Ziel hat (siehe Kapitel 4.2.7). Außerdem beziehen sich Literaturangaben [Watanabe, 1973 (193); Kobayashi, 1974 (92); Bönsch, 1980 (14)]; Breuer, 1985 (21)] ebenfalls häufig auf das Trägheitsmoment um die Spurlinie, weshalb aus Vergleichbarkeitsgründen eine solche Definition auch weiterhin gerechtfertigt erscheint. Das Gierträgheitsmoment ist in jedem Fall als Massenträgheitsmoment um die durch den Fahrzeugschwerpunkt verlaufende Hochachse definiert.

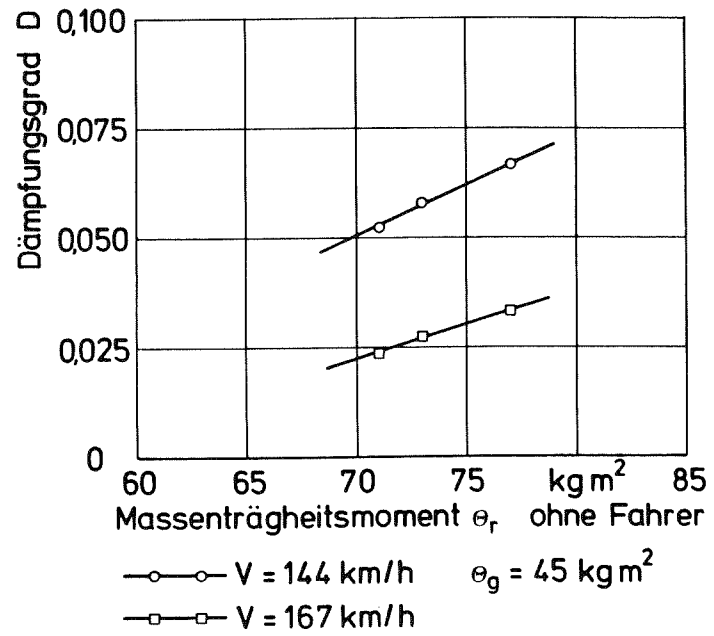


Abbildung 76: Einfluß des auf die Spurlinie bezogenen Massenträgheitsmomentes auf den Pendel-Dämpfungsgrad

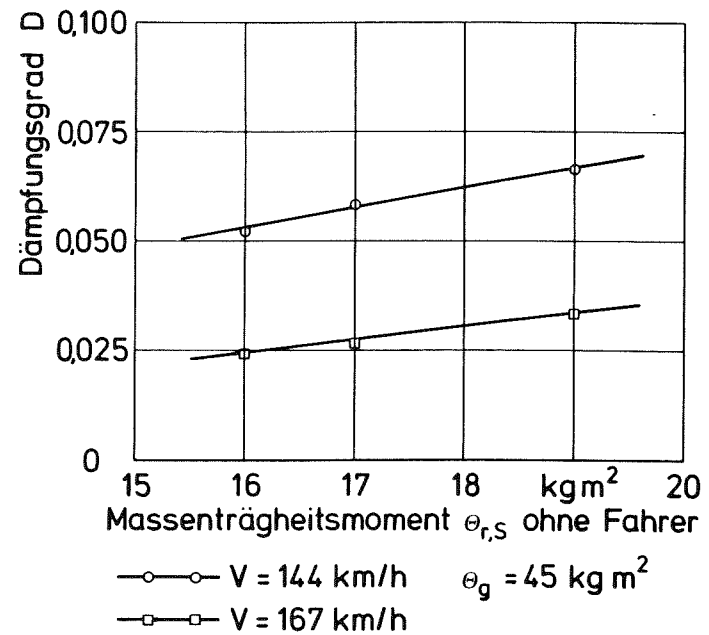


Abbildung 77: Einfluß des auf die Schwerpunktsachse bezogenen Rollträgheitsmomentes auf den Pendel-Dämpfungsgrad

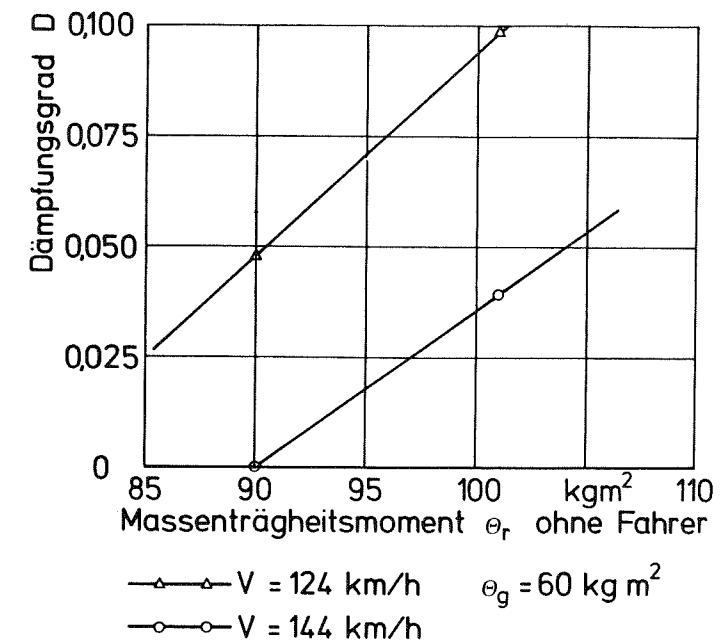


Abbildung 78: Einfluß des auf die Spurlinie bezogenen Massenträgheitsmomentes auf den Pendel-Dämpfungsgrad

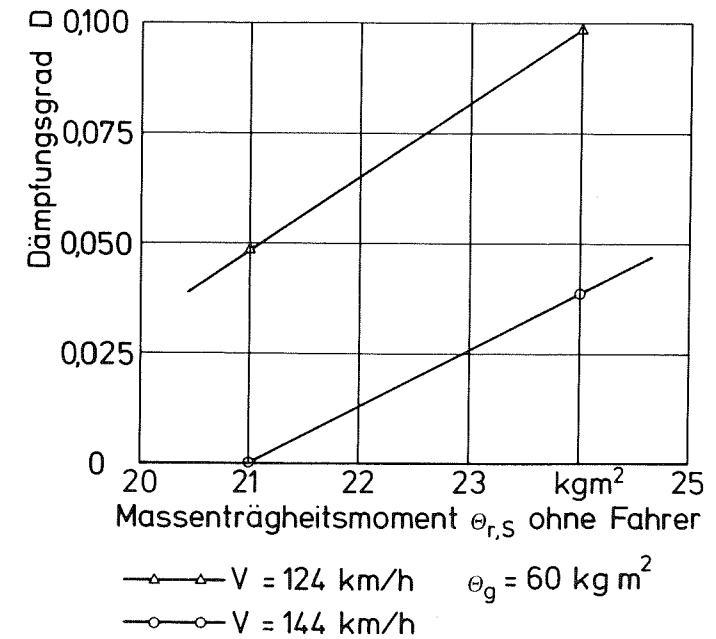


Abbildung 79: Einfluß des auf die Schwerpunktsachse bezogenen Rollträgheitsmomentes auf den Pendel-Dämpfungsgrad

Die Abbildungen 76/77 und 78/79 beweisen, daß der Einfluß des Rollträgheitsmomentes sowohl bei Bezug auf die Aufstandslinie als auch bei Bezug auf die Hauptachse gleichartig ist. Abbildung 76 stellt ebene Ausschnitte aus den Abbildungen 74 und 75 dar, in denen das Gierträgheitsmoment bei variiertem Rollträgheitsmoment konstant gehalten werden konnte (Gierträgheitsmoment: 45 kgm^2). Dies geschah mittels Variation des Tankinhaltes. Da sich die (reale) Roll- und Gierachse in Tanknähe kreuzen, kam es zu keinen nennenswerten Schwallbewegungen des Kraftstoffes, die das Ergebnis verfälschen könnten.

Die Abbildungen 78 und 79 entstanden als ebener Ausschnitt der Abbildung 74 durch Versuchsreihen mit ebenfalls konstantem Gierträgheitsmoment (60 kgm^2) und ausschließlich verändertem Rollträgheitsmoment (Zusatzmassen nach vorne verschoben). Es ergeben sich ähnliche Verläufe wie in den Abbildungen 76/77, wobei wegen des großen Gierträgheitsmomentes das Dämpfungsniveau aber bereits bei relativ niedrigen Geschwindigkeiten schlechte Werte aufweist.

Es muß noch erwähnt werden, daß aus diesen Ergebnissen zwar der Schluß naheliegt, ein minimiertes Gierträgheitsmoment bei maximalem Rollträgheitsmoment konstruktiv anzustreben; einer starken Erhöhung des Massenträgheitsmomentes um die Rollachse sind jedoch aus Gründen eines akzeptablen Handlings Grenzen gesetzt. Wie bereits in Kapitel 3.1 gezeigt wurde, sind bei einer Kursänderung die Bewegungsabläufe Rollen und Lenken untrennbar miteinander verbunden. Ein überhöhtes Rollträgheitsmoment würde die Fahrzeugreaktion verlangsamen (siehe Gleichung (64)) und damit zu einem unvor teilhaften Verhalten bei Ausweichvorgängen führen [Pachernegg, 1982 (135)]. Auch hier ist, ähnlich wie beim Lenkkopfwinkel, der in der Konstruktionspraxis fast immer Werte um 28 Grad annimmt (siehe Tabelle 1), mit einem sinnvollen Kompromiß zu arbeiten, der wie folgt angegeben und begründet wird:

Durch Quervergleiche mehrerer Meßreihen untereinander ließ sich finden, daß der Wert des Quotienten aus Roll- zu Gierträgheitsmoment aus Fahrstabilitätsgründen möglichst nicht unter den Wert 1,7 absinken sollte. Interessanterweise wurde aufgrund von Fahrversuchen anderer Autoren [Watanabe, 1973 (193)] von Kokoschinski [Kokoschinski, 1978

(101)] die Hypothese aufgestellt, daß ein möglichst niedriger Wert dieses Quotienten die Handlichkeit fördere, wobei von den behandelten drei Krafträdern für das "handlichste" (gemessen nach objektiven Kriterien) ein Zahlenwert von 1,68 angegeben ist, während die beiden anderen im Bereich bis 1,78 lagen.

Es erscheint daher angebracht, das Verhältnis aus Roll- zu Gierträgheitsmoment bei Krafträdern üblicher Bauart möglichst nahe an der Zahl 1,7 zu orientieren. Ein Wert oberhalb 1,7 begünstigt die Fahrstabilität, unterhalb von 1,7 wird das Handling verbessert. Das Verstell-Experimentier-Kraftrad repräsentiert in der Basiseinstellung der "Standard"-Versuche einen Zahlenwert von 1,71. Unabhängig hiervon sollte das Massenträgheitsmoment um die Lenkachse für optimale Pendelstabilität so klein wie möglich sein (siehe auch Kapitel 4.2.5.6).

Alle Trägheitsmomente beziehen sich auf das fahrfertige Kraftrad ohne Fahrer. Obwohl der Mensch beim Zweirad mehr als bei anderen Fahrzeugen als integraler Bestandteil des Gesamtsystems zu verstehen ist, ist es nicht angebracht, ihn als "Masse" in statische Meßwerte einzubringen; denn wie in Kapitel 4.2.7 nachgewiesen werden wird, verhält sich ein im für das Hochgeschwindigkeitspendeln typischen Frequenzbereich schwingend beanspruchter Mensch keinesfalls als annähernd starre Masse, sondern als separater Relativ-Schwinger auf dem Fahrzeug. Eine konstruktive Fahrzeugoptimierung kann deshalb zunächst losgelöst hiervon alleine aufgrund statischer Fahrwerksgrößen geschehen.

Die Messung von Trägheitsmomenten des Gesamtfahrzeuges geschieht sinnvollerweise auf einem Schwingprüfstand, wie er in Kapitel 4.2.7 vorgestellt wird. Das Versuchsprinzip ist, daß das Fahrzeug auf einem um die Roll- bzw. Gierachse drehbar gelagerten Balken definiert gegen Federn, die die Rückstellmomente bereitstellen, im Bereich kleiner Winkelausschläge einer Eigenschwingung ausgesetzt wird. Aus dem Momentensatz (Gleichung (63)) läßt sich das gesamte Trägheitsmoment dann bestimmen, wenn bei bekannter (gemessener) Winkelbeschleunigung nach dem unbekanntem Massenträgheitsmoment aufgelöst wird. In einem weiteren Zusatzversuch ist dann das Eigenträgheitsmoment der Vorrichtung in Abzug zu bringen.

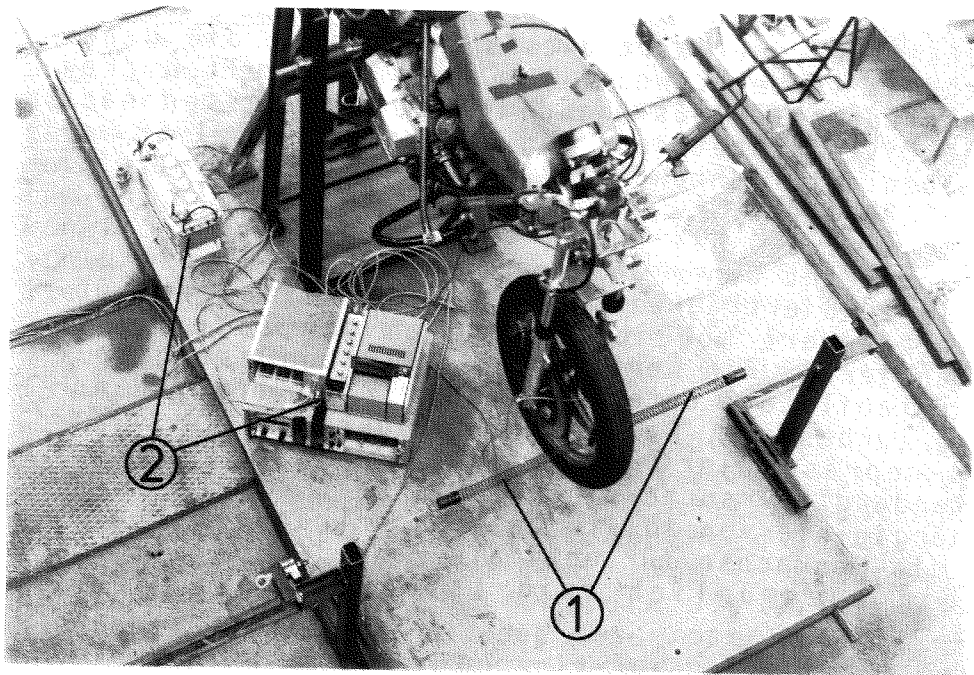


Abbildung 80: Messung des Massenträgheitsmomentes um die Lenkachse
 1 = Rückstellfedern
 2 = Meßelektronik

Abbildung 80 zeigt die Messung des Lenkträgheitsmomentes am Verstell-Experimentier-Krafttrad, wobei die "natürliche" Lagerstelle Lenkkopf als Drehachse bei angehobenem Fahrzeug genutzt wird.

4.2.5.4 Fahrwerkssteifigkeiten

Eine weitere Einflußgröße auf die Fahrstabilität sind die Biege- und Torsionssteifigkeit der Fahrwerksteile [Bönsch, 1985 (16); McKibben, 1983 (117); Giles, 1983 (56); Koenen, 1981 (99); Spierings, 1981 (180); Sharp, 1981 (172); Chenchanna, 1980 (33); Sharp, 1980 (171); Roe, 1980 (149); Kane, 1978 (87); Tandhasetti, 1976 (185); Sharp, 1974 (163)]. Die meisten Autoren wiesen rechnerisch für große Strukturelastizitäten eine Verminderung der Pendeldämpfung nach.

Für das Verstell-Experimentier-Krafttrad sind alle Steifigkeitswerte (gültig für die sogenannte Basiseinstellung des Fahrwerkes) bereits in Tabelle 2 aufgelistet worden. Sie liegen in der Größenordnung üblicher Kraftträder [Breuer, 1985 (21); Tandhasetti, 1976 (185)]. Im Kraftfluß zwischen Vorderrad- und Hinterradaufstandpunkt liegen bei Querkraftbeanspruchung folgende Fahrwerksteile:

- Reifen vorne
- Felge vorne
- Tauchgabel vorne
- Hauptrahmen (mit Triebwerk)
- Schwinge hinten
- Felge hinten
- Reifen hinten

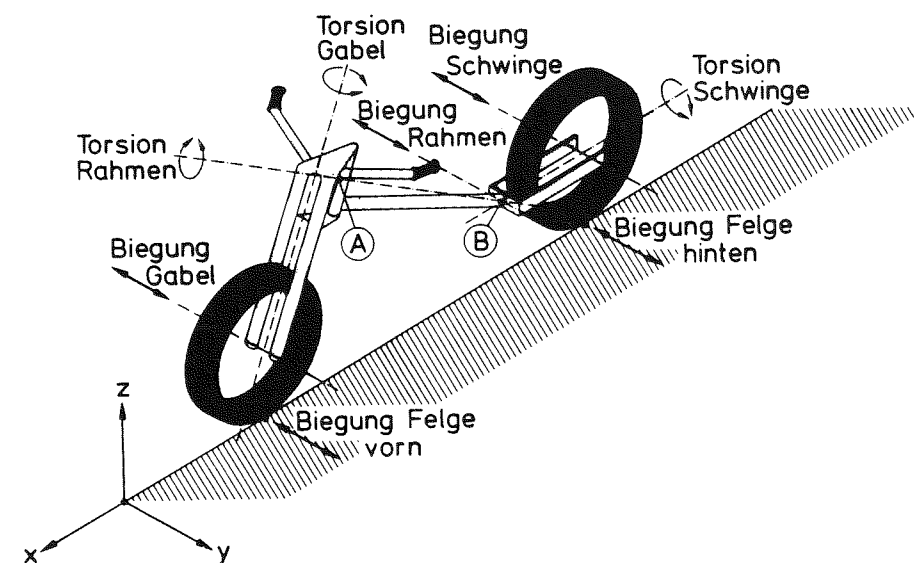


Abbildung 81: Struktur-Ersatzbild eines Krafttrades

Abbildung 81 enthält ein Strukturersatzbild eines Krafttrades. Auf die Reifenmechanik wird in Kapitel 4.2.5.5 gesondert eingegangen, hier interessieren zunächst nur die Elastizitäten der Felgen, der Radführungselemente und des eigentlichen Rahmens.

Wegen der Hintereinanderschaltung der einzelnen Bauelemente addieren sich die Verschiebungen, die aus Biege- und Torsionsanteilen herrühren. Eine

nach den Gesetzen der Elastomechanik vorzunehmende Berechnung der hintereinandergeschalteten Einzelsteifen ergibt eine resultierende Steifigkeit unterhalb derjenigen des "schwächsten" Elementes, das im Normalfall die Vorderradgabel ist. Jedoch ist ein Krafterad ein Mehrkörpersystem [Koenen, 1983 (100); Koenen, 1981 (99); Koenen, 1980 (97)], so daß eine solche Ersatzsteifenberechnung nicht gerechtfertigt erscheint. Die Seitenkräfte liegen nach Koch [Koch, 1980 (95)] beim Pendeln in der Größenordnung um maximal 500 Newton pro Rad. Auf diese Weise erzeugt eine oszillierende Seitenkraft an Vorder- und Hinterrad zusätzliche aufgezwungene Schräglaufl- und Sturzwinkel, welche die eigentlichen Pendelschwingamplituden noch additiv superponieren.

Andererseits rufen elastische Verdrillungen und Ausbiegungen, die beim Überfahren von schrägen Fahrbahnhindernissen und -unebenheiten entstehen, Reifenreaktionskräfte hervor, die eine pendelauslösende Wirkung haben können (zu Reifenkennlinien siehe Kapitel 4.2.5.5).

Variiert wurden in den Versuchen die Torsionssteifigkeit der Vorderradgabel sowie die Biege- und Torsionssteife des Rahmens. Der sogenannte Gabelstabilisator, eine in den Versuchen aus einer beziehungsweise zwei Querbrücken bestehende Systemversteifung der Vorderradführung, ergab nicht den vermuteten Effekt einer signifikanten Erhöhung der Fahrstabilität, Abbildungen 82 und 83.

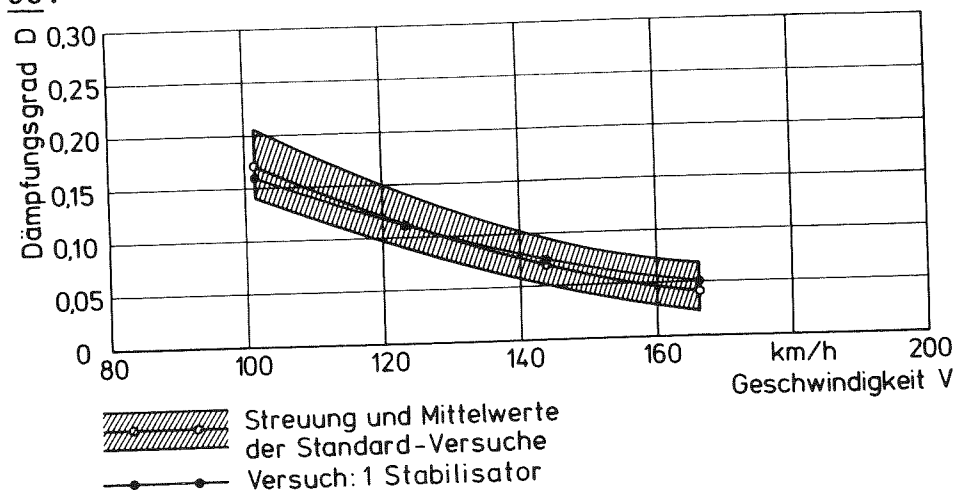


Abbildung 82: Einfluß eines Gabelstabilisators auf den Pendel-Dämpfungsgrad

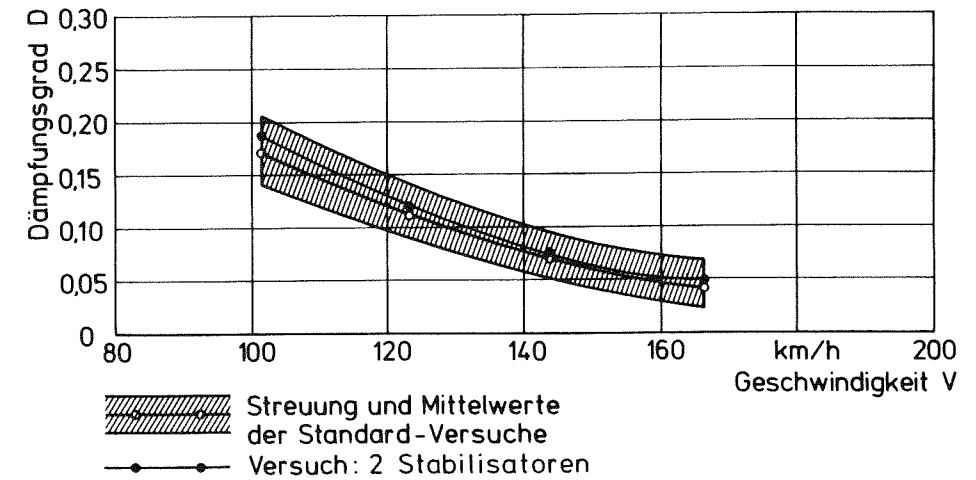


Abbildung 83: Einfluß zweier Gabelstabilisatoren auf den Pendel-Dämpfungsgrad

Mit einer zusätzlichen Querbrücke erhöhte sich die Torsionssteifigkeit zwar um 35 Prozent, mit zwei Querbrücken sogar um 60 Prozent. Die Biegesteifigkeit und das Massenträgheitsmoment um die Lenkachse blieben jedoch in beiden Fällen im Rahmen der Meßgenauigkeit unbeeinflusst. Das Ergebnis bedeutet: Ein Gabelstabilisator ist nicht in der Lage, die durch Biegung entstehenden Radaufstandspunktsverschiebungen zu minimieren. Offenbar bringt eine alleinige Erhöhung der Torsionssteifigkeit der Vorderradgabel keine greifbaren Vorteile. Möglicherweise liefert eine höhere Biegesteifigkeit, die mit den untersuchten Versteifungselementen aber nicht realisierbar ist, beim Pendeln eine Dämpfungsverbesserung. Die auf jeden Fall erreichbare höhere Torsionssteife dürfte dagegen eher bei der Flatterschwingung mit den vergleichsweise bisweilen recht großen Lenkwinkelausschlägen bei gleichzeitig nicht nennenswerten Rollamplituden günstig sein, wobei zusätzliche Resonanzüberhöhungen möglich, durch Versteifungselemente aber unterdrückbar sind. Zur Überlagerung von Eigenfrequenzen des Radführungselementes "Gabel" mit der Flatterschwingung sei hier auf Kapitel 5.3 verwiesen. Beim Pendeln sind derartige Interferenzen im allgemeinen nicht zu erwarten [Giles, 1983 (56)]. Wie bereits in Kapitel 4.2.5.2 ist an dieser Stelle darauf hinzuweisen, daß andere Konstruktionen als die Tauchgabel existieren, wobei im Falle einer ausgeführten, geschobenen

Kurzschwinge bereits der Nachweis einer höheren Systemsteife erbracht wurde [Roe, 1978 (148); Roe 1980 (149)].

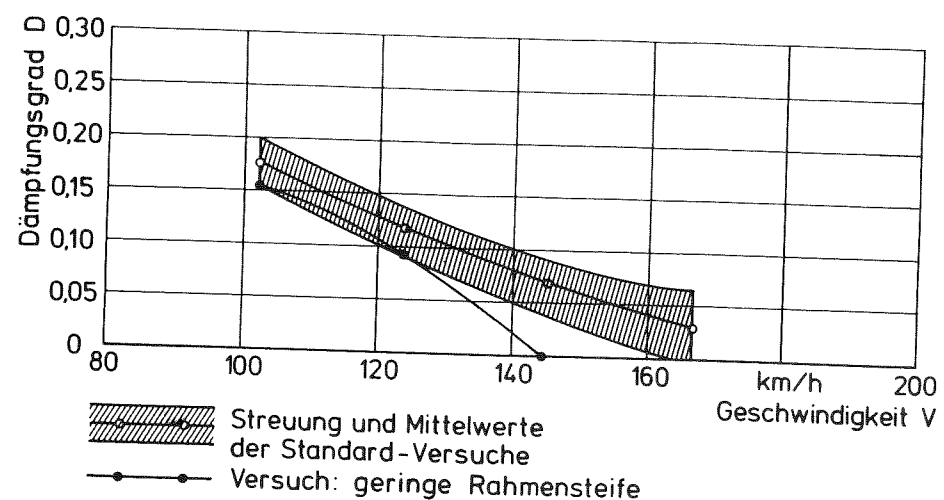


Abbildung 84: Einfluß der Rahmensteifigkeit auf den Pendel-Dämpfungsgrad

In **Abbildung 84** ist dargestellt, wie die Dämpfung der Pendelschwingung durch eine erniedrigte Rahmensteifigkeit negativ beeinflusst wird [Hackenberg, 1985 (63)]. Im Versuch war dazu das Triebwerk über nachgiebige Silentblocs mit dem Rahmen verschraubt, so daß es praktisch keine mittragende Funktion mehr ausüben konnte. Dadurch sank die Rahmenbiegesteifigkeit auf genau 50 Prozent des ursprünglichen Wertes; die Rahmentorsionssteife nahm um 46 Prozent, bezogen auf die Ausgangsbasis, ab. Gleichzeitig verschob sich in **Abbildung 81** der Durchstichpunkt A der torsionsneutralen Faser, um welche sich der Rahmen verdrillt (Linie AB), am Lenkkopf um 196 Millimeter weiter nach oben und kam (virtuell) außerhalb des Steuerkopfes zu liegen. Dies bewirkt indirekt eine weitere Steifigkeitseinbuße, weil der Hebelarm Radaufstandspunkt - neutrale Faser nun länger wird. Die torsionsneutrale Faser, auf die sowohl die Rahmenbiege- als auch -torsionssteife zu beziehen sind und deren Lage bei Steifigkeitsversuchen meist als in Lenkkopfmitte liegend [Froede, 1956 (50); Froede, 1957 (51); Quirder, 1981 (139)] oder senkrecht auf dem Lenkkopf stehend [Hackenberg, 1985 (63)] unterstellt wird (beides stellt nicht

den allgemeinen Fall repräsentierende Ausnahmen dar), übt somit einen nicht zu vernachlässigenden Einfluß auf die entstehenden Radaufstandspunktverschiebungen aus.

Einen Eindruck von den Versuchsaufbauten zur Steifigkeitsmessung gibt **Abbildung 85** anhand der Messung des Rahmens wieder. Der an der Schwingenlagerung starr eingespannte Rahmen wurde am Steuerkopf mit einem querkraftbehafteten statischen Torsionsmoment beaufschlagt. Kräfte und Verformungswege wurden gleichzeitig erfaßt. Ähnlich verliefen die Messungen der Eigensteife der anderen Bauteile, wobei bei einigen Versuchen das Gesamtfahrzeug aufgespannt und Einzelteile unter Lastaufbringung vermessen wurden.

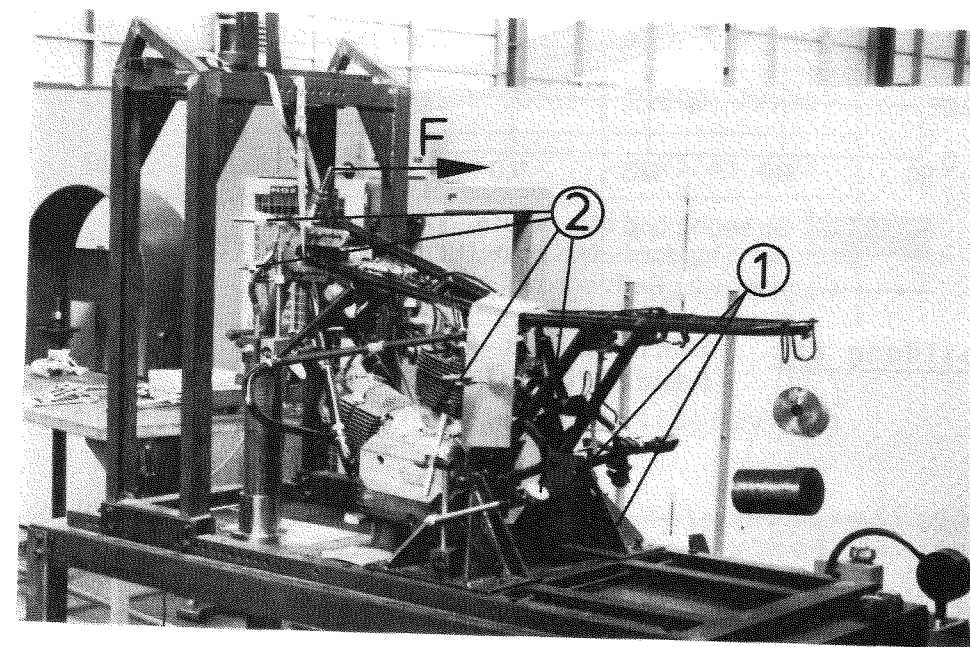


Abbildung 85: Messung der Rahmensteifigkeit
 1 = Einspannung
 2 = Meßuhren
 F = Querkrafteinleitung

4.2.5.5 Reifen

Untersucht wurden die Einflüsse
 - Reifeninnendruck und
 - Reifentyp
 auf die Dämpfung von Pendelschwingungen.

Wie die **Abbildungen 86 und 87** anhand des Beispiels "Hinterradluftdruck" beweisen, stellt der Reifennendruck - variiert innerhalb sinnvoller und möglicher Grenzen - keinen eindeutig quantifizierbaren Einflußfaktor auf die Fahrstabilität dar [Willumeit, 1976 (204)]. Gleiches gilt für die ebenfalls vorgenommenen Änderungen des Vorderradreifendruckes. Eine Korrelation mit der Schräglaufsteife war nicht erkennbar.

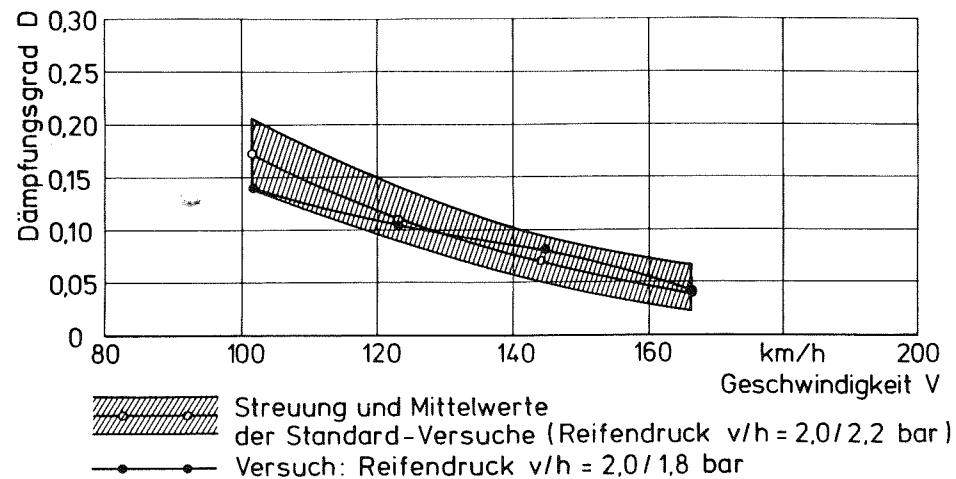


Abbildung 86: Einfluß des Reifendruckes auf den Pendel-Dämpfungsgrad

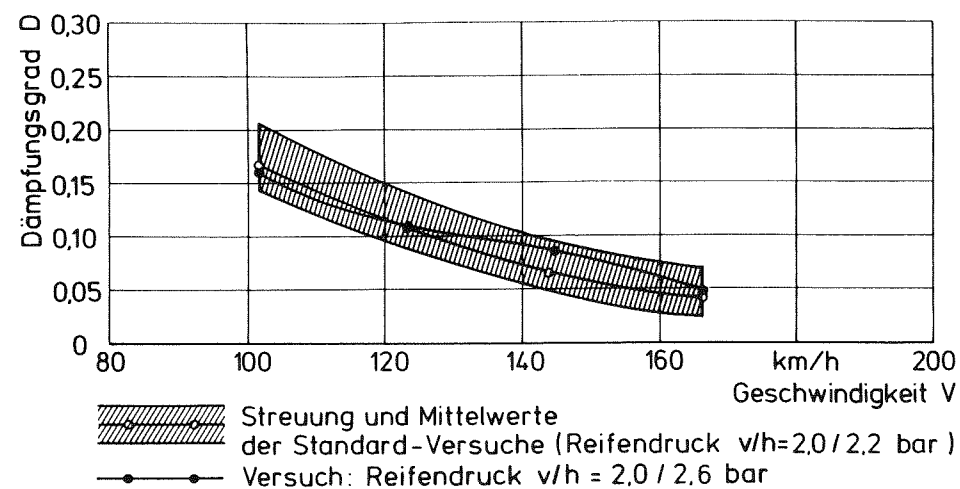


Abbildung 87: Einfluß des Reifendruckes auf den Pendel-Dämpfungsgrad

Viele Krafträder weisen heute in der Allgemeinen Betriebserlaubnis eine sogenannte Markenbindung an bestimmte Reifenfabrikate und -typen auf. Immer mehr wandelt sich der Reifen vom Normteil zum Konstruktionselement. Aus diesem Grunde wurden Versuche mit einer Alternativ-Reifenpaarung desselben Herstellers gefahren. Diese Reifen waren eine andere Konstruktion für die nächstniedrigere Geschwindigkeitsklasse (für das Verstell-Experimentier-Kraftrad aber immer noch ausreichend) mit einer ebenfalls anderen Profilgestaltung. **Tabelle 3** beinhaltet die technischen Daten (zur Basisbereifung siehe Tabelle 2).

Bereifung vorne	3,50 H 18
Luftdruck vorne	2,0 bar
Schräglaufsteife vorne	21800 N/rad
Bereifung hinten	4,25/85 H 18
Luftdruck hinten	2,2 bar
Schräglaufsteife hinten	25500 N/rad

Tabelle 3: Daten der Alternativbereifung

Abbildung 88 verdeutlicht die Notwendigkeit der Bindung schneller Krafträder an gewisse Reifenpaarungen. Die Fahrstabilität wird deutlich beeinflusst, speziell im oberen Geschwindigkeitsbereich [Mauk, 1981 (114); Takahashi, 1984 (184)]. Die Ursachen liegen sicher nicht alleine in der veränderten Schräglaufsteife, obwohl diese bei der Alternativbereifung niedriger liegt als bei der Basisbereifung (Gleichung (48) des Schleppradmodells in Kapitel 4.1 deutet an, daß eine hohe Schräglaufsteife stabilisierend wirkt). Vielmehr sind außer statischen Federcharakteristika und der Schräglaufsteife auch die Rollwinkelsteife [Sakai, 1967 (152); Ellis, 1973 (48); Johnson, 1973 (77); Satake, 1973 (154); Hasegawa, 1980 (65)] (**Abbildung 89**), die zugehörigen Momente und Dämpfungen sowie dynamische Kennungen [Segel, 1975 (159); Kane, 1977 (85); Sharp, 1977 (169); Kane,

1980 (89); Pacejka, 1982 (134); Winkler, 1983 (207); Kronthaler, 1983 (107)], die heute aber noch weitgehend unerforscht sind, zur endgültigen Klärung des Reifeneinflusses auf die Pendel-Dämpfung heranzuziehen.

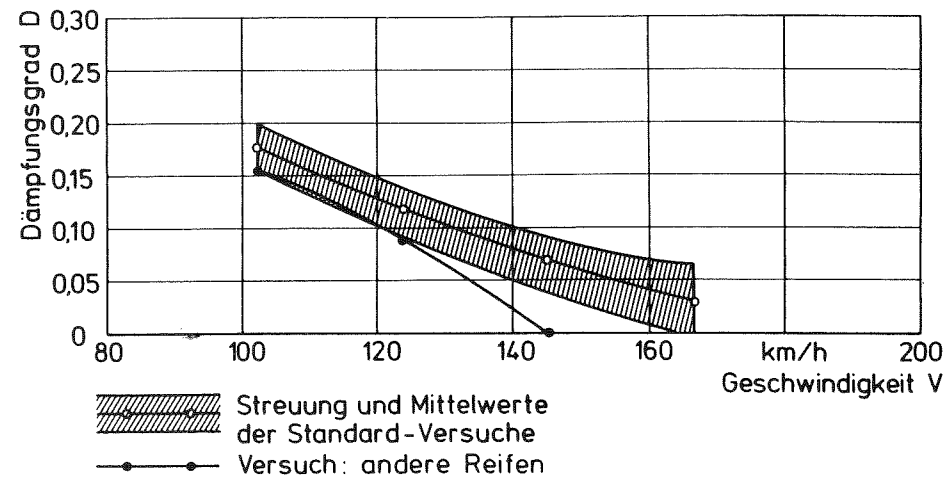
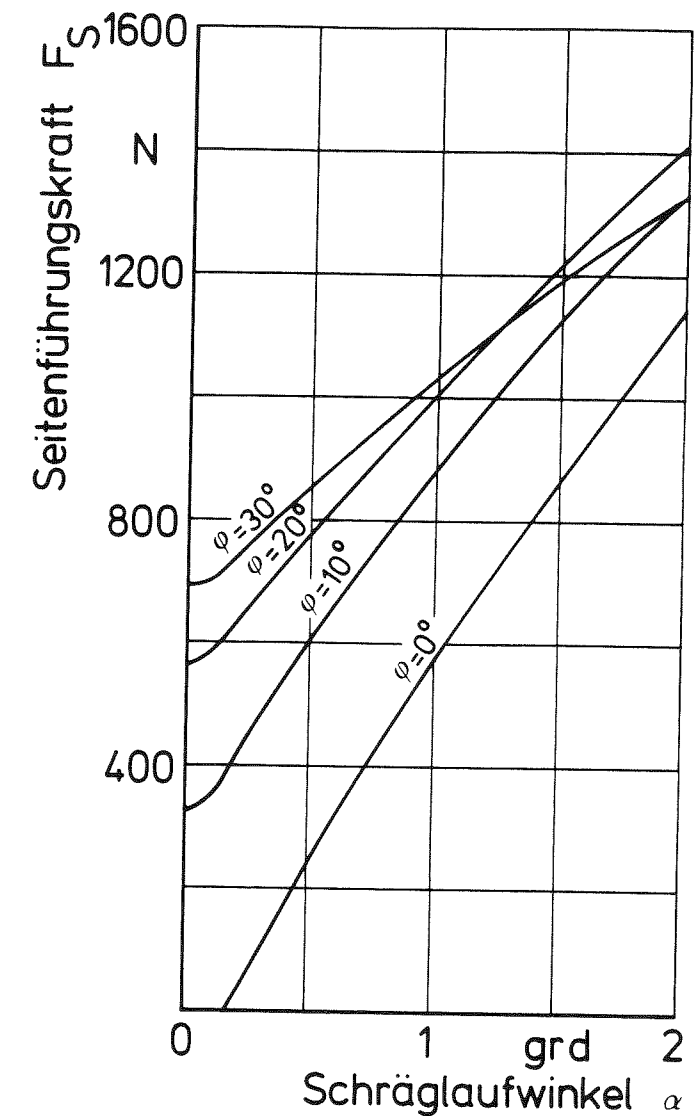


Abbildung 88: Einfluß der Reifenpaarung auf den Pendel-Dämpfungsgrad

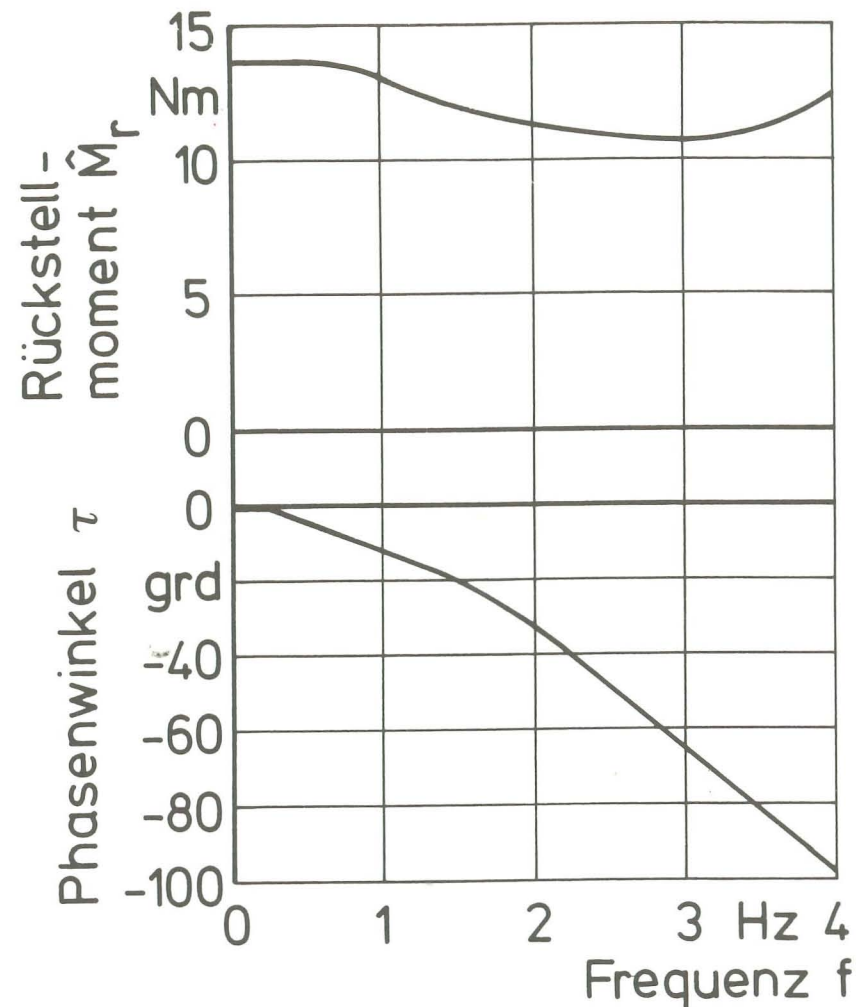
Dies ist insbesondere die dynamische Phasenlage der Rückstellmomentenantwort (herrührend aus dem pneumatischen Nachlauf) des Reifens auf einen schwingend aufgezwungenen Schräglaufwinkel (Abbildung 90) und nicht so sehr die Schräglaufsteife, deren Kennwert sich dynamisch im Pendelfrequenzbereich in vernachlässigbarem Ausmaß ändert [Willumeit, 1976 (204)]. Watanabe [Watanabe, 1980 (194)] wies am Beispiel der Kreisfahrt nach, daß es schon für stationäre Zustände praktisch zwangsweise zu völlig falschen Ergebnissen führt, selektiv nur einige anstatt sämtlicher Reifeneigenschaften für eine analytische Behandlung in Betracht zu ziehen. Diese Aussage wird durch die in Abbildung 90 dargestellten dynamischen Zusammenhänge noch verstärkt. Man erkennt, daß im pendelkritischen Frequenzbereich (3 bis 3,5 Hertz) bei einem typischen Kraftradreifen ein relatives Minimum des dynamischen Rückstellmomentes vorliegt, wobei dieses mit einem Phasenversatz von etwa 60 bis 70 Grad hinter dem aufgeprägten Schräglaufwinkel zurückbleibt. (Die Abbildungen 89 und 90 gelten nicht für im Versuch verwendete Reifen, weil für diese

keine Meßwerte vorlagen. Trotzdem sind sie geeignet, die grundsätzliche Problematik aufzuzeigen.)



Dimension 130/80 V 18 TL
 Felge: 3,00x18
 Last: 2942 N
 Geschwindigkeit: 50 km/h
 Druck: 2,5 bar

Abbildung 89: Reifenkennfeld eines typischen Kraftradreifens
 Quelle: Technischer Überwachungsverein Bayern



Dimension: 4,00 H 18
 Felge: 2,50 x 18
 Last: 1471 N
 Geschwindigkeit: 162 km/h
 Druck: 2,1 bar

Abbildung 90: Dynamische Reifenrückstellmomentenkennlinien eines typischen Kraftradreifens bei sinusförmiger Schräglauferregung um ± 2 Grad Spitzenwert
 Quelle: [203]

In Zukunft sollte der systematischen Erforschung der Kraftradreifeneigenschaften erhöhte Aufmerksamkeit gewidmet werden [Winkler, 1976 (208); Mauk, 1976 (113)].

4.2.5.6 Anbauteile

In Benutzerhand werden oft Anbauteile des Zubehörmarktes an Krafträdern angebracht. Es ist bekannt, daß deren Einfluß auf die Fahrstabilität zum Teil erheblich ist. Es handelt sich dabei häufig um:

- Verkleidungen
- Gepäckunterbringungsmöglichkeiten
- andere Lenkerformen
- Lenkungsdämpfer
- Gabelstabilisatoren (bereits untersucht in Kapitel 4.2.5.4)

Untersucht wurde in der vorliegenden Arbeit eine lenkerfeste Teilverkleidung, weil deren Einfluß sowohl durch aerodynamische Effekte als auch durch die Erhöhung des Lenkmassenträgheitsmomentes kritisch sein kann. Außerdem umfaßten die Versuche Simulationen von gefüllten Packkoffern beidseits des Hinterrades und eines sogenannten ballastierten Topcases (Gepäckbehälter hinter Sitzbankende), wobei die Massen jeweils durch Zusatzgewichte (wie in Kapitel 4.2.5.3 beschrieben) dargestellt waren. Weiterhin wurden zwei verschiedene Lenkerformen und ein hydraulischer Lenkungsdämpfer untersucht. Gemeinsam ist allen untersuchten Variationen (außer Lenkungsdämpfer), daß es sich um Veränderungen der Massenträgheitsmomente um die Lenkachse beziehungsweise um die Roll- und Gierachse (Gepäcksimulation) handelt.

Interessant ist ein Vergleich zwischen den Ergebnissen der Fahrversuche mit Veränderung des Trägheitsmomentes um die Lenkachse durch ein annähernd punktförmiges Zusatzgewicht (Kapitel 4.2.5.3) und den Versuchen mit schwerer, lenkerfester Teilverkleidung (**Abbildung 91**). Beiden Fällen liegt ein etwa konstantes Trägheitsmoment zugrunde (mit Punktmasse: $0,86 \text{ kgm}^2$; mit Verkleidung: $0,87 \text{ kgm}^2$). Auch alle anderen Fahrwerksparameter waren im Rahmen der Meßgenauigkeit identisch. **Abbildung 92** zeigt, daß die Lenkerverkleidung zwar eine deutliche Einbuße an Pendeldämpfung erbringt [Quirder, 1981 (139); Quirder, 1983 (140)], diese jedoch nicht so tief absenkt, wie das bei montierter Zusatzpunktmasse der Fall war.



Abbildung 91: Verstell-Experimentier-Kraftrad mit Lenkerverkleidung

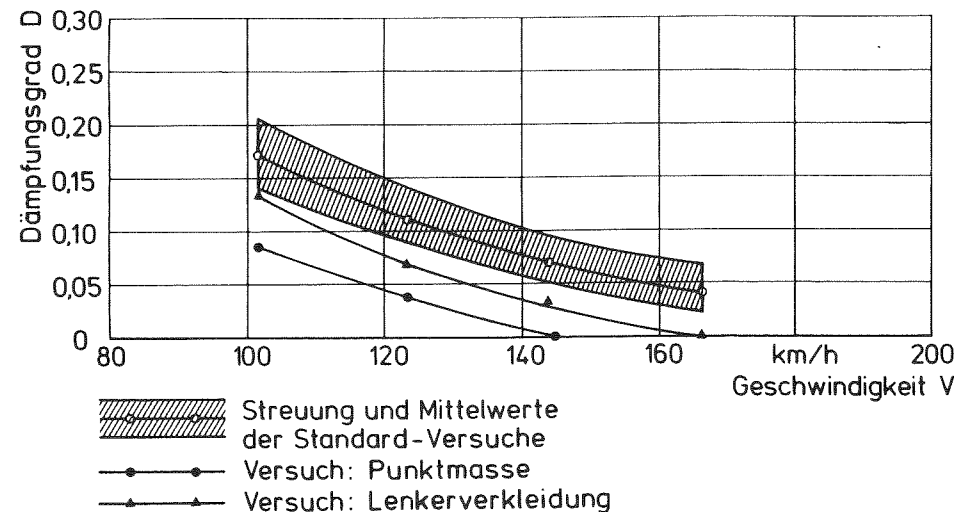


Abbildung 92: Einfluß eines durch Anbauteile veränderten Massenträgheitsmomentes um die Lenkachse auf den Pendel-Dämpfungsgrad

Offenbar wirkt hier ein teilweise auskompensierender Effekt, der in der Erzeugung von aerodynamischen Kräften, die im Vergleich zur unverkleideten Version entstehen, vermutet wird. Mit einem Stabpotentiometer zur Messung der dynamischen Vorderradlast über den Tauchgabel-Einfederweg war allerdings ein solcher relativer "Abtrieb" nicht nachweisbar. Gleichwohl muß hier angemerkt werden, daß die Hülsenführung systembedingte Stick-Slip-Effekte hat (siehe Kapitel 4.2.5.2), so daß auch ohne meßbare Federwegänderung dennoch Aufstandskraftschwankungen vorliegen dürften. Auch Hackenberg [Hackenberg, 1985 (63)] wies darauf hin, daß Lenkerverkleidungen durch aerodynamischen Abtrieb im Vergleich zu einer äquivalenten Trägheitsmomentenerhöhung mittels Zusatzpunktmasse relativ stabilisierend wirken können, wobei aber im Einklang mit den hier gefundenen Ergebnissen und denen von Chikada [Chikada, 1980 (34)] festgehalten wird, daß die negativen Eigenschaften (Trägheitsmomentenerhöhung) eine eventuell vorhandene aerodynamische Verbesserung bezüglich der Pendelstabilität übertreffen. Andere Autoren [Quirder, 1981 (139)] wiesen sogar nach, daß bei einigen Verkleidungs-/Kraftrad-Kombinationen zusätzlicher Auftrieb am Vorderrad entsteht. Dieser dürfte eine zusätzliche Verschlechterung der Pendeldämpfung über den reinen Masseneffekt hinaus bewirken.

Die Simulation von zwei Packtaschen à 10 kg Masse führte zu ähnlichen Resultaten wie mit dem Serienfahrzeug in Kapitel 4.2.4.2, **Abbildung 93**, das bedeutet starke Abnahme der Dämpfung aufgrund des großen Gierträgheitsmomentes.

Die Simulation eines Topcases mit 10 kg Masse ergab ebenfalls eine Absenkung der Dämpfung im Hochgeschwindigkeitsbereich, **Abbildung 94**. Wegen des bei konstantem Rollträgheitsmoment etwas niedrigeren Gierträgheitsmomentes im Vergleich zum Packtaschenversuch stellte sich für das in diesem Zustand hecklastige und damit insgesamt pendelempfindliche Fahrzeug sogar eine etwas günstigere Dämpfung ein als mit Packtaschenballastierung. Bei Geschwindigkeiten unterhalb rund 110 km/h ist die Dämpfung wegen des hohen Rollträgheitsmomentes sogar besser als in der Ausgangsversion. Den insgesamt ungünstigen Einfluß einer Heckbelastung bestätigen aber auch die Untersuchungen anderer Forscher [Singh, 1964 (175); Verma, 1978 (191), Weir, 1979 (198); Chikada, 1980 (34); Burg, 1981

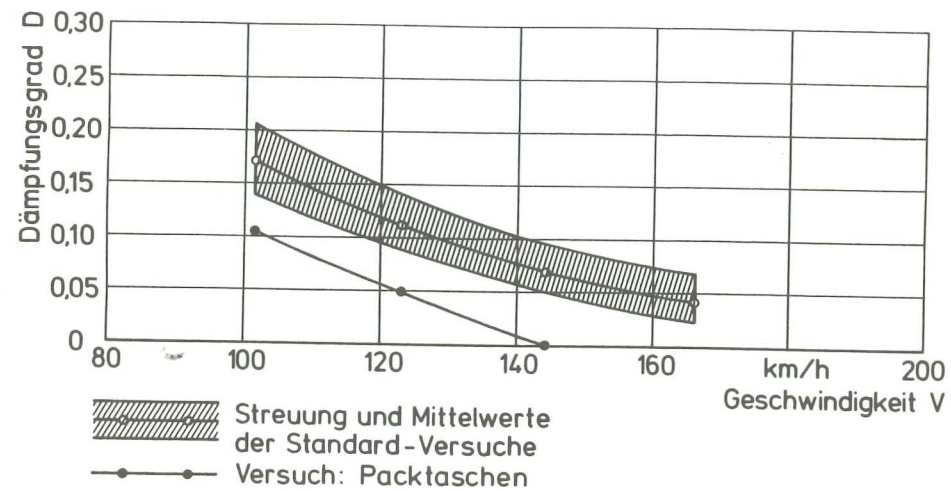


Abbildung 93: Einfluß von Packtaschen auf den Pendel-Dämpfungsgrad

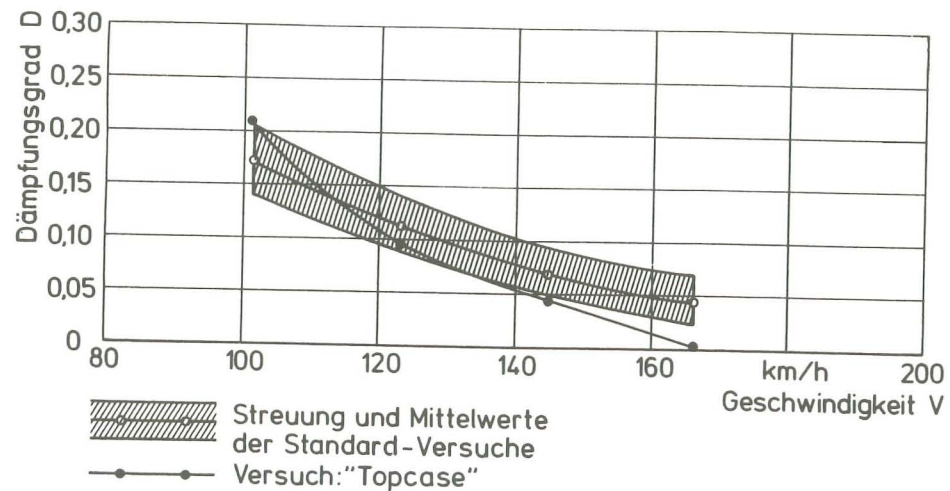


Abbildung 94: Einfluß eines "Topcase" auf den Pendel-Dämpfungsgrad

(26); Pachernegg 1982 (135); Koenen, 1983 (100)].

Als Variation der Lenkerformen dienten ein Touren-Hochlenker (für aufrechte Sitzposition) und ein Sport-Stummellenker (für gebeugte Sitzposition). Außer einer Änderung der Oberkörperhaltung des Fahrers ändern unterschiedliche Lenker auch das wichtige Massenträgheitsmoment um die Lenkachse. Es stellten sich die in **Abbildung 95** enthaltenen Ergebnisse ein. Der Stummellenker erhöhte das Lenkträgheitsmoment - trotz fast identischer Baubreite im Vergleich zur Basisausrüstung - wegen seiner massiven Ausführung um sieben Prozent, entsprechend einer nicht merklich beeinflussten Fahrstabilität. Hingegen bewirkte das durch den Hochlenker um 16 Prozent erhöhte Massenträgheitsmoment um die Lenkachse bereits eine deutliche Verschlechterung. Obwohl sich bei diesen Versuchen auch die Sitzposition des Fahrers und damit seine aerodynamischen Eigenschaften [Aoki, 1977 (2)] sowie sein Ankoppelungsverhalten an das Lenksystem verändert haben können und nicht alle Beobachtungen zu verallgemeinern sind [Willumeit, 1976 (204)], darf geschlossen werden, daß eine relative Vergrößerung des Massenträgheitsmomentes des Lenksystems um die Steuerkopfachse durch nachträgliche Veränderungen 10% des Ausgangswertes nicht überschreiten sollte.

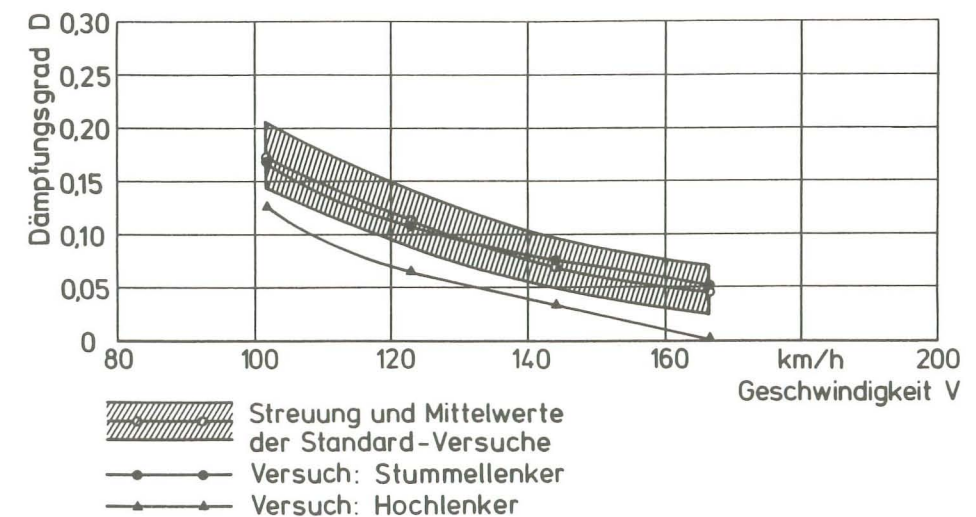


Abbildung 95: Einfluß verschiedener Lenkerformen auf den Pendel-Dämpfungsgrad

	θ_L [kgm ²]	θ_r [kgm ²]	θ_g [kgm ²]	θ_r/θ_g	D_{140}
Basis	0,58	77	45	1,71	0,07
Stummellenker	0,62	78	45	1,73	0,07
Hochlenker	0,67	78	45	1,73	0,04
Verkleidung	0,87	82	47	1,74	0,035
Topcase	0,58	90	59	1,53	0,05
Packtaschen	0,58	90	60	1,50	0,01

Tabelle 4: Trägheitsmomente für verschiedene Versuchszustände des Verstell-Experimentier-Kraftrades

Tabelle 4 listet zusammenfassend alle Versuche zu Anbauteilen, die mit Veränderungen von Trägheitsmomenten einhergehen, auf. Wie man an der für 140 km/h Fahrgeschwindigkeit in der letzten Spalte ausgewiesenen Dämpfung erkennt, bestätigt sich die in Kapitel 4.2.5.3 aufgestellte These, daß der Quotient aus Roll- und Gierträgheitsmoment tunlichst nicht unter 1,7 absinken sollte, um ein fahrstabilisiertes Kraftrad zu erhalten. Gleichzeitig erkennt man auch, daß diese Bedingung für sich alleine noch keine Garantie für hohe Pendelstabilität darstellt: Selbst bei Werten oberhalb 1,7 (Lenkerverkleidung) sinkt die Fahrstabilität bei einem zu großen Lenkträgheitsmoment - in diesem Fall 50 Prozent oberhalb der Basiseinstellung - dramatisch ab. Die Forderung nach einem Wert von mindestens 1,7 für den Quotienten aus Roll- und Gierträgheitsmoment stellt somit nur eine notwendige, aber keine hinreichende Bedingung für ausreichende Pendelstabilität dar.

Keinen signifikanten Einfluß ergab die Verwendung eines hydraulischen Lenkungsämpfers [Pachernegg, 1982 (135)]. Selbst bei "härtester" Einstellung (korrespondierend mit einer Dämpfungsarbeit von rund 180 Nm bei Prüfung auf einer Schwingungsdämpferprüfmaschine mit einer maximalen Prüfge-

windigkeit von 0,26 m/s und 50 mm Hub sowie einer dem Fahrzeugeinbau entsprechenden Einspannung) blieben die Dämpfungswerte im wesentlichen innerhalb des Streubandes der Standardversuche (Abbildung 96).

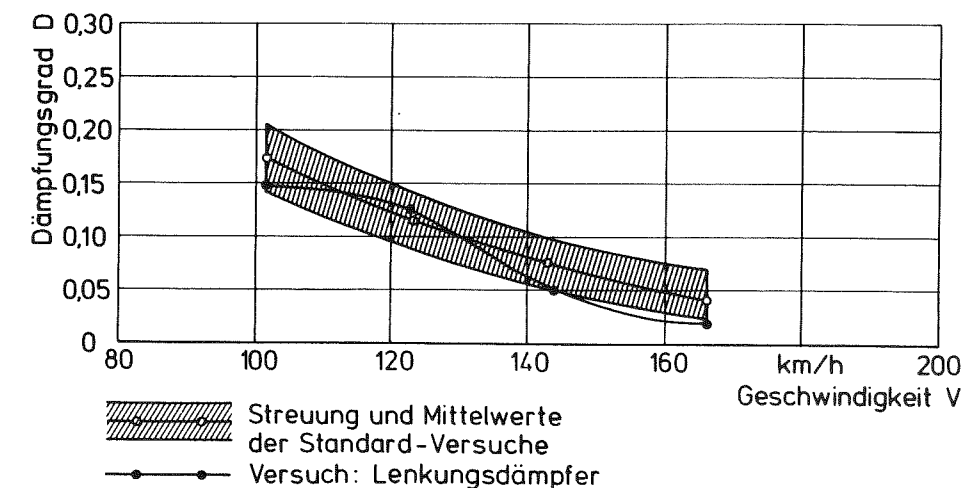


Abbildung 96: Einfluß eines hydraulischen Lenkungsämpfers auf den Pendel-Dämpfungsgrad

Wengleich man aus der Anschauung annehmen könnte, eine "externe" Steuersystemdämpfung in Form eines lenkwinkelgeschwindigkeitsproportionalen viskosen Elementes müßte die Fahrstabilität günstig beeinflussen, gilt dies für das auf komplexe Weise (siehe Kapitel 3.1) stabilisierte Zweirad nicht ohne weiteres. Für die relativ geringen Lenkschläge im niederfrequenten Bereich, wie sie beim Pendeln auftreten, ist ein hydraulischer Dämpfer nicht geeignet. Er kann außerdem die reinen Gier- und Rollschwingungen des Fahrzeugs nicht beeinflussen [Heyl, 1983 (70)]. Roland [Roland, 1973 (150)] wies rechnerisch für zunehmende viskose Dämpfung sogar einen Abbau der Fahrstabilität nach. Außerdem verschlechtert ein solcher Lenkungsämpfer das Handling in engen Kurven durch Begrenzung der Lenkwinkelgeschwindigkeit.

Auf eine Art der Coulombschen Reibungsdämpfung wird in Kapitel 4.2.5.7 eingegangen.

4.2.5.7 Fahrwerksmängel

Fahrzeughalter und -führer sind für das Aufrechterhalten des technisch einwandfreien Fahrzeugzustandes verantwortlich. Gerade beim Kraftrad werden in wartungs- oder instandsetzungsbedingten Mängeln bisweilen nennenswerte Beeinflussungen der Fahrstabilität vermutet [Bönsch, 1985 (16)]. Ein Ziel der vorliegenden Arbeit ist daher die Klärung solcher Effekte in bezug auf Pendeln. Untersucht wurden im einzelnen:

- Wuchtzustand der Laufräder
- ungleiche Einstellung der hinteren Federelemente
- Spurversatz zwischen Vorder- und Hinterrad
- Einstellung der Lenkkopflagerung

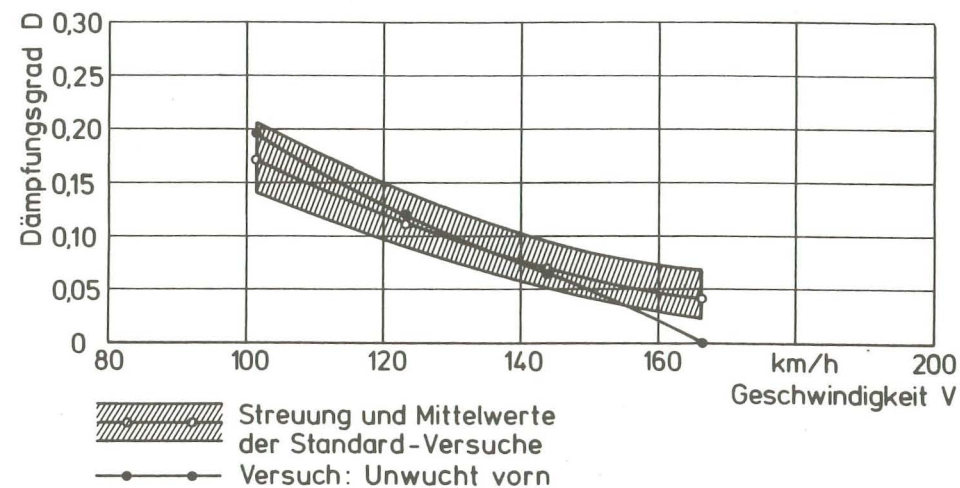


Abbildung 97: Einfluß einer Vorderradunwucht auf den Pendel-Dämpfungsgrad

Während eine statische Unwucht am Hinterrad, aufgebracht auf die Felge in Form von Bleigewichten von 35 Gramm Masse, die Fahrstabilität nicht signifikant beeinflusste, war die Wirkung einer derartigen Maßnahme am Vorderrad im oberen Geschwindigkeitsbereich merklich, **Abbildung 97**. Hier wirkt sich die bei 160 km/h mit Raddrehfrequenz (23 Hertz) umlaufende Unwuchterregerkraft von 171 Newton schwingungsanregend auf das Lenksystem aus. Diese Ergebnisse stehen im Widerspruch zu Berechnungen von Hackenberg [Hackenberg, 1985 (63)],

sind aber in der vorliegenden Arbeit experimentell verifiziert worden. Hingegen hat eine Kraft dieser Größenordnung am Hinterrad einen fahrdynamisch praktisch unwirksamen Einfluß, weil das mit großen Massenträgheitsmomenten behaftete, nicht gelenkte Rahmensystem eine umlaufende Unwuchterregung "selbsttätig bedämpft".

Wie empfindlich das Fahrzeug auf den Wuchtzustand des Vorderrades reagiert, wurde deutlich, als in einem Tastversuch zur Vergrößerung des polaren Rad-Rotationsmassenträgheitsmomentes Zusatzgewichte mit einer Gesamtmasse von 1,9 Kilogramm (entsprechend einer etwa 31 prozentigen Vergrößerung des polaren Trägheitsmomentes) auf die Vorderradfelge geklebt wurden, wobei sich das Rad in diesem Zustand nicht mehr auswuchten ließ und eine statische Restunwuchtmasse von 53 Gramm verblieb. Die Pendelstabilität sank auf ähnliche Werte wie in **Abbildung 97** ab. Anzumerken ist, daß durch die Vergrößerung des polaren Radträgheitsmomentes auch das Massenträgheitsmoment um die Lenkachse um 8,6 Prozent angehoben wurde. Dies liegt aber noch unterhalb des mit 10 Prozent erst als kritisch erachteten Wertes (siehe Kapitel 4.2.5.6). Festzuhalten bleibt, daß eine Veränderung der Kreiselmomente aufgrund des polaren Trägheitsmomentes nicht so dominierend wirkt wie der Auswuchtzustand des Rades.

Eine bewußt ungleiche Einstellung der dreifach einjustierbaren Federbasis der beiden hinteren Feder-Dämpfer-Elemente (die sich normalerweise beide in der mittleren Rastposition befanden) dergestalt, daß die linke Feder maximal und die rechte minimal "vorgespannt" waren, ergab die in **Abbildung 98** dargestellten Versuchsergebnisse. Entgegen den Erwartungen stellte sich statt einer Verschlechterung der Pendeldämpfung sogar eine gewisse Verbesserung ein. Erklärbar ist dies wohl folgendermaßen:

Wie sich anhand des Vorderradfederweggebers zeigte, entstehen bei stationärer, pendelschwingungsbehafteter Geradeausfahrt keine Nickschwingungen, wie sie bei "pendelnder" Kurvenfahrt aber typisch sind [Weir, 1979 (198); Koenen, 1983 (100)]. Die Federn der Radaufhängung werden also nur statisch beansprucht. Die ungleichen Kräfte links/rechts ergeben nun eine leichte Verschränkung der Schwingenholme und damit eine geringe Schrägstellung des

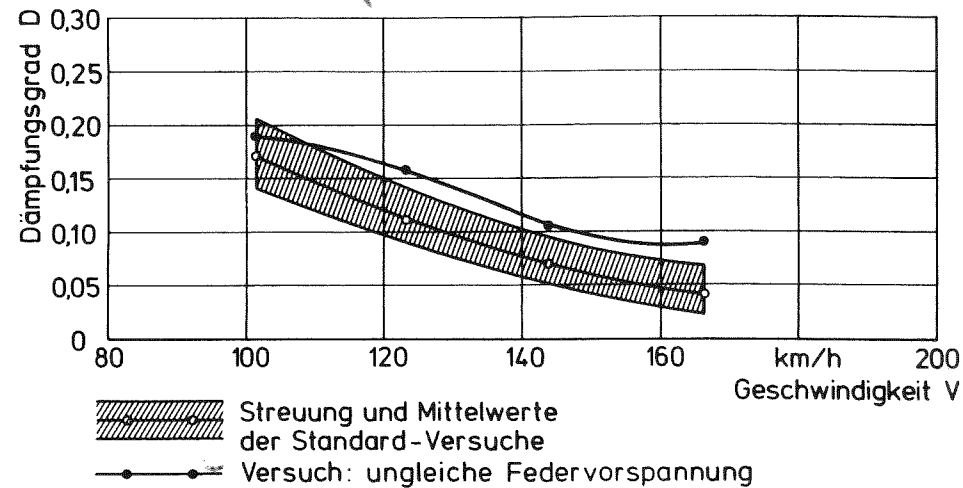


Abbildung 98: Einfluß ungleicher Federvorspannung hinten auf den Pendel-Dämpfungsgrad

Hinterrades relativ zum Vorderrad. Dies kann zwar keine nennenswerten Sturzseitenkräfte und damit eine laterale "Vorspannung" der Reifen zueinander bewirken, da die Winkelbeträge zu gering sind (Abbildung 89). Wohl aber ist es möglich, daß hierdurch in den Radnaben und den Schwingenlagern eine vorgespannte Anlage aller Elemente bewirkt wird, was indirekt eine systemversteifende Wirkung hervorruft, die sich wiederum günstig auf die Fahrstabilität auswirkt. Es ist jedoch davor zu warnen, diese Aussage zu verallgemeinern. Insbesondere ist bei einer nickschwingungsbehafteten Pendelbewegung (Kurvenfahrt, Bodenwellen) bei ungleicher Federbasiseinstellung mit einer deutlichen Fahrstabilitätseinbuße zu rechnen, weil dann ungleiche, dynamische Federkräfte eine andauernde elastische Sturzänderung bewirken.

Der vorgenommene Spurversatz von Vorder- zu Hinterradmittelebene von vier Millimetern (übliche Fertigungstoleranzen von Kraftradrahmen liegen in diesem Bereich) erbrachte keine meßbare Veränderung der Fahrstabilität, **Abbildung 99**. Da die beiden Räder, bedingt durch den Nachlauf von Vorder- und Hinterrad (Abbildung 8), stets versucht sind, sich in ungestörte Längsrichtung zu orientieren, werden durch einen Spurversatz - und sogar durch

einen Fahrwerksgeometriefehler eines Bauelementes um die Hochachse - keine schräglaufbedingten Reifenreaktionen hervorgerufen. Mithin entstehen keine aufgezwungenen Kräfte, die pendelverstärkend wirken könnten. Ähnliche Ergebnisse ergaben sich bereits in Kapitel 4.2.4.1 mit einem Serienfahrzeug (Kraftrad 5 aus Tabelle 1).

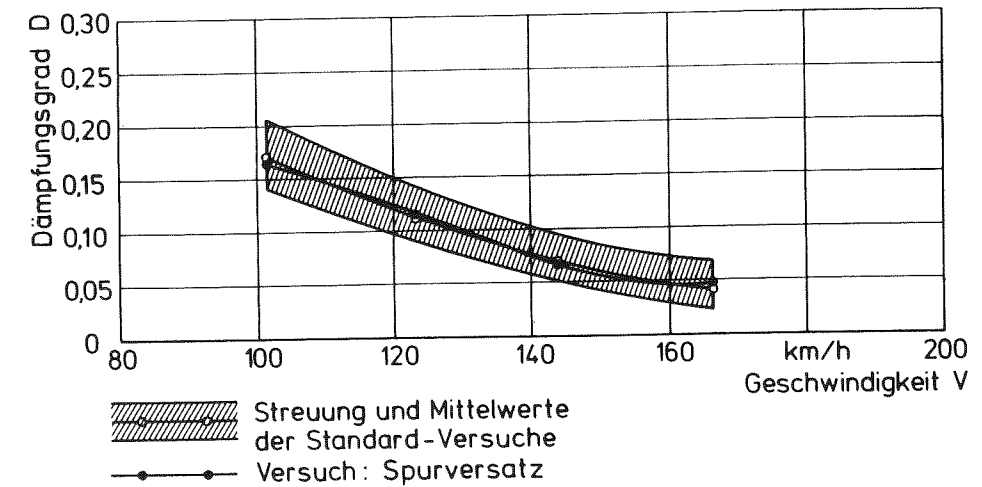


Abbildung 99: Einfluß eines Spurversatzes auf den Pendel-Dämpfungsgrad

Anders wirkt sich die Vorspannung der Lenkkopflagerung aus. Üblicherweise wird bei der Steuerkopflenkung, die als Sonderart der Knicklenkung aufzufassen ist, eine spielfreie "0-Anstellung" zweier Wälzlager vorgesehen. Das Verstell-Experimentier-Kraftrad wies eine derartige Lagerung in Form von Kegelrollen auf. Kegelrollenlager haben im allgemeinen wegen der großen statischen Tragzahl eine hohe Lebensdauer, weshalb sie in modernen Kraftradlenkungen relativ häufig eingesetzt werden. Eine zu hohe statische Axialvorspannung ergibt aber durch Bordreibung der Wälzkörper ein hohes Coulombsches Reibmoment, das die Leichtgängigkeit der Lenkung fühlbar beeinflussen kann.

Ein negativer Einfluß auf die Fahrstabilität wurde für Reibungsdämpfer bereits rechnerisch nachgewiesen [Singh, 1964 (175); Sharp, 1971 (162); Eaton, 1973 (45)]. In Übereinstimmung damit zeigt **Abbildung 100**, daß eine über das normale Maß hinausgehende Lagervorspannung die Fahrstabilität im Hochgeschwindigkeitsbereich deutlich abbaut. Dage-

gen wirkt die Reibung unterhalb 120 km/h tatsächlich dämpfend. Die Steuerkopflager waren bei diesem Tastversuch so eingestellt, daß die Lenkung bei aufgebocktem Kraftrad und vom Boden abgehobenen Vorderrad bei geringstem Anfangsausschlag gerade eben nicht mehr selbständig bis in die Endlage einschlug, was sie - so das heute allgemeingültige Prüfkriterium - bei korrekter Einstellung sollte.

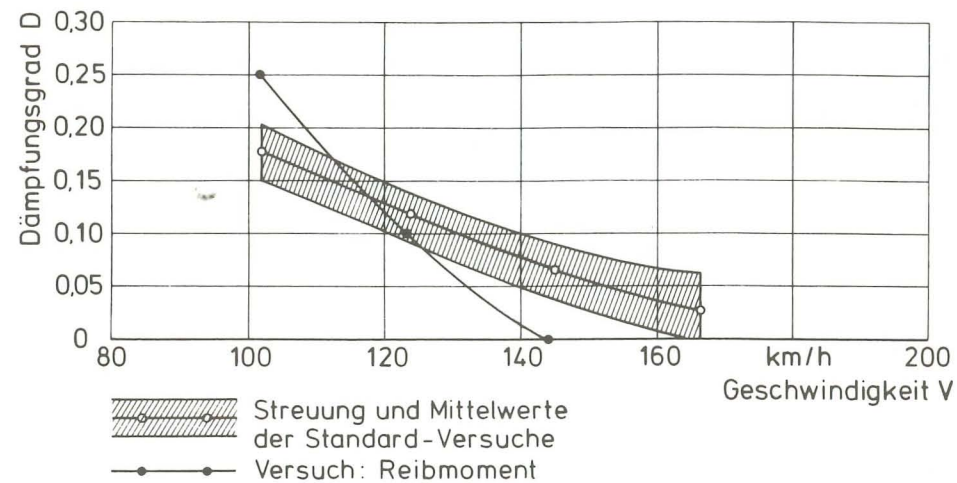


Abbildung 100: Einfluß starker Lenklagervorspannung auf den Pendel-Dämpfungsgrad

Diese nur subjektive Prüfmethode zur Lenkungseinstellung bedarf dringend des Ersatzes durch ein objektives Meßverfahren, das vereinzelt im Kundendienst auch schon angewandt wird. Desweiteren erscheint es angeraten, als Steuerkopflager keine "echten" Kegelrollenlager einzusetzen, sondern bereits entwickelte Schrägrollenlager mit einer bewußt gestörten Abwälzkinematik. Dabei wird weitgehend ausgeschlossen, daß die Wälzkörper Bordreibung erzeugen, die das Lenkmoment überlagert.

4.2.5.8 Verschiedenes

Hier werden zwei gesondert zu behandelnde Einflüsse auf die Zweiradstabilität behandelt:

- Motordrehzahl
- Kurvenfahrt

Das mit seinen rotierenden Schwungmassen als Kreisel zu behandelnde Triebwerk übt unter Umständen eine Wirkung auf die Fahrstabilität aus. Da der Motor mit dem Hauptrahmensystem verbunden ist, ergeben bei einem Längsläufer (Definition siehe Kapitel 4.2.5.3) Gierbewegungen eine Rollreaktion und umgekehrt Rollbewegungen eine Gierreaktion (Kreiselmechanik), wie dies auch bei den Laufrädern der Fall ist (Kapitel 3.1 und [Fu, 1981 (54)]). Hingegen wären bei einem Quersläufer bei Rollbewegungen keinerlei Kreiselreaktionen auf die Stabilisierung und bei Gierdrehungen lediglich Nickbewegungen zu erwarten. Dies beeinflusst bei Geradeausfahrt die Fahrstabilität aber nicht, wie in entsprechenden Versuchen mit einem als Quersläufer konzipierten Kraftrad (Fahrzeug 7 aus Tabelle 1) überprüft wurde.

In **Abbildung 101** ist festgehalten, daß auch bei dem untersuchten Verstell-Experimentier-Kraftrad, das einen Längsläufer darstellt, kein nennenswerter Einfluß auf die Pendeldämpfung zu verzeichnen ist. Dies läßt sich darauf zurückführen, daß die Rotationsträgheitsmomente der Triebwerksschwungmassen deutlich kleiner sind als die der Laufräder. Die Erhöhung der Motordrehzahl wurde erreicht, indem die Messungen im vierten Gang anstatt - wie üblich - im größten (fünften) Gang durchgeführt wurden. Auf diese Weise lag die Kurbelwellendrehzahl für 160 km/h Fahrgeschwindigkeit bei 7433 Umdrehungen pro Minute im Vergleich zu üblicherweise 6594 Umdrehungen pro Minute.

Einen eklatanten Einfluß stellt hingegen der Zustand "Kurvenfahrt" dar. Die Bedingungen der ausgeführten, zugrundeliegenden stationären Kreisfahrt lauten:

- Kurvenradius = 138 [m]
- Überhöhung zum Außenrand = 7 [%]

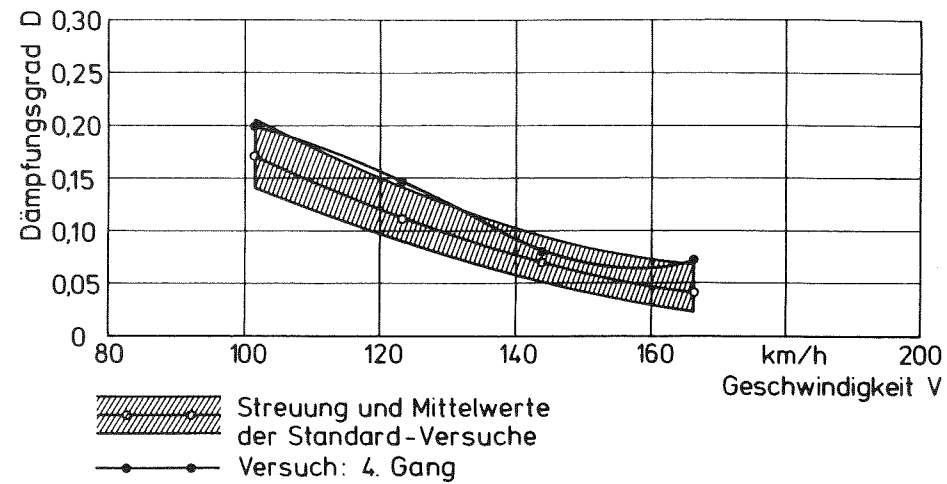


Abbildung 101: Einfluß der Motordrehzahl auf den Pendel-Dämpfungsgrad

Die Pendeldämpfung strebt bereits bei viel niedrigeren Geschwindigkeiten als bei Geradeausfahrt sehr geringen Werten zu, Abbildung 102.

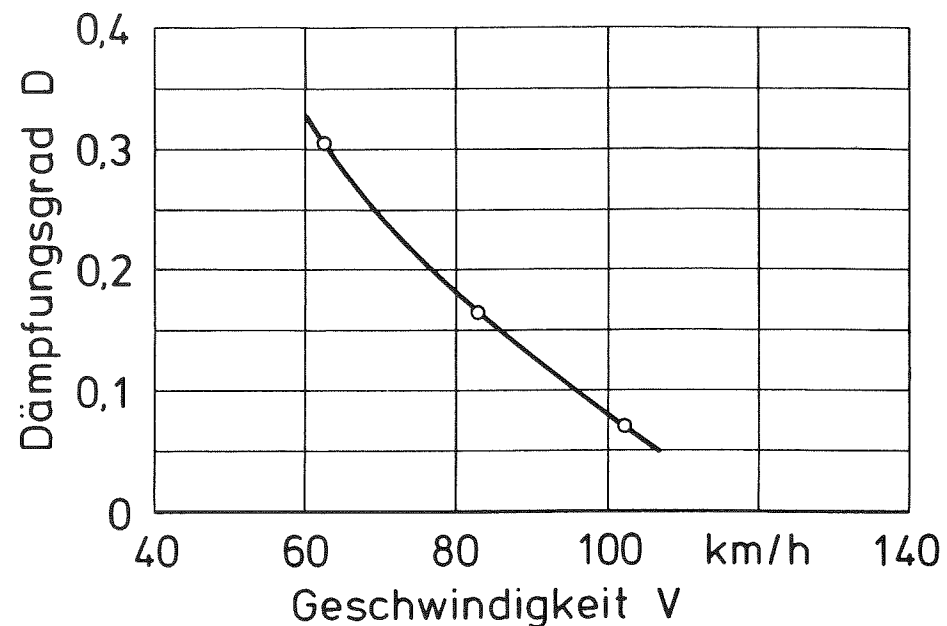


Abbildung 102: Kurvenpendeln (Dämpfung = $f(V)$)

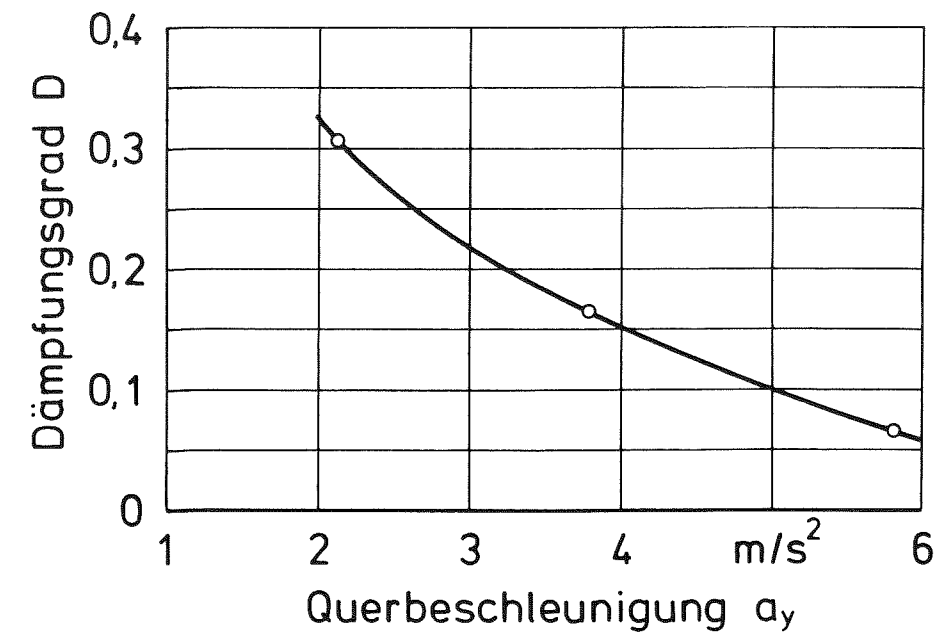


Abbildung 103: Kurvenpendeln (Dämpfung = $f(a_y)$)

In Abbildung 103 ist die Dämpfung als Funktion der Querbeschleunigung (bereinigt um Kurvenüberhöhung) aufgetragen. Hier können gemäß Weir [Weir, 1979 (198)] und Koenen [Koenen, 1983 (100)] auch Nickschwingungen eine Rolle spielen, indem sie sich an die Pendelschwingung ankoppeln (Abbildung 3). Auch Hackenberg [Hackenberg, 1985 (63)] wies auf diesen Zusammenhang hin. Erklärbar wird die sehr niedrige Kurvenpendeldämpfung, wenn man beachtet, daß stets gewisse Fahrbahnanregungen aus dem Unebenheitspektrum der Straßenoberfläche vorliegen und bei Schräglage des Kraftrades vertikale dynamische Radlasten (im horizontalisierten Koordinatensystem) mit einer Seitenkraftkomponente auf das unter Sturz stehende Rad einhergehen, die pendelanregend wirkt, zumal da Hub- und Nickschwingungen mit ihren Eigenfrequenzen in der Nähe der Pendeleigenfrequenz liegen. Außerdem ergibt der durch die Reifenbreite seitwärts ausgewanderte Radaufstandspunkt des Vorderrades eine weitere Lenkmomentenanregung.

4.2.6 Der Mensch als physikalische Systemkomponente

Der Fahrer ist beim Kraftrad nicht nur als Regелеlement im System Fahrer-Fahrzeug-Umwelt zu sehen (Kapitel 3.2), sondern auch als masse- und trägheitsbehaftete "Zuladung", die - anders als beim Personenkraftwagen - bezogen auf die Leermasse bereits einen nennenswerten Anteil darstellt. Koch [Koch, 1980 (95); Koch, 1977 (94)] hat sich bereits mit dem mechanischen Schwingungsverhalten des Kraftradfahrers gegenüber Roll-, Gier- und Lenkbewegungen befaßt, wozu er einen hydropulsgeordneten Simulator ("Sitzbock") verwendete. Dabei stellte sich heraus:

- Ein Mensch ist bei aufgezwungenen Rollbewegungen bis knapp 0,4 Hertz Schwingfrequenz in der Lage, den Fahrzeugbewegungen zu folgen. Darüber hinaus bleibt sein Oberkörper relativ zum erdfesten, horizontalen Koordinatensystem weitgehend in Ruhe.
- Bei Lenkschwingungen arbeitet das Armsystem eines Kraftradfahrers bei Frequenzen oberhalb 1,5 Hertz gegenphasig zur erzwungenen Lenkoszillation.
- Gegenüber Gierschwingungen verhält sich ein Kraftradfahrer weitgehend als starre Masse.
- Die Pendelbewegungen des Systems Fahrer/Fahrzeug laufen im oberen Geschwindigkeitsbereich mit etwa 3 Hertz Schwingigenfrequenz ab.

Koch untersuchte ausschließlich Solobesetzung (Fahrer ohne Sozius) und "normale" Sitzpositionen verschiedener Testpersonen. Es ist bekannt [Michel, 1986 (122); Pachernegg, 1982 (135)], daß die Mitnahme einer zweiten Person (Sozius) stark stabilisierend wirkt (während "starre" Gepäckbeladung am Fahrzeugheck das Fahrzeug destabilisiert, siehe auch Kapitel 4.2.4.2 und 4.2.5.6). Auch unterschiedliche Fahrerhaltungen können die Fahrstabilität beeinflussen. Deshalb war es von Wichtigkeit, derartige Variationen ebenfalls darzustellen. Bis auf wenige gesondert benannte Ausnahmen handelt es sich dabei um Versuche mit dem Verstell-Experimentier-Kraftrad.

Abbildung 104 verdeutlicht, daß Soziusbetrieb tatsächlich stabilisierend wirkt. (Soziusgröße 1,73 m; Masse: 82 kg. Fahrergröße: 1,89 m; Masse: 94 kg.)

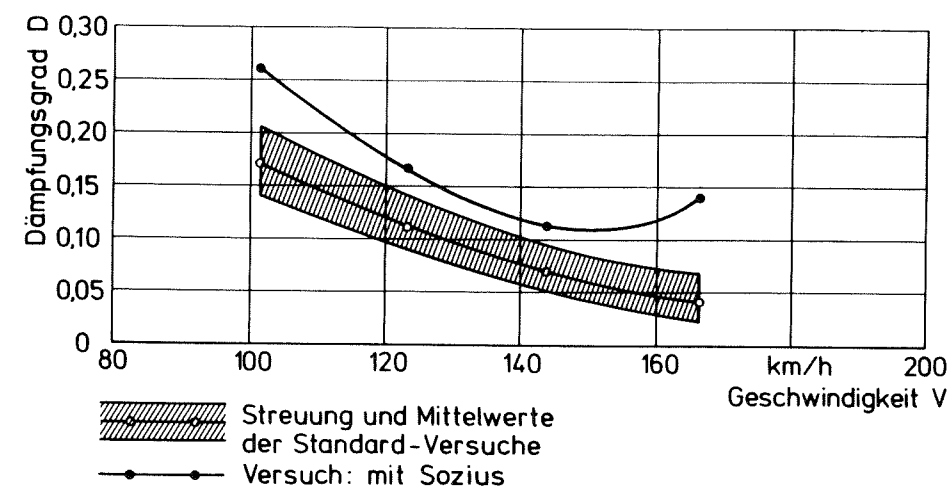


Abbildung 104: Einfluß eines Beifahrers auf den Pendel-Dämpfungsgrad

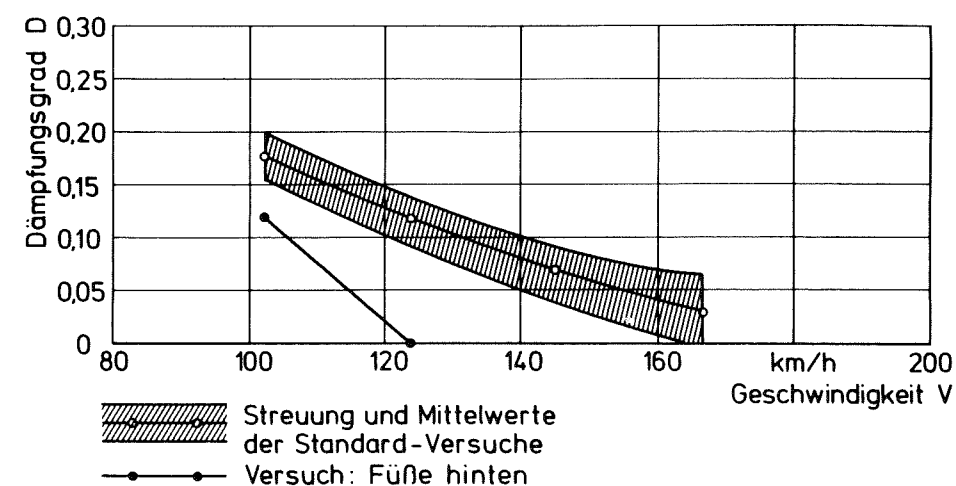


Abbildung 105: Einfluß der Fußposition auf den Pendel-Dämpfungsgrad

Abbildung 105 zeigt den Einfluß einer beliebigen Sitzpositionsvariation auf die Pendeldämpfung, nämlich mit nach hinten (auf die Soziusrasten) verlagert Fußposition und dementsprechend völlig fehlendem Knieschluß, also einer Abkoppelung der Fahrerbeine vom Rahmensystem. Die Fahrstabilität erfährt bemerkenswerte Einbußen. In **Abbildung 106** ist festgehalten, daß ein Aufstellen des Fahrers in die Fahrerfußrasten, wie im Geländesport häufig praktiziert, also eine weitgehende Entkoppelung des Fahrerkörpers vom Kraftrad, ebenfalls nicht geeignet ist, ein pendelndes Kraftrad "abzufangen", sondern seinerseits destabilisierend wirkt. Hier spielt sicherlich der Umstand eine Rolle, daß durch die starke Vergrößerung der projizierten Frontfläche ein hoher Auftrieb mit starker dynamischer Vorderradentlastung wirkt, wie es das in diesem Versuch montierte Stabpotentiometer anhand des Vorderradfederweges auch auswies (eine analytische Auswertung erscheint allerdings wegen der starken Gabelfederhysterese nicht sinnvoll).

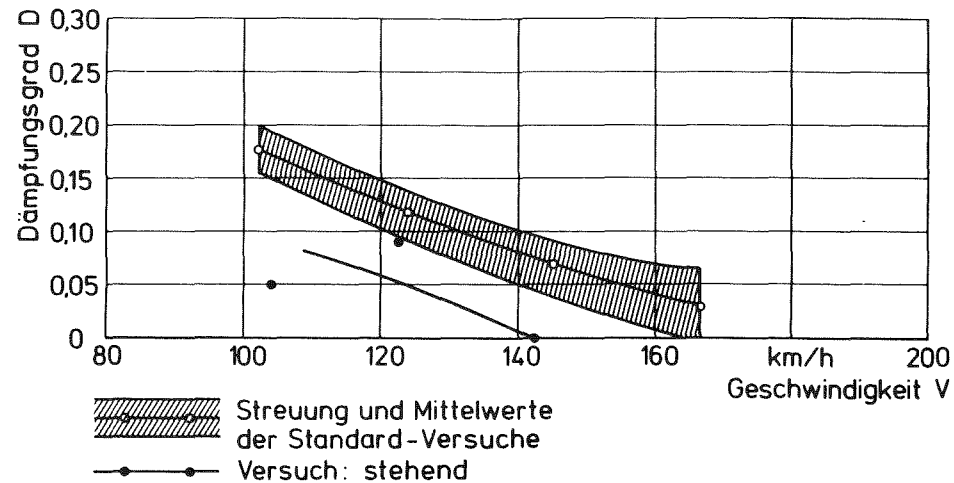


Abbildung 106: Einfluß der Fahrerposition auf den Pendel-Dämpfungsgrad

Ein Ersatz des ansonsten stets identischen routinisierten Versuchsfahrers durch zwei andere Alternativ-Testfahrer ergab die in **Abbildung 107** dargestellten Ergebnisse. Wegen deren niedrigerer Anrißlenkmomente (maximal rund 50 bis 60 Nm anstatt 90 Nm) ist eine direkte Vergleichbarkeit mit den Standardversuchsreihen des üblichen Fahrers aber

nur mit Vorbehalt möglich, unter anderem auch wegen des möglicherweise anderen Ankoppelverhaltens. Andererseits hängt die Schwingungsdämpfung theoretisch nicht von der Größe der Anrißamplitude ab.

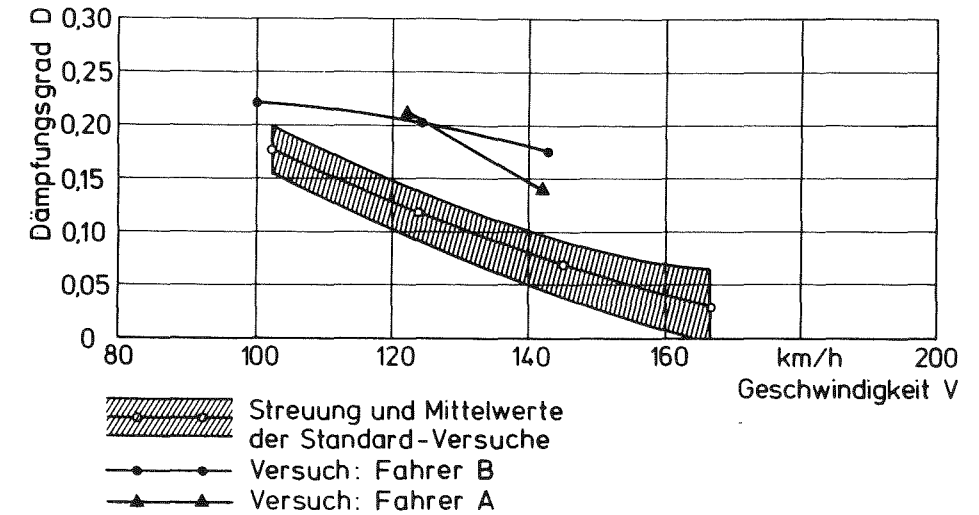


Abbildung 107: Einfluß verschiedener Fahrer auf den Pendel-Dämpfungsgrad

Tabelle 5 sind die Fahrerdaten zu entnehmen.

Fahrer	Größe [m]	Masse mit Schutzkleidung [kg]
routinierter Versuchsfahrer	1,89	94
Alternativfahrer A	1,80	78
Alternativfahrer B	1,73	82

Tabelle 5: Daten der Versuchsfahrer

Ein Versteifen der Arme verlagerte - im Gegensatz zu den von Koch [Koch, 1980 (95)] vorgenommenen Berechnungen sowie Beobachtungen von Hackenberg [Hackenberg, 1985 (63)], aber in Einklang mit experimentellen Ergebnissen von Verma [Verma, 1978 (191)] - beim Verstell-Experimentier-Kraftrad die Dämpfung zu höheren Werten, **Abbildung 108**.

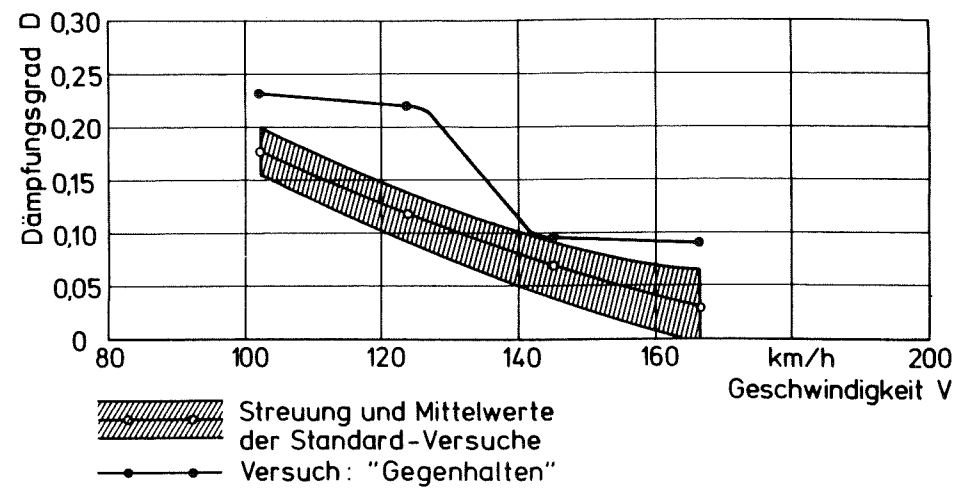


Abbildung 108: Einfluß starken "Gegenhaltens" auf den Pendel-Dämpfungsgrad

Der von Koch und Hackenberg beschriebene Stabilitätsverlust war also nicht nachweisbar. Zusatzversuche mit Kraftrad 7 (Tabelle 1) erbrachten ähnliche Ergebnisse; dennoch wirkt eine Armversteifung nicht so hochgradig dämpfend, daß zum Beispiel Pendeln gar nicht mehr in Erscheinung treten könnte, zumal da ein Fahrer aus ergonomischen Gründen meist nicht andauernd in diesem Ankopplungszustand über größere Fahrtstrecken verharren kann.

Auch eine festere Ankoppelung des Fahrerunterkörpers durch starken Knieschluß am Tank kann die Fahrstabilität verbessern ("Gegenteil" zu Abbildung 105), **Abbildung 109**.

Ein Vorrutschen des Fahrers aus seiner Normal-sitzposition verringerte die Stabilität (dies war auch anhand von Versuchen mit Kraftrad 7 aus Tabelle 1 nachweisbar), umgekehrt erhöhte eine zurückverlagerte Sitzposition die Dämpfung, **Abbildung 110**. Das steht im Einklang mit den Ergebnissen des Soziusversuches (Abbildung 104), wonach eine nicht starre Masse im Heckbereich stabilitätsfördernd wirkt. Im regulären Fahrbetrieb neigt ein Fahrer meist bei höheren Geschwindigkeiten dazu, auf der Sitzfläche etwas nach hinten zu rutschen [Shibli, 1982 (174)]. Ursache ist der

Wunsch, die Frontfläche zu vermindern und damit die auf seinen Oberkörper wirkende Luftwiderstandskraft zu minimieren. Diese "natürliche", geschwindigkeitsabhängige Sitzpositionsverlagerung wurde bei allen anderen vorliegenden Versuchen vermieden (um keine unerwünschte Meßreihenbeeinflussung zu erhalten); sie ist aber im Regelfall vorhanden und als stabilitätsfördernd zu interpretieren.

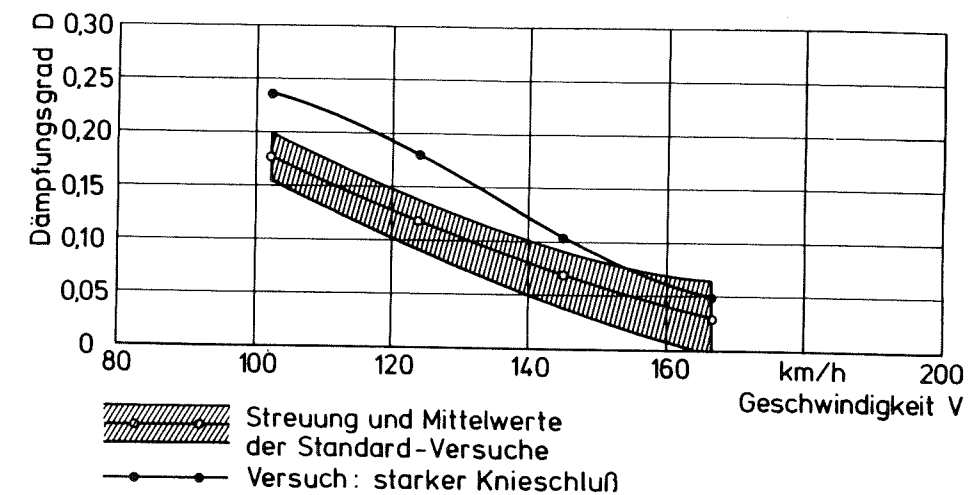


Abbildung 109: Einfluß des Knieschlusses auf den Pendel-Dämpfungsgrad

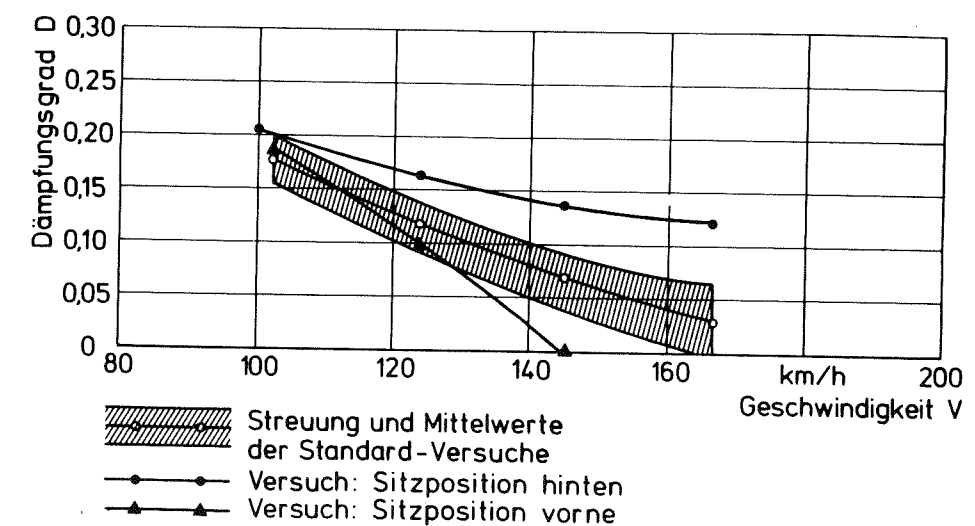


Abbildung 110: Einfluß der Fahrerposition auf den Pendel-Dämpfungsgrad

Es ist heute relativ häufig zu beobachten, daß Krafttradfahrer das Problem des Gepäcktransportes zumindest partiell lösen, indem ein Rucksack getragen wird. Dadurch wird die Fahreroberkörpermasse erhöht. Die Fahrstabilität verändert sich im Hochgeschwindigkeitsbereich nicht signifikant, **Abbildung 111** (Rahmensystem-Dämpfung von Fahrzeug 7 aus Tabelle 1).

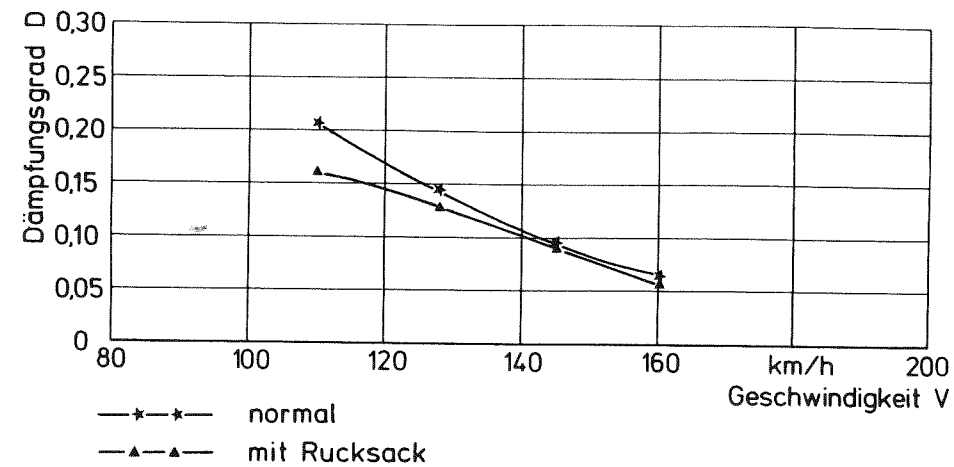


Abbildung 111: Einfluß der Oberkörpermasse auf den Pendel-Dämpfungsgrad (Fahrzeug 7)

Eine solche Maßnahme stellt bei angemessener Beladung (im Versuchsfall 5 kg Masse als Inhalt) eine durchaus sinnvolle Art des Gepäcktransportes dar, solange die Beweglichkeit des Fahrers nicht grundsätzlich eingeschränkt wird und nicht durch übermäßige Beladung eine Überlastung der Wirbelsäule entsteht (es müssen auch Fahrbahnstöße noch "federnd" aufgenommen werden). Das noch zu erläuternde "gegenphasige" Schwingverhalten des Fahreroberkörpers bewirkt, daß Zusatzmassen in diesem Bereich nicht prinzipiell stabilitätsabbauend wirken.

Das Tragen einer nicht enganliegenden Regenkombi durch den Fahrer wurde von Hackenberg [Hackenberg, 1985 (63)] speziell bei zusätzlichem Seitenwind einfluß als stabilitätsmindernd beschrieben. Offenbar wirkt sich auch die Fahrzeugkonfiguration aus, **Abbildungen 112 und 113**.

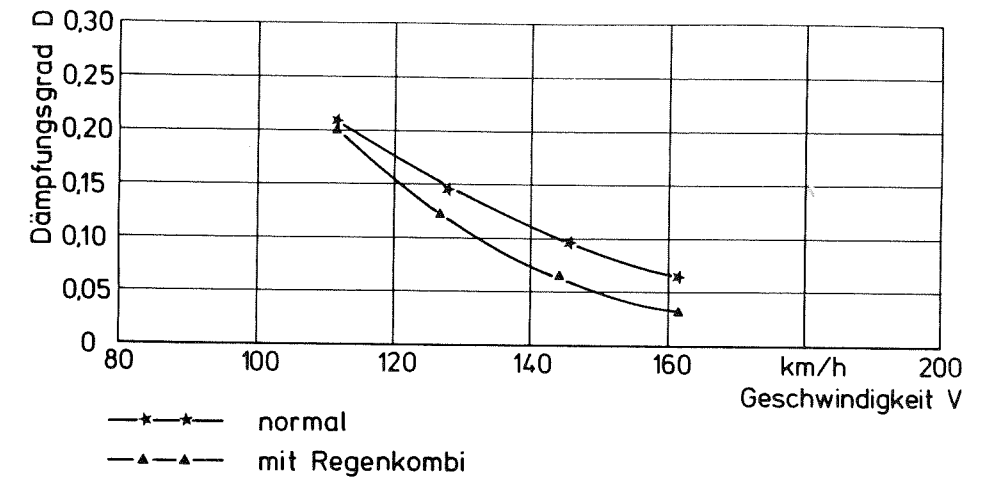


Abbildung 112: Einfluß der Bekleidung auf den Pendel-Dämpfungsgrad (Fahrzeug 7)

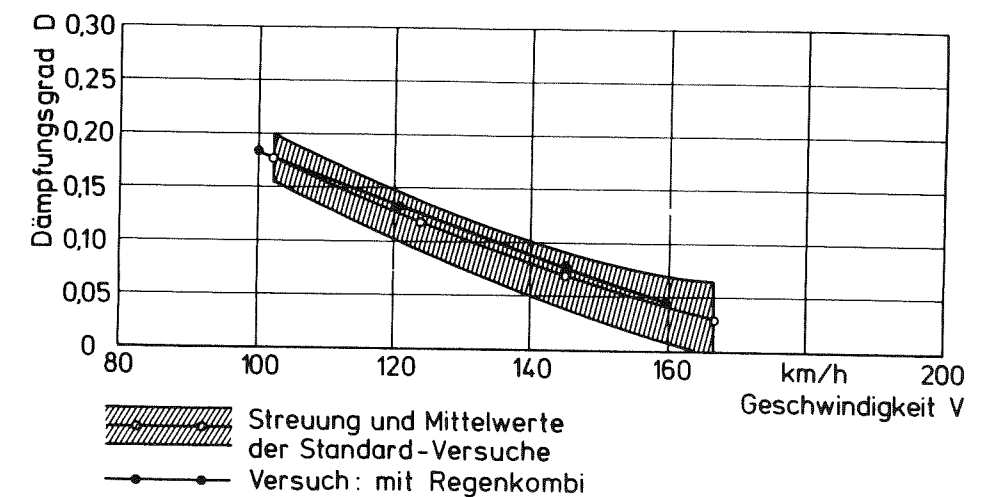


Abbildung 113: Einfluß der Bekleidung auf den Pendel-Dämpfungsgrad

Ein lenkerverkleidetes Kraftrad (Nummer 7 aus Tabelle 1) wurde bei Betrieb durch den Fahrer, der einen weitgeschnittenen Regenoverall trug, im Vergleich zum Fahren mit einem flattersicheren Lederanzug in der Stabilität (Rahmensystem-Dämpfung) negativ beeinflusst. Beim unverkleideten Verstell-Experimentier-Kraftrad war hingegen keine nennenswerte Veränderung der Lenkdämpfung nachweisbar. Hier ist keine Verallgemeinerung von Versuchsergebnissen zulässig, weil unter anderem aerodynamische Effekte, die durch das Fahrzeug selbst geprägt werden, maßgeblich sind.

Andere als die beschriebenen Fahrer- oder Sitzpositionsvarianten ergaben wegen nicht exakt vorzunehmender oder reproduzierbarer Versuchsbedingungen beim Einhalten der Sitzposition keine gesicherten Hinweise auf pendelrelevante Faktoren, wobei bei etlichen Versuchsreihen sowohl das Verstell-Experimentier-Kraftrad als auch ein Serienfahrzeug eingesetzt wurden.

Um eine Erklärung für wesentliche Fahrdynamikeinflüsse durch fahrerseitige "Veränderungen" zu erhalten, wurde ein Schwingprüfstand konzipiert, der es ermöglichte, ein besetztes Kraftrad entweder um die Roll- oder die Gierachse in Oszillationen zu versetzen (**Abbildung 114**). Diese Vorrichtung, die auch zur Messung von Massenträgheitsmomenten diente, wurde mittels Wahl der Rückstellfedern so eingestellt, daß sich bei besetztem Kraftrad nach Anregung Schwingungen im pendeltypischen Bereich einstellten. Fahrer oder Sozius waren mit dem auch für einige Fahrversuche verwendeten Neigungs- und Beugungsmeßgerät ausgerüstet (**Abbildung 11**), um die dynamischen Relativbewegungen zum Fahrzeug festzustellen.

Es stellte sich heraus, daß bei Rollbewegungen immer ein Phasenversatz des Fahrers beziehungsweise des Sozius zum Kraftrad von -180 Grad vorhanden ist, das heißt, der Fahrer "hinkt" in seiner Bewegung so hinter der sinusförmigen Fahrzeugrollbewegung her, daß er exakt gegenphasig "arbeitet". Dies berichteten auch andere Autoren [Nishimi, 1985 (129)]. Befinden sich zwei Personen auf einem Kraftrad, so wird - wie im Fahrversuch - durch deren beider gegenphasiges Neigen relativ zum Fahrzeug die Fahrzeugrollschwingung stark bedämpft, **Abbildung 115**.

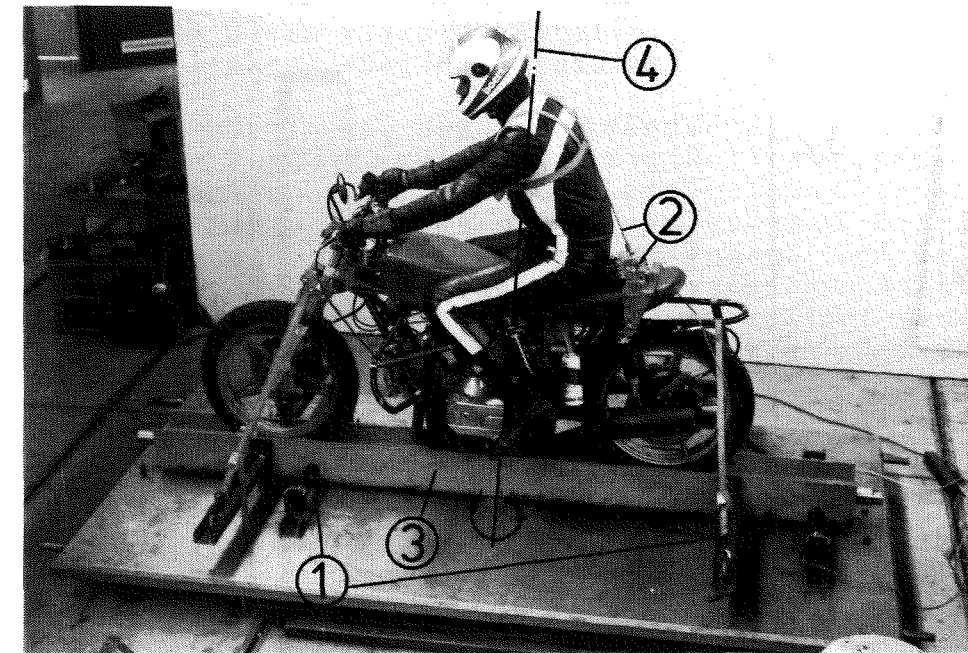


Abbildung 114: Schwingprüfstand für ganze Kraft- räder (Beispiel: Gierachsenmessung)

- 1 = Rückstellfedern
- 2 = Fahrerneigungsmessung
- 3 = Schwingbalken
- 4 = Gierachse

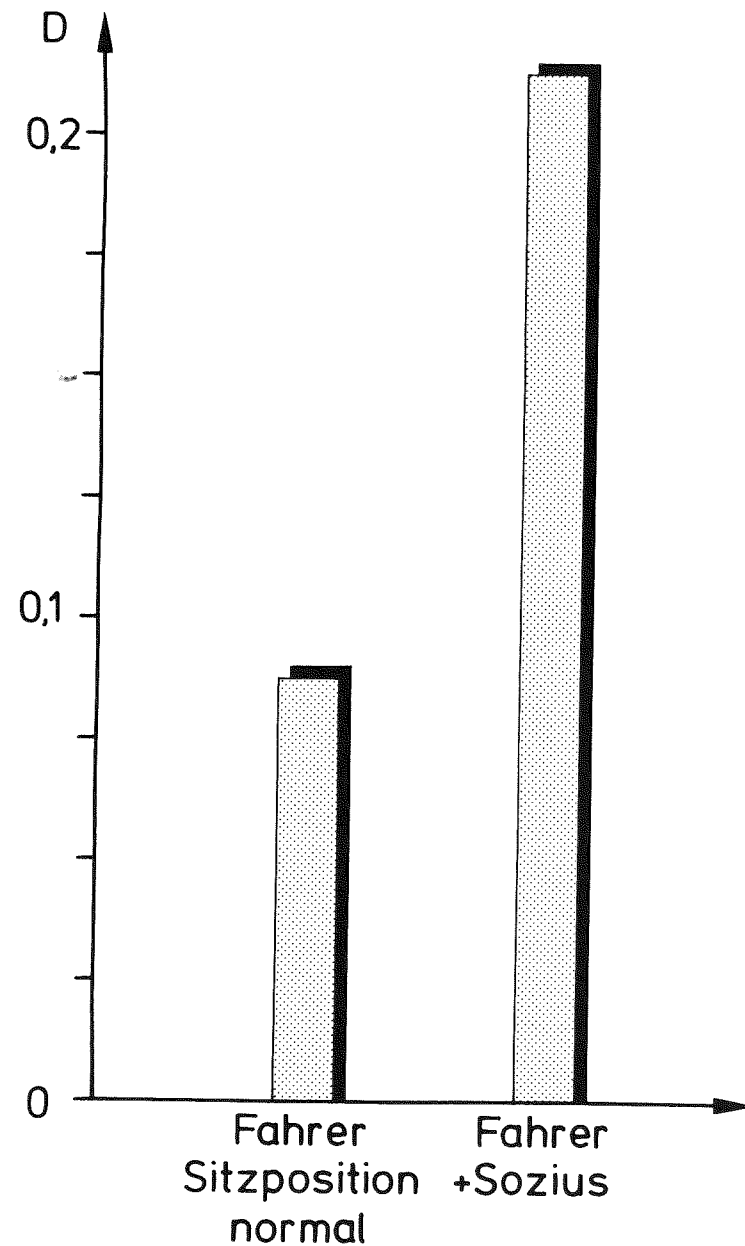


Abbildung 115: Dämpfungsgrad von Rollschwingungen auf dem Prüfstand

Die Versuche wurden derart durchgeführt, daß der Prüfstand aus dem eingeschwungenen Zustand (Frequenz = 2,1 bis 2,5 [Hz], Rollwinkel Kraftrad/Boden \approx 2 [grd]) bis zum Stillstand ausschwingen konnte. Die auftretende Dämpfung setzt sich aus einem sehr geringen, systembedingten Friktionsanteil und einem viskosen Anteil (im wesentlichen Fahrer/Beifahrer -bedingt) zusammen.

Wegen des Umstandes, daß aus Gründen eines überschaubaren Versuchsaufwandes die Rollbewegungen um die Spurlinie und nicht um die tatsächliche, durch den Fahrzeugschwerpunkt verlaufende Rollachse (siehe Kapitel 4.2.7) vollzogen wurden, können mit diesen Labor-Rollschwingversuchen nicht auch Fahrer-Sitzpositionsvarianten diskutiert werden, weil dort zum Teil wichtige Körperpartien in ihrer Relativlage zur Rollachse betroffen sind (zum Beispiel Beine als Teilmasse). Die Sitzbanklinie als (angenäherte) Rollachse des Fahreroberkörpers liegt jedoch auf jeden Fall oberhalb der (tatsächlichen) Rollachse des Fahrzeugs, so daß die wichtigen Relativverhältnisse bezüglich des Fahreroberkörpers in diesen Versuchen prinzipiell richtig abgebildet sind.

Die oben genannten Einschränkungen sind bedeutungsvoll, wenn die Fußposition des Fahrers und ihr Einfluß auf die Fahrstabilität erklärt werden sollen. Es bietet sich hier an, Gierschwingversuche vorzunehmen, da insbesondere der Abstand der Fahrerbeine von dieser Drehachse bei einer Fußverlagerung auf die hinteren Fußrasten verändert wird. **Abbildung 116** enthält wiederum als Balkendiagramm die Ergebnisse (Versuchsmodus analog Rollschwingversuch, eingeschwungene Anfangsauslenkung \approx 2 [grd], Frequenz = 2,6 bis 2,7 [Hz]).

Wie schon im Fahrversuch verlagerte sich die Dämpfung mit der Variation der Fußposition zu schlechteren Werten aufgrund des veränderten Ankoppelungsverhaltens der Teilmasse "Beine" an das Gesamtsystem. Zusätzlich enthält die Darstellung noch den Soz. fall. Aufgrund seines relativ großen Abstandes zur Gierachse (die durch den Systemgesamtschwerpunkt verläuft) übte der Beifahrer seinen dämpfenden Einfluß aus. Die Phasenlage des Soz. lag im eingeschwungenen Zustand so, daß seine Oberkörperrollneigung als Reaktion auf die Gierschwingung des Fahrzeuges stets exakt gegenphasig war. Der Fahreroberkörper kann, wie

bereits Koch [Koch, 1980 (95)] ausführte, bei Gierdrehungen des Fahrzeugs als annähernd starre Masse angesehen werden, da er sich sehr nahe an der Gierachse befindet.

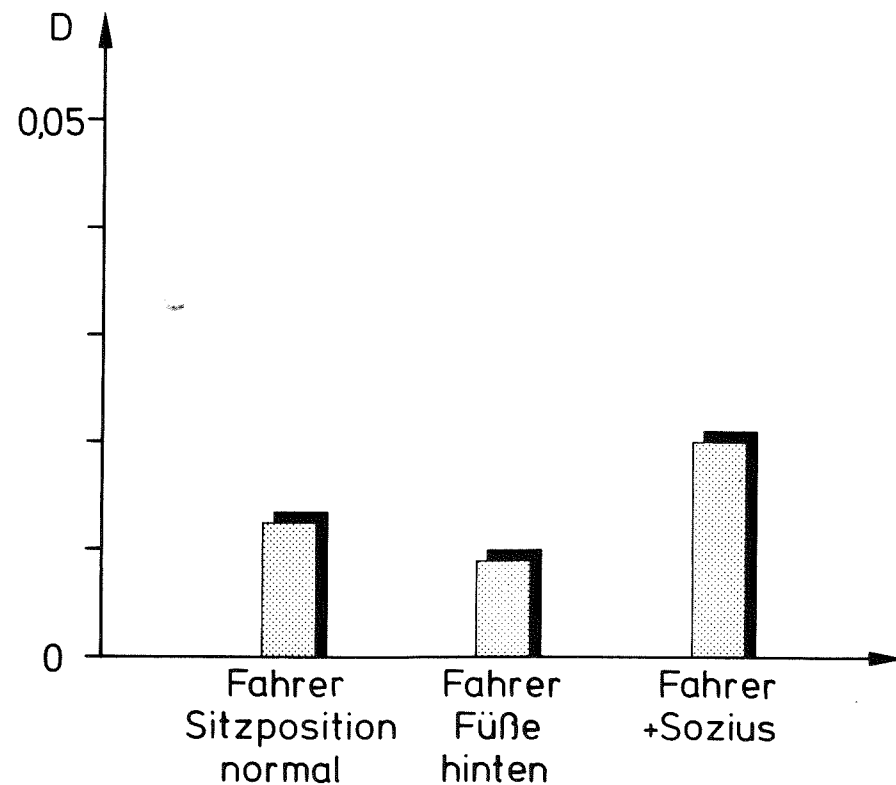


Abbildung 116: Dämpfungsgrad von Gierschwingungen auf dem Prüfstand

4.2.7 Bewegungsanalyse Fahrer - Fahrzeug

Nachdem Labor-Einzelbewegungsanalysen zum reinen Roll- oder Gierschwingungsverhalten von Fahrer und Sozius gemacht wurden, ist es nun noch zum Verständnis des Ablaufes der realen Pendelschwingung von Fahrer und Fahrzeug ganz wesentlich, ihren genauen kinematischen Ablauf mit Zuordnung von Lenken, Rollen und Gieren zu kennen. Von großer Wichtigkeit ist insbesondere die Lage der Achsen, um welche das Kraftrad schwingt. In vielen Rechen-

modellen gingen die Autoren davon aus, daß ein Kraftrad zusätzlich zu Gier- und Lenkschwingungen um seine Spurlinie (Verbindung beider Reifenauflandpunkte) als Rollachse schwingt [Döhning, 1953 (37); Engels, 1960 (49); Weir, 1973 (196); Ellis, 1973 (48); Singh, 1975 (177) und (178); Koch, 1980 (95); Heyl, 1983 (70); Goel, 1983 (58)].

Die Pendelschwingung läuft im oberen Geschwindigkeitsbereich mit etwa 3 Hertz ab, wobei alle drei Schwingungen (Lenken, Rollen, Gieren) eine im Rahmen der Meßgenauigkeit identische Frequenz haben. "Zwangsweise" vorgegeben ist als Drehachse für die Lenkschwingung die Steuerkopfachse. Die als unbekannt angenommenen Lagen der Drehachsen für Gieren und Rollen meßtechnisch zu erfassen, war eine der Zielsetzungen dieser Arbeit.

Das Vorgehen dazu war, daß im Fahrversuch in mehreren Versuchsreihen Roll- und Gierwinkelgeschwindigkeiten des Rahmens gemessen wurden. Der festgestellte zeitlich gedämpfte Verlauf läßt sich (anhand des Beispiels Rollwinkel) formulieren als:

$$\dot{\varphi}(t) = \hat{\varphi} \cdot e^{-\delta t} \cdot \cos(\omega_{e,d} t) \quad (67)$$

Den gesuchten Rollwinkel liefert die Integration:

$$\varphi(t) = \int \dot{\varphi}(t) dt = \int \hat{\varphi} \cdot e^{-\delta t} \cdot \cos(\omega_{e,d} t) dt \quad (68)$$

Die Lösung lautet [Bronstein, 1973 (24)]:

$$\varphi(t) = \frac{\hat{\varphi}}{e^{\delta t} \cdot (\delta^2 + \omega_{e,d}^2)} \cdot [\omega_{e,d} \cdot \sin(\omega_{e,d} t) - \delta \cdot \cos(\omega_{e,d} t)] \quad (69)$$

Es gilt der Zusammenhang [Krämer, 1984 (104)]:

$$\frac{\delta}{\omega_{e,d}} = \frac{D}{\sqrt{1-D^2}} \quad (70)$$

Das liefert:

$$\delta = \frac{\omega_{e,d} \cdot D}{\sqrt{1-D^2}} \quad (71)$$

(71) eingesetzt in (69) ergibt für den zeitlichen Verlauf des Rollwinkels:

$$\varphi(t) = \frac{\hat{\psi}}{e^{\frac{\omega_{e,d} \cdot D}{\sqrt{1-D^2}}} \cdot \omega_{e,d}^2 \cdot \left(1 + \frac{D^2}{1-D^2}\right)} \cdot \left[\omega_{e,d} \cdot \sin(\omega_{e,d} t) - \frac{\omega_{e,d} \cdot D}{\sqrt{1-D^2}} \cdot \cos(\omega_{e,d} t) \right] \quad (72)$$

Analog ergibt sich für den Gierwinkel:

$$\psi(t) = \frac{\hat{\psi}}{e^{\frac{\omega_{e,d} \cdot D}{\sqrt{1-D^2}}} \cdot \omega_{e,d}^2 \cdot \left(1 + \frac{D^2}{1-D^2}\right)} \cdot \left[\omega_{e,d} \cdot \sin(\omega_{e,d} t) - \frac{\omega_{e,d} \cdot D}{\sqrt{1-D^2}} \cdot \cos(\omega_{e,d} t) \right] \quad (73)$$

Damit sind aus den gemessenen Verläufen für die Winkelgeschwindigkeiten mit bekannter Kreiseigenfrequenz und Dämpfung dieser Schwingungen (siehe Formeln (50) und (53) in Kapitel 4.2.3) die eigentlich gesuchten Winkel zu bestimmen.

Gier- und Rollwinkel sind nun dem Betrag nach als Funktion der Zeit bekannt; ihre Drehachsen relativ zum Fahrzeug sind aber immer noch nicht ermittelt. Hierzu wurden mehrere Beschleunigungsmeßgeber am Verstell-Experimentier-Kraftrad so angebracht, daß sie von der vermuteten Gierachse (Senkrechte auf Fahrbahn durch Systemschwerpunkt) sowie von der als Rollachse zunächst angenommenen Reifenaufstandslinie unterschiedliche Abstände aufwiesen. Durch eingehende Signalvergleiche hinsichtlich Amplitude und Phasenlage ließ sich finden, daß die Gierachse tatsächlich durch den Gesamtschwerpunkt verläuft. Als Rollachse stellte sich eine parallel zur Fahrbahn und (in etwa) durch den Fahrzeugschwerpunkt verlaufende Linie heraus. Dies ist erklärbar, wenn man bedenkt, daß eine relativ schnelle Pendeldrehschwingung vorliegt und ein Körper bei Bewegungen stets bestrebt ist, um seine Schwerachse zu schwingen. Bei niedrigen Geschwindigkeiten allerdings und damit auch niedrigen Eigenfrequenzen (die Pendelfrequenz fällt mit sinkender Fahrgeschwindigkeit ab, siehe Kapitel 4.2.4.1) dürfte die Rollbewegung um die Reifenaufstandslinie vollzogen werden; ein Kraftrad neigt schließlich im Stand zum Kippen um seine natürliche "Fesselung" (Reifenaufstandslinie).

Im Rahmen der Meßunsicherheit war ein vollständig exaktes Festlegen von Roll- und Gierachse wegen Störgrößenüberlagerung der Beschleunigungssignale (siehe Kapitel 4.2.8) nicht bis auf wenige Zentimeter genau machbar. Es muß aber angenommen werden, daß sich die Rollachse bei den üblichen Frequenzen des Hochgeschwindigkeitspendelns dem Systemschwerpunkt, der aus Fahrzeug und quasistarrem Fahrerunterkörper (in normaler Sitzposition) gebildet wird, annähert. Weil stets Bodenkontakt und damit Reifenkräfte vorliegen, kann sie nicht exakt durch diesen Schwerpunkt verlaufen. Wegen des zum Fahrzeug gegenläufigen Rollverhaltens des Fahreroberkörpers kann dieser nicht zur Bildung des hier gültigen "dynamischen" Systemschwerpunktes herangezogen werden. Da die "wahre" Rollachse nun einerseits etwas unterhalb des Gesamtschwerpunktes aus Fahrerunterkörper und Fahrzeug, ande-

rerseits oberhalb der Fahrbahn liegen muß, läßt sich mit für die Praxis genügender Genauigkeit aus den Messungen schließen, daß sie durch den Fahrzeugschwerpunkt (ohne jede Fahrerberücksichtigung gebildet) verläuft (Abbildung 117).

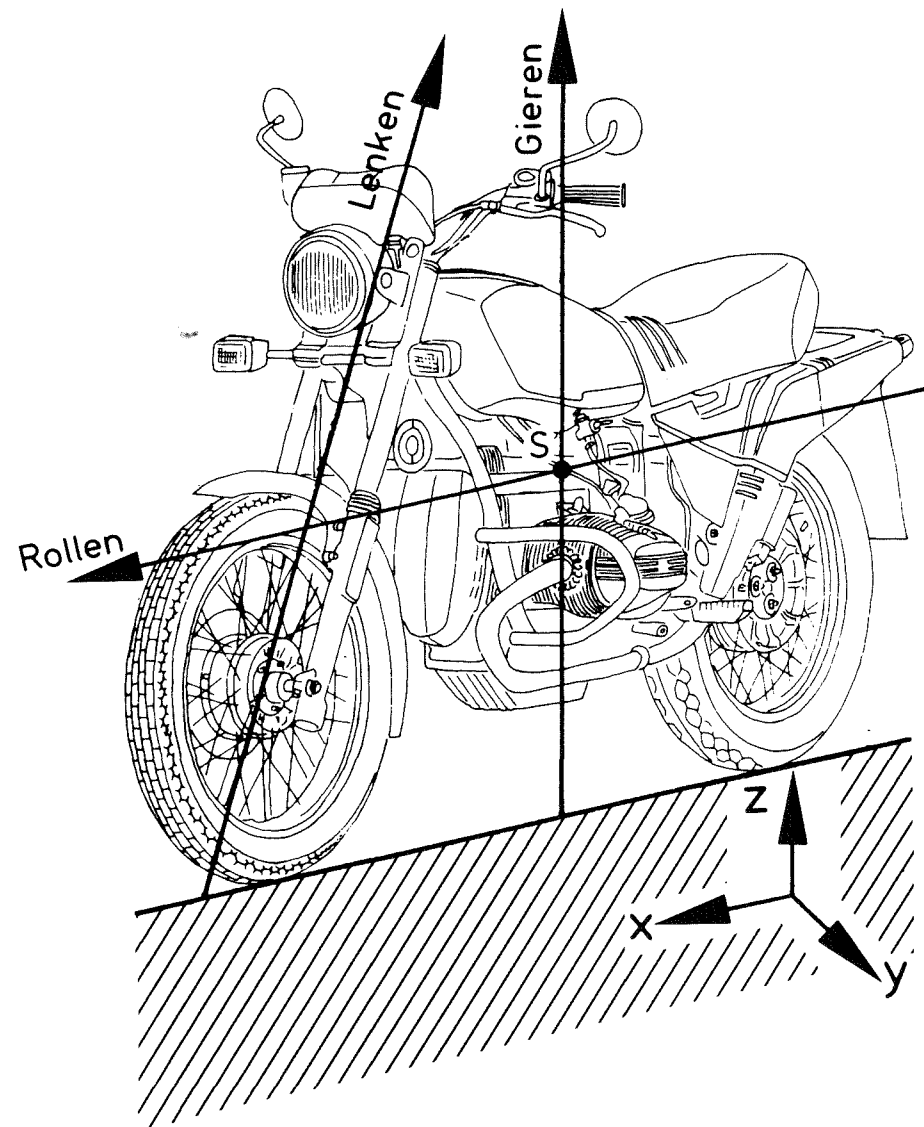


Abbildung 117: Lage der Schwingachsen

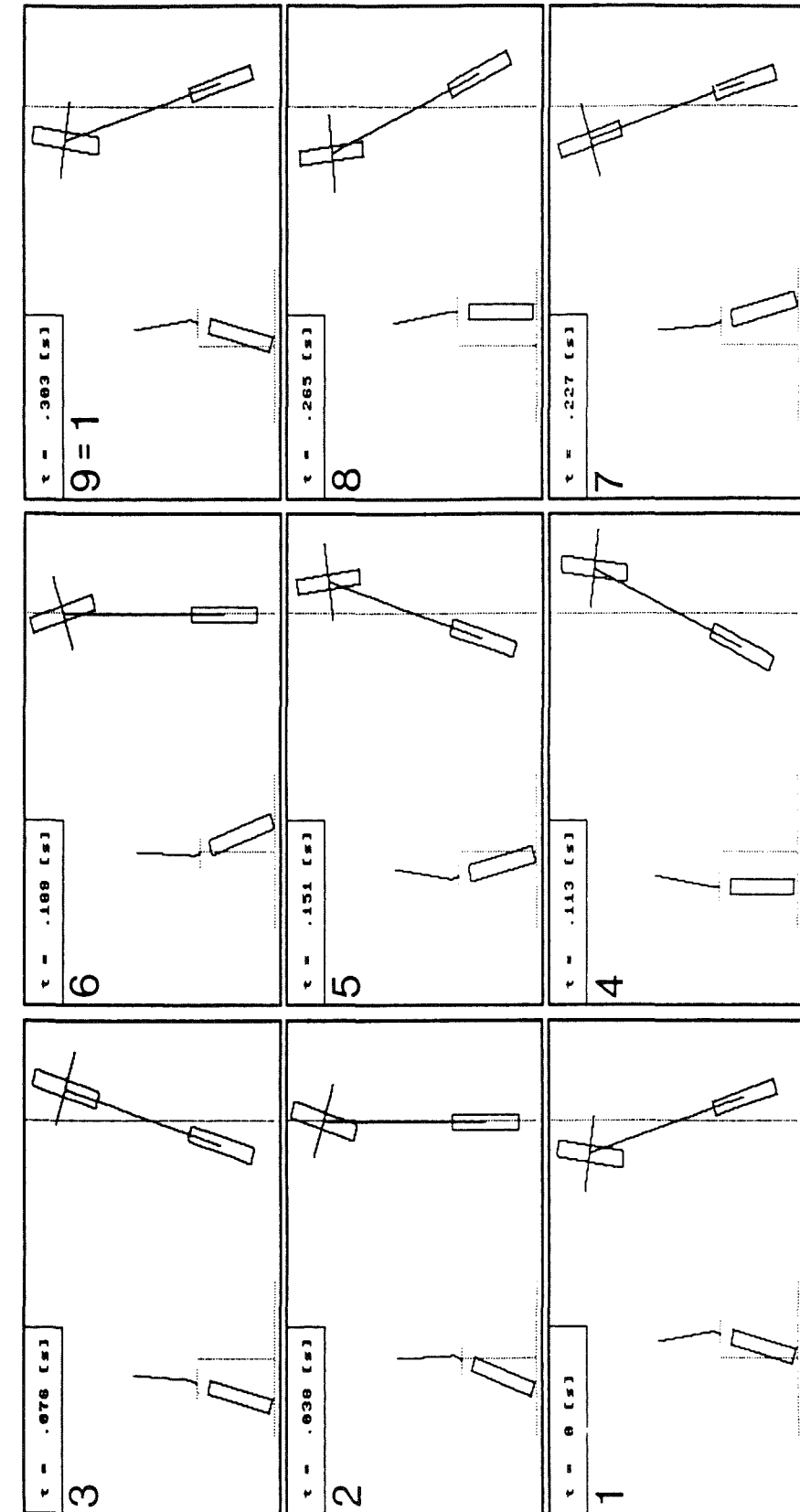


Abbildung 118: Bewegungsablauf Fahrer/Fahrzeug beim Pendeln über eine Periode

Eine aus den Messungen generierte Analyse des Pendelvorganges des Fahrer - Fahrzeug-Systemes mit Darstellung der phasenrichtig zugeordneten Größen

- Lenkwinkel
- Gierwinkel
- Rollwinkel
- seitliche Fahreroberkörperneigung

enthält **Abbildung 118** (von "unten nach oben" in "Fahrtrichtung" zu lesen; linke Bildhälfte jeweils: Ansicht von hinten; rechte Bildhälfte jeweils: Ansicht von oben): Die Frequenz beträgt 3,3 Hertz, entsprechend einer Pendelschwingung des Verstell-Experimentier-Kraftrades bei 144 km/h. Die Bewegung ist dargestellt in "eingeschwungenem" Zustand; der besseren Anschauung halber ist in den Gleichungen (72) und (73) die Dämpfung zu Null gesetzt worden, die Schwingungen sind also ungedämpft geplottet. Das Schwingungsbild zum Zeitpunkt $t = 0$ entspricht demjenigen zum Zeitpunkt $t = 0,303$ Sekunden (eine Periode). Alle Winkel sind um den Maßstabsfaktor 10 vergrößert, um eine bessere Erkennbarkeit zu gewährleisten (alle wahren maximalen Drehwinkelamplituden liegen gemäß Messung zwischen zwei und drei Grad). Beim Lenkwinkel ist zu beachten, daß gemäß der Drehvektorenzerlegung von Kapitel 4.2.5.2 nur die Cosinus-Komponente des Lenkwinkels fahrdynamisch wirksam und in der Draufsicht zu erkennen ist.

Zu sehen ist, daß der Fahrer in Querrichtung nicht als starre Masse behandelt werden darf. Daher sollten bei Betrachtungen von Massenträgheitsmomenten (Kapitel 4.2.5.3) diese ohne Fahrer und eventuellen Sozius definiert und gemessen werden. Eine nennenswerte oszillierende Änderung des Fahreroberkörperbeugungswinkels nach vorne und hinten war während der Pendelmessungen nicht nachweisbar. Ebenso trat bei der gewählten Tourensitzposition auf dem Verstell-Experimentier-Kraftrad keine auffällige "statische" Beugungswinkelveränderung des Fahreroberkörpers als Funktion der Fahrgeschwindigkeit auf [Shibli, 1982 (174)]. Wie bereits mehrfach erwähnt, stellten sich bei diesen Geradeausfahrtversuchen auf ebener Fahrbahn auch keine Nickbewegungen des Fahrzeuges ein.

4.2.8 Betrachtungen zur Meßgenauigkeit und Reproduzierbarkeit der Versuche

Unter anderem zur Beschreibung der Konstanz des Fahrerhaltens beim "Anreißen" diente bei den Versuchen mit dem Verstell-Experimentier-Kraftrad die Aufzeichnung von Lenkmoment und Lenkwinkel. Es zeigte sich, daß das maximale Anrißmoment stets zwischen 70 und 110 Nm lag, bei einem Lenkwinkel von 4,5 bis 6 Grad. Das Abklingverhalten einer viskos gedämpften Schwingung, wie sie beim Pendeln auftritt, hängt nicht von der Höhe der Erstampplitude ab, vorausgesetzt, diese übertrifft das vorhandene, aus dem Unebenheitsspektrum der Fahrbahn bestehende "Grundrauschen" nennenswert, wie dies bei den vorgenommenen Versuchen der Fall war.

Trotzdem bestehen gewisse Möglichkeiten der Meßwertverfälschung, da der Fahrer sich nicht stets in ein und derselben Weise an das Fahrzeug ankoppelt (Muskelverspannung). Deshalb wurde ein statistisch abgesichertes Streuband der Standardversuche als "Basisnormal" allen Parametervariationen zugrundegelegt. Die eigentliche Schwingungsauswertung setzte in den Meßschrieben erst dort ein, wo ein "eingeschwungener Zustand" mit im allgemeinen monoton degressiv verlaufender Einhüllender der Schwingungsextrema vorlag. Das bedeutet speziell, daß die eigentliche maximale Anrißamplitude mit ihrer Überhöhung nicht zur Auswertung herangezogen wurde.

Ganz bewußt wurden in der vorliegenden Arbeit ausschließlich als gesichert anzusehende Ergebnisse der umfangreichen Versuche dargestellt. Lediglich an einigen wenigen Stellen (Kapitel 4.2.6) wurden, wenn es angeraten erschien, bisweilen kritische Anmerkungen zu einzelnen Einflußgrößen gemacht, die nicht notwendigerweise als generell verallgemeinerbar gelten können.

Zur Genauigkeit der Meßkette bleibt anzumerken, daß bei Kraftrad-Versuchen immer Motorvibrationen, vor allem aus nicht ausgeglichenen freien Massenkräften und -momenten, als Störgrößen auftreten, die bei der Auswertung einer elektrischen Filterung bedürfen (siehe Kapitel 4.2.2). Speziell die Beschleunigungsaufnehmer- und Lenkmomentengebersignale waren stark störfrequenzbehaftet. Eine Filterung wurde stets so vorgenommen, daß keine

Verzerrung des eigentlichen Nutzsignals zu erwarten war. Die Lenkmomentenmessung mußte aus Sicherheitsgründen (ausreichende Betriebsfestigkeit bei hohen Anrißmomenten über mehrere tausend Kilometer Laufstrecke) mit sehr geringen Dehnungen arbeiten, so daß hier Meßunsicherheiten im Bereich bis maximal ± 20 Prozent auftreten können. Der Aufnehmer war so konstruiert, daß er abstützkraftkompensiert nur das tatsächliche rotatorische Lenkmoment um die Steuerkopfachse messen konnte.

Auf die recht große Stick-Slip-Reibung der Vorderadgabel und die damit verbundene Schwierigkeit der Erfassung von dynamischen Radlasten über den Federweg wurde in den entsprechenden Kapiteln schon eingegangen.

Schließlich sei noch darauf hingewiesen, daß sowohl der Beschleunigungsaufnehmer als auch das Meßelement zur Erfassung der Gierwinkelgeschwindigkeit bei den gefahrenen Versuchen stets eine systematische Fehlerbehaftung aufweisen. Der Querbeschleunigungsaufnehmer erhält durch die zusätzlich zur Gierbewegung auftretenden Rollschwingungen eine geringfügige Gravitationskomponente, der Gierwinkelgeschwindigkeitssensor mißt durch die Rollbewegung nur eine (allerdings die dominierende) Komponente der wirklichen Gierdrehung. Da die auftretenden Winkel aber von kleiner Größenordnung sind (siehe Kapitel 4.2.7), sind die daraus resultierenden Mißweisungen von vernachlässigbarer Größenordnung.

5. Untersuchungen zur Flatterschwingung

Neben dem Pendeln weisen Krafträder eine zweite Instabilität auf, das Vorderradflattern. Dieses ist keineswegs eine nur auf Krafträder beschränkte Schwingungserscheinung eines nachlaufbehafteten, gelenkten Rades, das um seine Anlenkungsachse oszilliert, sondern tritt auch bei Flugzeugspornrädern und Automobillenkungen auf [Kamm, 1936 (83); Kantrowitz, 1940 (90); Von Schlippe, 1941 (192); Maier, 1943 (109); Marquard, 1952 (112); Döhring, 1956 (40); Smiley, 1957 (179); Bauernstein, 1959 (5); Wintergerst, 1961 (209); Pacejka, 1965/66 (131); Pacejka, 1966 (132); Heider, 1970 (67); Döhring, 1973 (41); Pacejka, 1978 (133); Roe, 1978 (148); Kane, 1979 (88); Inaba, 1982 (75)].

Flattern betrifft als Lenkschwingung beim Kraftrad vorwiegend das Vorderrad. Wegen der in Kapitel 6.1 noch zu beschreibenden Koppelung von Lenk- und Rahmensystem nimmt aber auch das restlich Krafttrad partiell an den Bewegungen teil [Koch, 1980 (95)]. Da bekannt ist, daß einige für die Pendeldämpfung günstige Maßnahmen die Flatterdämpfung verschlechtern [Pachernegg, 1982 (135)], also konträre Forderungen an den Konstrukteur entstehen, soll im Rahmen dieser Arbeit die Flatterschwingung nicht ganz unberücksichtigt bleiben. Allerdings werden nicht so sehr einzelne Konstruktionsparameter aufgeschlüsselt und quantifiziert, sondern einige Einflüsse mehr qualitativ aufgezeigt; denn Flattern ist normalerweise - im Gegensatz zum Pendeln - keine die Fahrstabilität grundsätzlich gefährdende Schwingung, entsteht meist nur bei mangelnder Fahrerankopplung an das Lenksystem (zum Beispiel Freihandfahrt) und ist durch festes Packen der Lenkerenden im allgemeinen gut bedämpfbar.

5.1 Herleitung der kritischen Fahrgeschwindigkeit

Es wurde bereits mehrfach nachgewiesen [Hackenberg, 1985 (63); Sharp 1983 (173); Koch, 1980 (95); Verma, 1978 (191)], daß speziell dann mit Flatterschwingungen zu rechnen ist, wenn die Vorderraddrehzahl mit der Dreheigenfrequenz des Lenk-

systems übereinstimmt. Dynamische Restunwuchten, sowie Kraftschwankungen und geometrische Non-Uniformity (Maßabweichungen) des Reifens führen zu einer periodischen Schwinganregung.

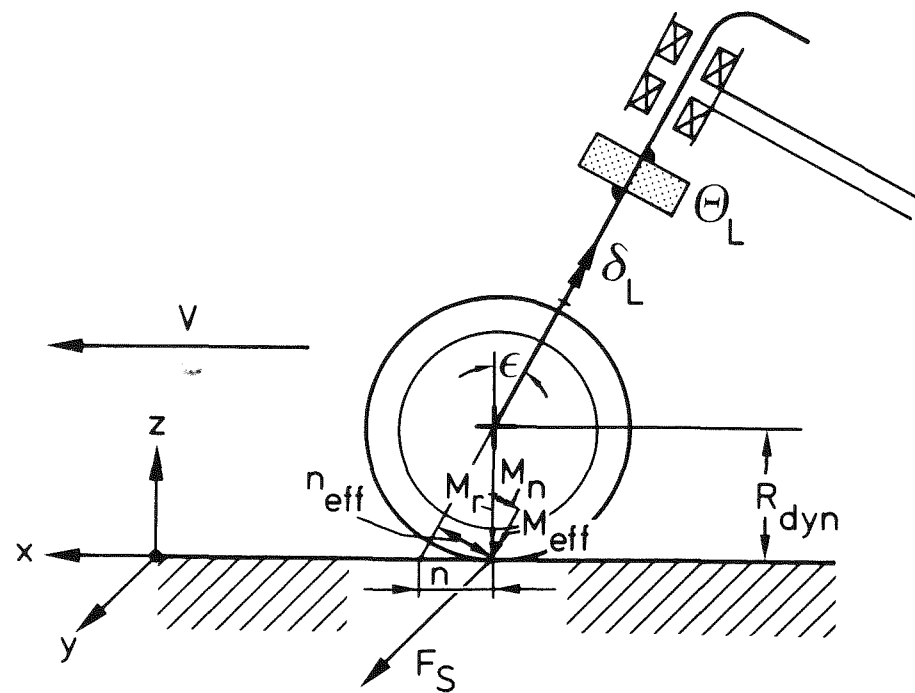


Abbildung 119: Ersatzmodell für Vorderradflattern

Abbildung 119 zeigt als schematische Darstellung ein Ersatzmodell des flatternden Krafttrad-Lenk-systems. Es gilt das Momentengleichgewicht um die Lenkachse [Döhning, 1956 (40); Bayer, 1983 (8)]:

$$\Sigma M = \theta_L \cdot \ddot{\delta}_L \quad (74)$$

Es ergibt sich aus Abbildung 119:

$$\Sigma M = F_S \cdot n_{\text{eff}} + M_{\text{eff}} \approx 0 \quad (75)$$

Die geometrische Beziehung lautet:

$$n_{\text{eff}} = n \cdot \cos \epsilon \quad (76)$$

Beim Flattern ist der Schräglaufwinkel gleichzusetzen mit dem effektiven Lenkwinkel (reine Gierdrehungskomponente der um die schräge Steuerkopfachse stattfindenden Lenkbewegung), siehe auch Gleichung (61) in Kapitel 4.2.5.2. Durch die Lenkbewegung entstehen zusätzlich zu der in Abbildung 119 eingezeichneten Seitenführungskraft und dem zugehörigen Rückstellmoment, das aus dem pneumatischen Nachlauf herrührt (hier wird ebenfalls eine Drehvektorenzerlegung benötigt), noch Sturzseitenreaktionen des Vorderradreifens. Diese rühren aus der bei Lenkbewegungen entstehenden Rollkomponente des Lenkwinkels (Abbildung 71) her. Auch die Sturzseitenkraft (Abbildung 89) wirkt rückstellend auf die Lenkung ein. Um nun mit der meist ausschließlich verfügbaren Schräglaufsteife alleine rechnen zu können, werden die Rückstellmomente und die Sturzseitenkraft vernachlässigt. Andererseits wird auch auf die Drehvektorenzerlegung für den Lenkwinkel am Steuerkopf verzichtet. Das heißt, es wird der Lenkwinkel, der in der Steuerkopfachse auftritt, gleichzeitig als Schräglaufwinkel angesetzt, obwohl mit dem etwas geringeren Effektivwinkel (reine Gierdrehungskomponente) als Schräglauf gerechnet werden müßte. Beide Effekte kompensieren sich in etwa aus, so daß kein gravierender Fehler auftritt.

Das Ansetzen der statischen Schräglaufsteife in diesem Flattermodell erscheint gerechtfertigt, weil es sich meist um kleine, linearisierbare Winkelausschläge handelt und bei der Seitenführungskraft kaum Abweichungen der dynamischen Kennlinie (wie sie eigentlich benötigt würde) von der statischen vorliegen [Willumeit, 1976 (204)]. Durch diese Linearisierung kann man nun für den Zusammenhang Seitenführungskraft / Schräglauf schreiben:

$$F_S = c_S \cdot \delta_L \quad (77)$$

Gleichsetzen von (74) mit (75) liefert nach identischer Umformung und Einsetzen von (76) sowie (77):

$$-\ddot{\delta}_L + \frac{n \cdot \cos \epsilon \cdot c_S}{\theta_L} \cdot \delta_L = 0 \quad (78)$$

In Analogie zu den Gleichungen (36) und (37) (Kapitel 4.1) gilt bei dieser Schwingungsdifferentialgleichung:

$$\omega_e = \sqrt{\frac{n \cdot \cos \epsilon \cdot c_S}{\theta_L}} \quad (79)$$

Die rechnerische (ungedämpfte) Schwingeigenfrequenz ist damit:

$$f_e = \frac{\omega_e}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{n \cdot \cos \epsilon \cdot c_S}{\theta_L}} \quad (80)$$

Als kritische Fahrgeschwindigkeit (Resonanz der Raddrehfrequenz mit der Eigenfrequenz des Lenksystems) läßt sich herleiten:

$$v_{Res} = \omega_e \cdot R_{dyn} \quad (81)$$

Das liefert:

$$\omega_e = \frac{v_{Res}}{R_{dyn}} \quad (82)$$

Gleichsetzen von (79) und (82) ergibt:

$$v_{Res} = R_{dyn} \cdot \sqrt{\frac{n \cdot \cos \epsilon \cdot c_S}{\theta_L}} \quad (83)$$

Eine Beispielrechnung wird für ein typisches Kraftrad (Nummer 8 aus Tabelle 1) mit folgenden Daten durchgeführt:

$$\begin{aligned} R_{dyn} &= 0,319 \text{ [m]} \\ n &= 0,095 \text{ [m]} \\ \epsilon &= 27,5 \text{ [grad]} \\ c_S &= 25800 \text{ [N/rad]} \\ \theta_L &\approx 0,7 \text{ [kgm}^2\text{]} \end{aligned}$$

Gleichung (80) liefert für die Eigenfrequenz:

$$f_e = 8,9 \text{ [Hz]}$$

Gleichung (83) liefert für die kritische Resonanzfahrgeschwindigkeit:

$$v_{Res} = 17,8 \text{ [m/s]} = 64 \text{ [km/h]}$$

In einer versuchstechnischen Überprüfung konnten diese Werte für Frequenz und Geschwindigkeit fast exakt bestätigt werden, wobei sich bei Freihandfahrt nach kurzer Lenkimpulseingabe eine ungedämpfte, sich selbst aufrechterhaltende Lenkschwingung einstellte. Oberhalb und unterhalb der berechneten Resonanzgeschwindigkeit klang die Schwingung schnell ab. Über ähnliche Ergebnisse berichtete auch Koch [Koch, 1980 (95)]. Damit ist eine hervorragende Übereinstimmung zwischen dem vereinfachten Modell, welches unter anderem Kreiselreaktionen, seitliche Neigung des Kraftrades, aerodynamische Effekte und Strukturelastizitäten

vernachlässigt, und der Realität gegeben. Betrachtungen zur endlichen Radführungssteifigkeit und zu aerodynamischen Störanregungen werden in den Kapiteln 5.3 und 5.4 angestellt.

Man erkennt, daß das Flattern bei Krafträdern üblicher Auslegung bei Geschwindigkeiten um etwa 60 bis 70 km/h auftritt und eine deutlich höhere Frequenz als die Pendelschwingung aufweist.

5.2 Leistungsbilanz

Eine Flatterschwingung kann - wie auch das Pendeln - ungedämpft sein (Beispiel siehe Kapitel 5.1) und sogar eine aufklingende Tendenz haben. Es ist daher von Interesse, diesen Umstand näher zu beleuchten. Dies soll im folgenden anhand einer ungedämpften Flatterschwingung ($D = 0$) geschehen.

Bei allen technischen Bewegungsabläufen treten Reibungskräfte auf, die der Bewegung entgegengesetzt sind. Dies ist naturgemäß auch bei fahrdynamischen Schwingungen eines Kraftrades der Fall. Wenn dennoch eine Schwingung (scheinbar) ungedämpft in Erscheinung tritt, so wird dies oft als Paradoxon bezeichnet. Die Erklärung ist, daß eine solche, zunächst ebenfalls reibungsbehaftete Schwingung eine stete Energiezufuhr erhält, die die Reibungsverluste kompensiert. Anhand einer Leistungsbetrachtung kann die Größenordnung der nötigen Energiezufuhr pro Zeiteinheit abgeschätzt werden.

Es wird angenommen, daß die gesamte Lenkschwingung (das restliche Fahrzeug wird als "starr" fixiert unterstellt) durch äußere Energiezufuhr aufrechterhalten wird und der Reifen keine "federnden" Rückstellmomente aufbaue. Dies ist zwar unrealistisch, wird aber andererseits dadurch aufgewogen, daß als zu überwindender Widerstand ausschließlich die Massenträgheit des Vorderradlenksystems betrachtet wird, also keine Reibungskräfte, obwohl diese - wie festgestellt - auftreten müssen (und zwar in Form von viskoser Luftreibung, viskoser Gummihysterese im Reifenlatsch und Coulombscher Friktion in den Steuerlagern):

Ausgegangen wird von der allgemeinen Leistungsgleichung, angewandt auf das Lenksystem:

$$P = M_L \cdot \dot{\delta}_L \quad (84)$$

Weiterhin gilt:

$$M_L = \theta_L \cdot \ddot{\delta}_L \quad (85)$$

Einsetzen von (85) in (84) liefert:

$$P = \theta_L \cdot \dot{\delta}_L \cdot \ddot{\delta}_L \quad (86)$$

Der sinusförmige Lenkwinkelverlauf als Funktion der Zeit ist zu schreiben in der Form:

$$\delta_L(t) = \delta_L \cdot \sin(\omega_e t) \quad (87)$$

Die erste Differentiation nach der Zeit liefert die Lenkwinkelgeschwindigkeit:

$$\dot{\delta}_L(t) = \frac{d \delta_L(t)}{dt} = \delta_L \cdot \omega_e \cdot \cos(\omega_e t) \quad (88)$$

Die zweite Differentiation nach der Zeit liefert die Lenkwinkelbeschleunigung:

$$\ddot{\delta}_L(t) = \frac{d^2 \delta_L(t)}{dt^2} = -\delta \cdot \omega_e^2 \cdot \sin(\omega_e t) \quad (89)$$

Einsetzen von (88) und (89) in (86) ergibt (um negative Leistungsbeträge auszuschließen, müssen Absolutzeichen gesetzt werden):

$$P(t) = |\theta_L \cdot \delta^2 \cdot \omega_e^3 \cdot \sin(\omega_e t) \cdot \cos(\omega_e t)| \quad (90)$$

Für ein relatives Maximum (Minima können wegen nicht existenter negativer Leistungen ausgeschlossen werden) läßt sich die Forderung aufstellen:

$$\frac{dP(t)}{dt} = \theta_L \cdot \delta^2 \cdot \omega_e^4 \cdot [\cos^2(\omega_e t) - \sin^2(\omega_e t)] \stackrel{!}{=} 0 \quad (91)$$

Diese Bedingung ist erfüllt für $\omega_e \cdot t = \pi/4$. Demnach ist die an einem bestimmten Punkt der Schwingung momentan maximal notwendige Leistungszufuhr:

$$\hat{P}(t = \frac{\pi}{4\omega_e}) = \theta_L \cdot \delta^2 \cdot \omega_e^3 \cdot \underbrace{\sin \frac{\pi}{4} \cdot \cos \frac{\pi}{4}}_{\frac{1}{2}} \quad (92)$$

Also:

$$\hat{P} = \frac{\theta_L \cdot \delta^2 \cdot \omega_e^3}{2} \quad (93)$$

Man erhält die gemittelte Leistung durch Integration über eine als stets positiv definierte

Schwingungsperiode der Leistung über der Zeit und Division durch die dieser Periode entsprechenden Zeit (Lösung der Integration siehe Bronstein [Bronstein, 1973 (24)]):

$$\begin{aligned} \bar{P} &= \frac{1}{\pi/2\omega_e} \cdot \int_0^{\pi/2\omega_e} P(t) dt = \\ &= \frac{2\omega_e}{\pi} \cdot \int_0^{\pi/2\omega_e} \theta_L \cdot \delta^2 \cdot \omega_e^3 \cdot \sin(\omega_e t) \cdot \cos(\omega_e t) dt = \\ &= \frac{1}{\pi} \cdot \theta_L \cdot \delta^2 \cdot \omega_e^3 \cdot \sin^2(\omega_e t) \Big|_0^{\pi/2\omega_e} = \\ &= \frac{1}{\pi} \cdot \theta_L \cdot \delta^2 \cdot \omega_e^3 \cdot \underbrace{\sin^2 \frac{\pi}{2}}_1 \end{aligned} \quad (94)$$

Also:

$$\bar{P} = \frac{\theta_L \cdot \delta^2 \cdot \omega_e^3}{\pi} \quad (95)$$

Folgende Zahlenwerte (entsprechend den Daten in Kapitel 5.1 für Fahrzeug 8 aus Tabelle 1) dienen als numerisches Beispiel:

$$\theta_L \approx 0,7 \text{ [kgm}^2\text{]}$$

$$\delta \approx 0,05 \text{ [rad]} \approx 3 \text{ [grd]} \text{ (gemessener Lenkwinkel- ausschlag nach einer Seite beim Freihandflattern)}$$

$$f_e = 8,7 \text{ [Hz]} \text{ (Meßwert)}$$

Es gilt:

$$\omega_e = 2\pi f_e \quad (96)$$

Also ist:

$$\omega_e = 54,7 \text{ [Hz]}$$

Als maximal "punktuell" nötige Flatterleistung errechnet sich nach Gleichung (93):

$$\hat{P} = 143 \text{ [W]} = 0,14 \text{ [kW]}$$

Gleichung (95) liefert als über die Schwingung zu deren Aufrechterhaltung gemittelte Leistung:

$$\bar{P} = 91 \text{ [W]} = 0,09 \text{ [kW]}$$

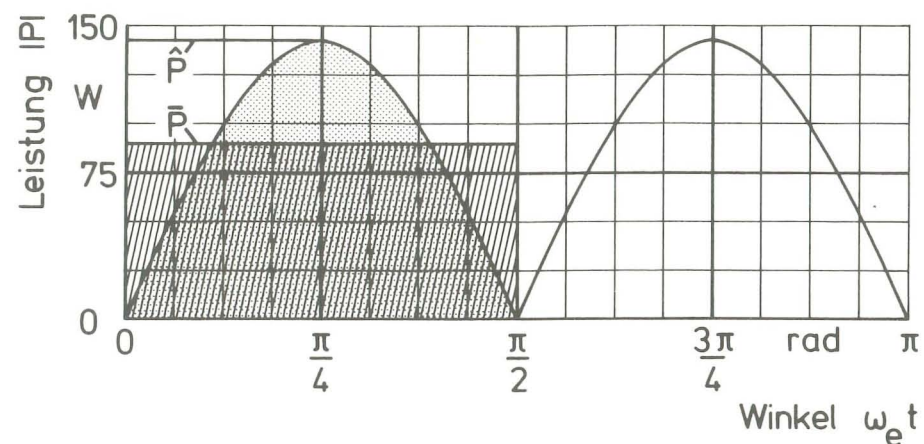


Abbildung 120: Leistungsbedarf einer ungedämpften Flatterschwingung

Abbildung 120 verdeutlicht die grafischen Zusammenhänge. Widerspiegelt werden kann diese "Schwingsbedarfsleistung" an derjenigen Leistung, die zum Überwinden der stationären Fahrwiderstände bei der Flatterresonanzgeschwindigkeit nötig ist. Es gilt näherungsweise [Breuer, 1985 (23)]:

$$V = 50 \cdot \sqrt[3]{P_{\text{Mot}}} \quad (97)$$

Auflösen nach der Motorleistung liefert:

$$P_{\text{Mot}} = \left(\frac{V}{50}\right)^3 \quad (98)$$

Mit Berücksichtigung der Kraftübertragungsverluste gilt angenähert:

$$P_{\text{HR}} = \eta_{\text{KÜ}} \cdot P_{\text{Mot}} \quad (99)$$

Zahlenwerte:

$$V = 64 \text{ [km/h]} \text{ (Flatterresonanzgeschwindigkeit, Kapitel 5.1.)}$$

$$\eta_{\text{KÜ}} \approx 0,85$$

Damit errechnet sich gemäß den Gleichungen (98) und (99):

$$P_{\text{Mot}} = 2,1 \text{ [kW]}$$

$$P_{\text{HR}} = 1,8 \text{ [kW]}$$

Dies ist die im Latsch des Hinterrades zur Verfügung stehende Vortriebsleistung. Da sie deutlich über der zur andauernden Schwingungsaufrechterhaltung benötigten Leistung liegt, kann man unschwer erkennen, daß alleine aufgrund der entfalteten Motorleistung eine permanente Schwingungs-"Anregung" in ausreichendem Maße vorhanden ist.

5.3 Elastizitätsbedingte Radführungsresonanzen

Gemäß Tabelle 2 stellt die Vorderrad-Tauchgabel im Gesamtverbund das mit Abstand "weichste" Element dar (dies gilt auch für Serienfahrzeuge ganz allgemein), und zwar bezüglich Biegung und Torsion. Gerade beim Vorderradflattern ist es von Bedeutung, sich über mögliche Bauteilresonanzen im Bereich der Vorderradführung Aufschluß zu verschaffen; denn hier können relative große Lenkwinkelausschläge auftreten, wenn negative "Dämpfungen" vorliegen (aufklingende Schwingungen). Dabei überlagern sich dann dem oszillierenden Lenkwinkel eventuell Biege- und Torsionsschwingungen.

Es gelten für die laterale Biege- und die Torsionseigenfrequenzen die elementaren Zusammenhänge:

$$\underline{\underline{\omega_{e,b} = \sqrt{\frac{c_B}{m}}}} \quad (100)$$

$$\underline{\underline{\omega_{e,T} = \sqrt{\frac{c_T}{\theta_L}}}} \quad (101)$$

Für das betrachtete Kraftrad 8 aus Tabelle 1 gelten folgende Daten:

$$\left. \begin{array}{l} c_B = 49,5 \text{ [N/mm]} \\ c_T = 64,5 \text{ [N/grad]} = 3696 \text{ [N/rad]} \end{array} \right\} \text{ in ausgefedertem Zustand}$$

$$\theta_L \approx 0,7 \text{ [kym}^2\text{]}$$

$$m = 20,3 \text{ [kg]} \text{ (Rad- plus halbe Gabelmasse)}$$

Gleichung (100) liefert als laterale Biegekreiseigenfrequenz der Vorderradgabel:

$$\omega_{e,B} = 49,4 \text{ [1/s]}$$

Es gilt für die Schwingeeigenfrequenz:

$$f_{e,B} = \frac{\omega_{e,b}}{2\pi} \quad (102)$$

Das liefert:

$$f_{e,B} = 7,9 \text{ [Hz]}$$

Bedenkt man, daß in Realität wegen partieller Einfederung die resultierende Steifigkeit größer als hier angegeben ist, so nähert sich die resultierende Gabeleigenfrequenz auf Biegung gefährlich nahe der Flutterfrequenz von 8,7 Hertz (Kapitel 5.1) an, womit es zu Resonanzüberhöhungen bei den Schwingamplituden kommen kann.

Gleichung (101) ergibt als Torsionskreiseigenfrequenz:

$$\omega_{e,T} = 72,7 \text{ [1/s]}$$

Auch hier errechnet sich die Schwingeeigenfrequenz zu:

$$f_{e,T} = \frac{\omega_{e,T}}{2\pi} \quad (103)$$

Das Ergebnis lautet:

$$f_{e,T} = 11,6 \text{ [Hz]}$$

Hier liegt im Beispielfall zwar kein Hinweis auf eine unmittelbare Resonanzüberlagerung der Torsionseigenfrequenz der Gabel mit der Flatterschwingung vor; trotzdem sollte in der Konstruktion ein großer "Sicherheitsabstand" gewählt werden. Das bedeutet, daß die Vorderradführung möglichst steif ausgeführt sein muß (wozu die Tauchgabel nicht das geeignetste Radführungselement aus der Palette der möglichen Konstruktionen dar-

stellt), um Flatterresonanzfälle auszuschließen.

Auf Einflüsse der statischen Steifigkeit (ohne Betrachtungen zu Resonanzüberlagerungen) gingen auch andere Autoren ein, wobei stets festgestellt wurde, daß eine hohe Vorderradsystemsteife wünschenswert ist [Roe, 1973 (145) und (146); Sharp, 1975 (164) und (165); Roe, 1976 (147); Roe, 1978 (148); Roe, 1980 (149); Spierings, 1981 (180)].

Giles [Giles, 1983 (56)] gelangte durch eine Kombination von Messung und Rechnung zu der Aussage, daß durch bewußtes Einbeziehen dynamischer Steifigkeiten (aus Eigenfrequenzmessungen) hinsichtlich der Flatterschwingung eine Verbesserung der Stabilität zu erwarten sei. Dies steht im Widerspruch zu den hier angestellten Betrachtungen. Allerdings erübrigt sich in Übereinstimmung mit den Ergebnissen von Giles eine Betrachtung von Bauteileigenfrequenzen in bezug auf die niederfrequente Pendelschwingung.

5.4 Wirbelbedingte aerodynamische Resonanzen

In diesem Kapitel soll rechnerisch überprüft werden, ob es möglich ist, daß Karman-Wirbelablösungen an Anbauteilen die Fahrstabilität aerodynamisch beeinträchtigen. Betrachtet wird beispielhaft auf rechnerischem Weg der Fall einer lenkerfest montierten Verkleidung an Kraftrad 7 aus Tabelle 1, die dieses Fahrzeug serienmäßig aufwies.

Folgende Daten des Fahrzeugs werden benötigt:

$b = 0,445$ [m] (Breite der Lenkerverkleidung in Fahrzeugquerrichtung)

$l = 1,465$ [m] (Radstand als charakteristische Länge)

$c_D \approx c_W = 0,571$ [-] [Helling, 1984 (69)]
(Druckbeiwert näherungsweise gleich Widerstandsbeiwert)

$v_{Res} = 15,8$ [m/s] = 57 [km/h]
(experimentell ermittelt)

Zunächst wird die Reynoldszahl errechnet.

Es gilt [Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, 1984 (105)]:

$$Re = \frac{v \cdot l}{\nu} \quad (104)$$

Einsetzen der Werte des Fahrzeuges sowie der kinematischen Luftviskosität

$$\nu = 14 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^2/\text{s]}$$

liefert:

$$Re = 1,66 \cdot 10^6 \text{ [-]}$$

Nach Hucho [Hucho, 1981 (72)] treten periodische Strömungsablösungen nur bis zu Reynoldszahlen von

$$Re \leq 5 \cdot 10^3 \text{ [-]}$$

auf. Demgegenüber wurden von Chen [Chen, 1972 (30)] auch bei Reynoldszahlen im Transitionsbereich, also bei Werten, wie sie im vorliegenden Beispiel in Rede stehen, an angeströmten Körpern noch Karman-Wirbelablösungen gefunden. Die Berechnung der Ablösefrequenz geschieht mittels der dimensionslosen Frequenz (Strouhalzahl). Diese ist definiert wie folgt [Chen, 1972 (30); Hucho, 1981 (72)]:

$$S = \frac{f \cdot b}{v} \quad (105)$$

Auflösen nach der gesuchten, dimensionsbehafteten Ablösefrequenz liefert:

$$f = \frac{v \cdot S}{b} \quad (106)$$

Für die Funktion der Wirbelfrequenz in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit muß also die Strouhalzahl, die im allgemeinen Werte um 0,2 bis 0,4 annimmt, vorliegen. Anhand des bekannten Druckwiderstandsbeiwertes ist sie abschätzbar. Es gilt näherungsweise der Zusammenhang [Chen, 1972 (30)]:

$$c_D = \frac{0,222}{s} - \frac{0,0028}{s^2} \quad (107)$$

Umstellen und Auflösen dieser quadratischen Gleichung ergibt für die Strouhalzahl:

$$s = \frac{0,222 \pm \sqrt{0,222^2 - 4 \cdot c_D \cdot 0,0028}}{2 \cdot c_D} \quad (108)$$

Einsetzen des Wertes $c_D = 0,571$ liefert:

$s = 0,376$ (Die zweite Lösung der quadratischen Gleichung ergibt den Wert 0,013, der gemäß Chen [Chen, 1972 (30)] auszuschließen ist.)

Damit kann aus Gleichung (106) der Verlauf der Wirbelablösefrequenz über der Geschwindigkeit dargestellt werden (**Abbildung 121**, Darstellung nach Meier-Windhorst [Meier-Windhorst, 1939 (118)]).

Dies ist die Frequenz für an jeder Seite der Verkleidung entstehende Karmanwirbel, welche versetzt zueinander von beiden Verkleidungsseiten, aber pro Seite mit der gleichen, errechneten Frequenz, ablösen können. Dabei wird in dieser vereinfachten Betrachtung angenommen, daß die (geringen) Lenkwinkelamplituden (um 2 Grad Maximalauslenkung) selbst keine Veränderungen der Ablösefrequenz ausüben, also ihrerseits keine "erzwungene" weitere Wirbelbildung hervorrufen (keine Rückkoppelung).

Die Wirbelablösung als solche ist zunächst losgelöst von der kinematischen Instabilität des Vor-

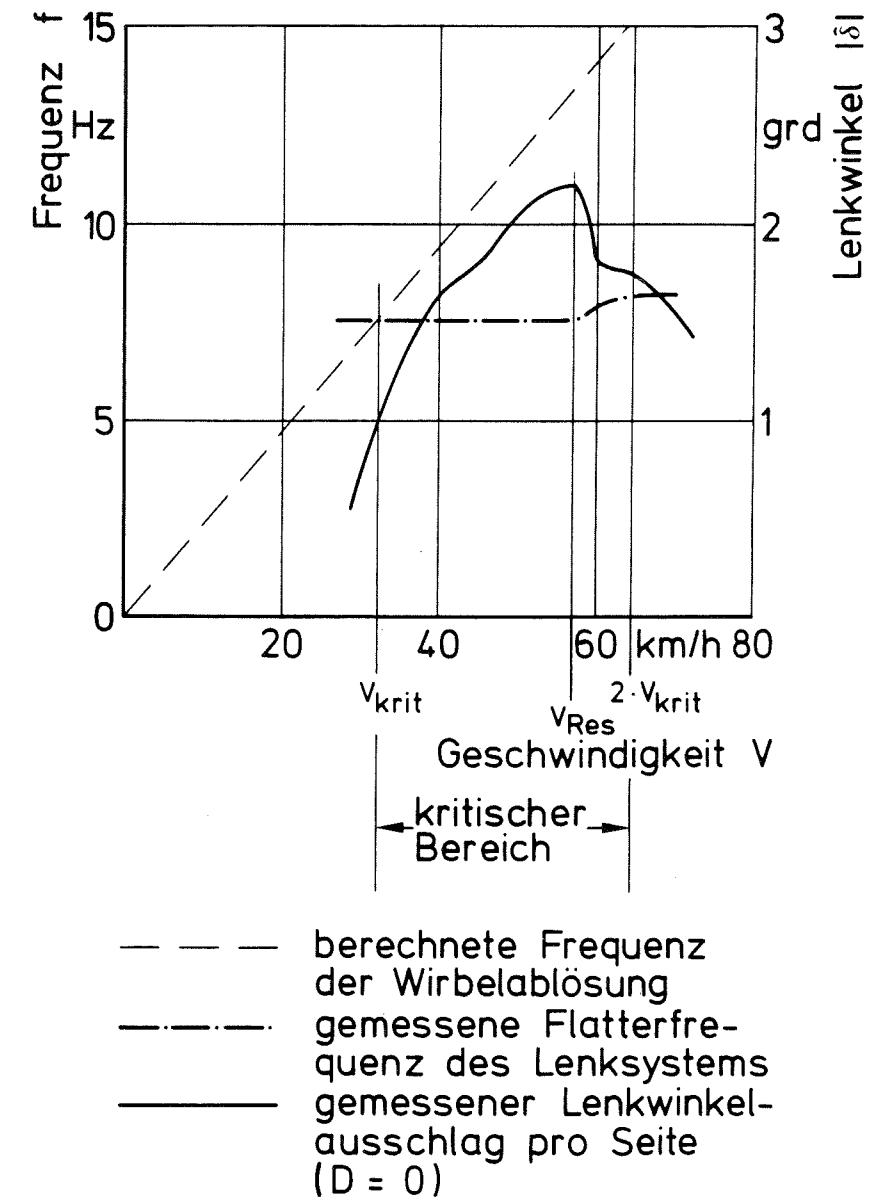


Abbildung 121: Schwingungsbild der Flatterschwingung unter Einbeziehung aerodynamischer Wirbel

derradflatterns (durchgezogene Linie für den gemessenen Amplitudengang in Abbildung 121), das eine eigenständige Systeminstabilität darstellt, zu sehen. Sie kann sich dieser aber als periodische Zusatzanregung resonanzartig überlagern, ohne selbst eine Instabilität als solche darzustellen und damit die Flatteramplitude überhöhen (diese

mögliche Überhöhung ist im Gesamtmeßergebnis des Lenkwinkelamplitudenganges von Abbildung 121 bereits enthalten). Es ist jedenfalls zu erkennen, daß die Resonanzstelle des Lenksystems bezüglich Flattern (mit Maximalamplituden von 2,2 Grad) bei dem betrachteten Versuchskraftrad mit 57 km/h innerhalb des von Scruton [Scruton, 1955 (158)] und Murdock [Murdock, 1959 (128)] als kritisch angesehenen Bereiches liegt. Das heißt, es ist nicht auszuschließen, daß tatsächlich aerodynamische Kräfte aufgrund von periodischen Wirbelablösungen die Flatterinstabilität implizit superponieren.

Im probeweisen, subjektiven Fahrversuch mit einem weiteren Kraftrad (Nummer 11 aus Tabelle 1) zeigte eine schwere Lenkerverkleidung im Vergleich zum unverkleideten Fahrzeug einen positiven Effekt: Während ohne Verkleidung bei Freihandfahrt und Lenkanregung unterhalb 100 km/h stets aufklingende Flatterschwingungen entstanden, waren diese bei montierter Lenkerverkleidung nicht mehr feststellbar. Die Schwingungen klangen vielmehr nach der Anregung sehr rasch wieder ab. Wie in Kapitel 5.5 aufgezeigt werden wird, ist dies auf das vergrößerte Massenträgheitsmoment des Lenksystems zurückzuführen, das die Flatterschwingung (im Gegensatz zum Pendeln) dämpfend beeinflusst. Offenbar überwog hierbei das erhöhte Lenkträgheitsmoment den möglicherweise destabilisierenden Effekt instationärer aerodynamischer Wirbelbildungen, so daß resultierend die lenkerfeste Teilverkleidung die Flatterschwingung günstig beeinflusste. Demgegenüber vertrat Cooper [Cooper, 1983 (36)] aufgrund von Windkanalversuchen mit einem Kraftrad, dessen Vorderradsystem schwingfähig aufgehängt war, die Meinung, daß es bei Montage einer Lenkerverkleidung sogar zu einem aerodynamischen Stabilisierungseffekt kommt (allerdings wurden von ihm Wirbelablösungen nicht explizit untersucht, sondern lediglich Abklingzeiten und Giermomente).

Für die Pendelschwingung ergibt die Berechnung der Wirbelfrequenzen nach Gleichung (106) bei Fahrgeschwindigkeiten über 100 km/h keinen Hinweis auf mögliche Resonanzanregungsfälle. Hier wirkte eine lenkerfeste Verkleidung im Versuch (Kapitel 4.2.5.6) deutlich destabilisierend, wobei dies eindeutig auf das gestiegene Massenträgheitsmoment um die Lenkachse zurückzuführen war. Durch entsprechende Versuche war im betrachteten Fall sogar nachzuweisen, daß ein gewisser aerodynamischer

Stabilisierungseffekt auftrat, der aber vom negativ wirkenden Trägheitsmomenteneinfluß bei weitem überwogen wurde, so daß resultierend eine stark verringerte Pendeldämpfung entstand. In dieser Beziehung wirkt eine Lenkerverkleidung also in der Regel auf die Flutter- und die Pendeldämpfung genau gegenteilig ein. Man darf aus den Ergebnissen insgesamt schließen, daß in jedem Fall die Trägheitswirkungen gegenüber eventuellen aerodynamischen Effekten, die jeweils im Windkanal gesondert zu untersuchen wären, überwiegen.

5.5 Ergänzende Fahrversuche mit Parametervariationen

Um einige experimentelle Ergebnisse zur Flatterschwingung zu erhalten, wurden mit einigen Fahrzeugen aus Tabelle 1 Versuche durchgeführt. Dabei zeigte sich, daß es grundsätzlich 3 Arten der Flutterstabilität gibt:

1. Oszillatorische Stabilität ($D > 0$)
2. Oszillatorische Instabilität ($D < 0$)
3. Grenzfall zwischen 1. und 2. ($D = 0$)

Im Prinzip sind diese Fälle bereits vom Pendeln her bekannt. Beim Flattern ist es jedoch möglich, auch länger andauernde, ungedämpfte Schwingungszustände ohne Fahrergefährdung aufrechtzuerhalten, weil die Fahrgeschwindigkeit deutlich niedriger als beim Pendeln liegt und ein Fahrereingriff auf das (bei Freihandfahrt) schwingende Lenksystem praktisch ausnahmslos eine sofortige Dämpfung bewirkt.

Als Testmodus kristallisierte sich heraus, die Fahrzeuge bei eingelegtem Getriebeleerlauf und Freihandfahrt durch Lenkimpuls zum Flattern anzuregen. Der Fahrer erkennt dann sofort, ob eine auf- oder abklingende Schwingung entsteht. Bei ersterer muß er zu einem fahrdynamisch noch unkritischen Zeitpunkt dämpfend durch Anfassen des Lenkers eingreifen, letztere wird bis zum vollständigen Abklingen abgewartet. In beiden Fällen ist ein Dämpfungsgrad definierbar - negativ bei aufschaukelnden, positiv bei abklingenden Lenkoszillationen.

Relativ häufig tritt der Grenzfall auf, welcher einer Dämpfung von Null entspricht: Dabei erreicht die Lenkwinkelamplitude nach Anregung ein bestimmtes Ausschlagsniveau, das mit fallender Geschwindigkeit "moduliert" wird. Das bedeutet, der Lenkwinkel ist eine Funktion der Fahrgeschwindigkeit, wobei sich die Resonanzstelle des Lenksystems (Eigenfrequenz der Drehschwingung ist gleich Raddrehfrequenz, siehe Kapitel 5.1) als kritische Geschwindigkeit durch überhöhte Amplituden gut erkennen läßt (Abbildung 121, resultierende Verzögerung im Schiebebetrieb = $0,47 \text{ [m/s}^2\text{]}$).

Die nachstehenden Ergebnisse wurden mit Kraftrad 7 aus Tabelle 1 durch die oben beschriebenen Freihandfahrversuche gewonnen (jeweils Mittelwerte von drei Versuchen). Die Meßtechnik entsprach derjenigen der Pendelversuche zu Kapitel 4.2.4.2/4.2.4.3 (Meßtechnik-Masse auf Soziussitz: 10 kg). Als Basisbezugszustand wird ein von Abbildung 121 abweichender Fahrzeugzustand gewählt, weil sich über die länger andauernden Versuchsreihen (wie bereits in Kapitel 4.2.4 beschrieben) der Reifenzustand und die Wetterlage ständig änderten und ausschließlich ähnliche Zustände hinsichtlich dieser (unerwünschten) Einflüsse zugeordnet werden dürfen.

Abbildung 122 enthält den Einfluß einer Heckbelastung (zwei Packtaschen mit insgesamt 26,2 kg Masse) im Vergleich zum gewählten Bezugszustand ohne Ballastierung. Ähnlich wie beim Pendeln verschlechtert sich auch hier das Schwingungsverhalten [Roe, 1976 (147)]. Dabei ist wegen der konstanten Dämpfung von null der Amplitudengang als Funktion der Fahrgeschwindigkeit festgehalten (resultierende Verzögerung im Schiebebetrieb = $0,4 \text{ [m/s}^2\text{]}$ mit Ballast, $0,34 \text{ [m/s}^2\text{]}$ ohne Ballast). Man sieht die Resonanzüberhöhung hier bei 53 km/h. Diese Resonanzgeschwindigkeit liegt deshalb relativ niedrig, weil das Fahrzeug serienmäßig mit einer trägheitsmomentenerhöhenden Lenkerverkleidung ausgestattet ist. Diese senkt die Eigenfrequenz und damit die Resonanzgeschwindigkeit gemäß den Gleichungen (80) und (83) (Kapitel 5.1.) ab. **Abbildung 123** zeigt einen typischen Meßschriebschnitt für nicht abklingende Flatterschwingungen des Lenksystems, bei denen eine Dämpfungsauswertung nicht möglich ist, weil die Dämpfung stets Null beträgt. Es kommt nicht zur "Resonanzkatastrophe" in Form von Lenkausschlägen bis zum mechanischen Endanschlag (etwa $\pm 30 \text{ Grad}$), sondern

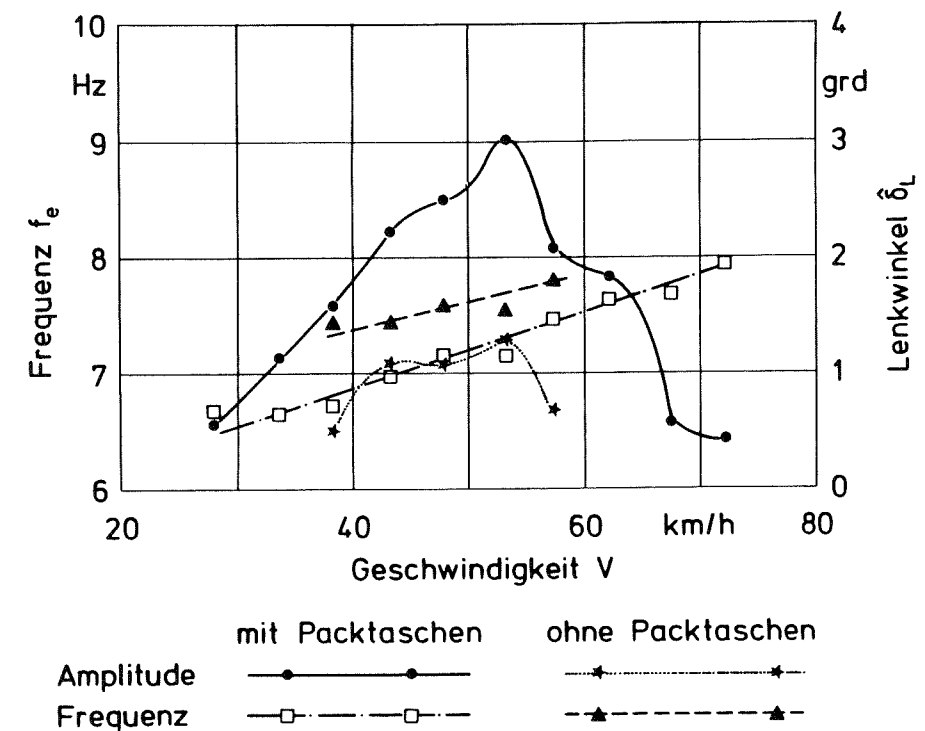


Abbildung 122: Einfluß von Packtaschen auf die Flatteramplitude und -Frequenz (Fahrzeug 7)

unter anderem aufgrund von Reifenreaktionskräften "stabilisiert" sich die Flatterschwingung in diesem Fall auf einem Niveau um 2 bis 3 Grad Lenkausschlag nach jeder Seite, wobei die Amplitude als Funktion der Zeit den bereits beschriebenen Verlauf mit Resonanzüberhöhung nimmt.

Einige Tastversuche mit reduzierter Meßtechnikmasse auf dem Soziussitz (1,8 kg statt 10 kg) ergaben, daß das Fahrzeug überhaupt nicht mehr zu sich selbst aufrechterhaltenden Flatterschwingungen anzuregen war, sondern stets mit abklingenden Schwingungsausschlägen auf einen Lenkimpuls reagierte. Auch dies ist ein Hinweis auf die destabilisierende Wirkung von Heckballast.

Eine weitere experimentelle Untersuchung betraf den Einfluß des Massenträgheitsmomentes um die Lenkachse. Fahrzeug 10 aus Tabelle 1 wies an beiden Lenkerenden innerhalb des Lenkrohres Stahlgewichte von je 0,305 kg Masse auf, die als Punktmassen anzusehen sind. Sie dienen dazu, die Biege-eigenfrequenz des Lenkers so zu verstimmen, daß bei Anregung durch Motorvibrationen (in diesem Fall eines Reihenvierzylinder-Viertakt-Motors

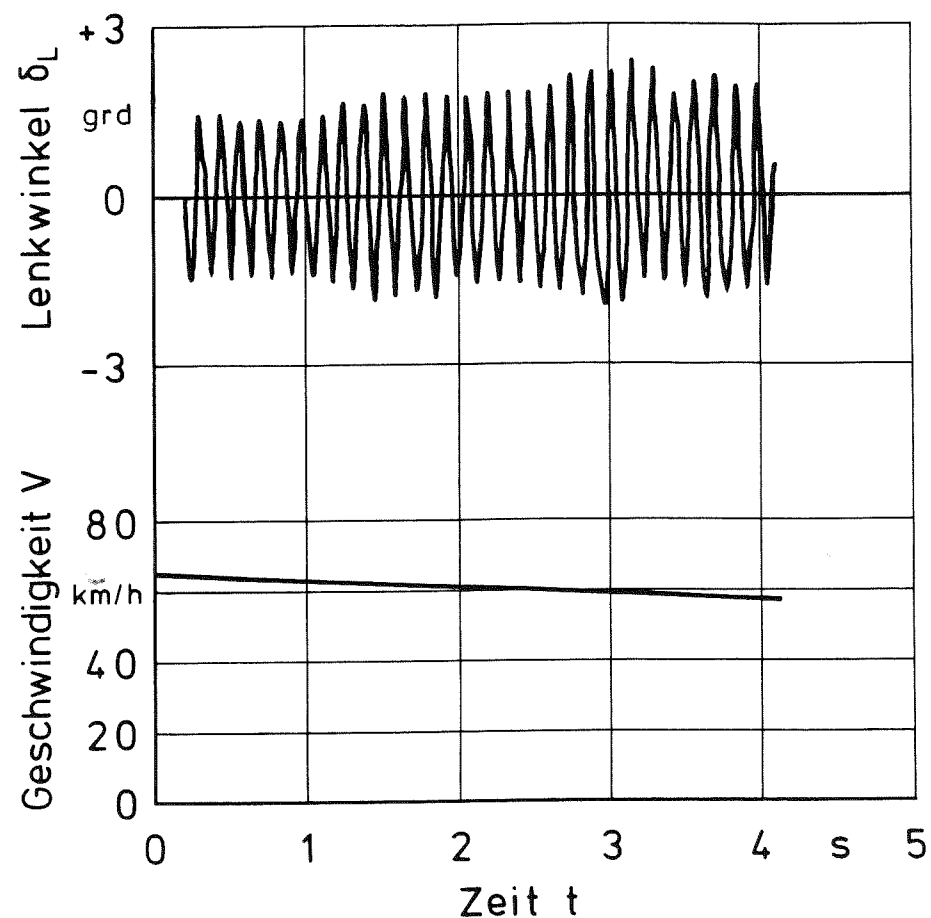


Abbildung 123: Flattermeßschrieb

freie Massenkräfte zweiter Ordnung) keine vom Fahrer als komfortmindernd zu empfindenden Vibrationen mehr entstehen. Gleichzeitig erhöht diese Maßnahme das Massenträgheitsmoment um die Lenkachse auf den Gesamtwert von $0,844 \text{ [kgm}^2\text{]}$. Ohne die Gewichte ergibt sich rechnerisch nach dem Satz von Steiner ein Trägheitsmoment von:

$$\theta_{L,\text{red}} = \theta_{L,\text{ges}} - m \cdot R^2 \quad (109)$$

Die Daten lauten:

$$\theta_{L,\text{ges}} = 0,844 \text{ [kgm}^2\text{]}$$

$$m = 0,61 \text{ [kg]} \text{ (Masse beider Gewichte)}$$

$$R = 0,335 \text{ [m]}$$

Formel (109) liefert damit:

$$\theta_{L,\text{red}} = 0,776 \text{ [kgm}^2\text{]}$$

Fahrzeug 10 neigte weder im Serienzustand noch bei entfernten Lenkergewichten zu einem Dämpfungsgrad gleich null. Daher bietet sich hier für die Flatterstabilitätsbetrachtungen die Darstellung "Dämpfungsgrad als Funktion der Fahrgeschwindigkeit" an (die Geschwindigkeit wurde jeweils zu Beginn der Schwingung ermittelt). Diese Messungen wurden ebenfalls in Leerlaufstellung des Schaltgetriebes (Ausrollversuch), mit Lenkimpulsanregung bei Freihandfahrt und bei verschiedenen Geschwindigkeiten, ausgeführt (je eine Messung pro gefahrene Geschwindigkeitsstufe). Ausgewertet wurde das Signal des Beschleunigungsgebers am Rahmenheck, weil sich aus technischen Gründen bei diesem Kraftrad kein Lenkwinkelgeber montieren ließ. Da beim Flattern auch das Kraftradheck (Rahmensystem) "synchron" (aber mit kleinerer Amplitude) zu den Lenkausschlägen schwingt [Koch, 1980 (95)], ergaben sich mit geeigneter Verstärkung ebenfalls verwertbare Ergebnisse. **Abbildung 124** enthält diese. Zu erkennen ist, daß sowohl die Eigenfrequenz steigt, als auch daß gleichzeitig die Dämpfung sinkt, wenn das Trägheitsmoment erniedrigt wird.

Wie schon in Kapitel 5.4 aufgrund subjektiver Fahrereindrücke beschrieben wurde, wirkt - im Gegensatz zum Pendeln und im Widerspruch zu früheren Prüfstandsergebnissen [Kageyama, 1962 (80)] - ein erhöhtes Lenkträgheitsmoment dämpfend auf die Flatterschwingung ein. Da Pendeln die weitaus risikobehaftetere Schwingung von beiden Instabilitäten ist und meist nur bei hohen Fahrgeschwindigkeiten auftritt, durch fahrerseitige Regeleinriffe nicht so gut bedämpfbar ist wie Flattern und im normalen Fahrbetrieb entstehen kann, während merkliches Flattern im allgemeinen nur bei Freihandfahrt entsteht, ist bei der Auslegung von

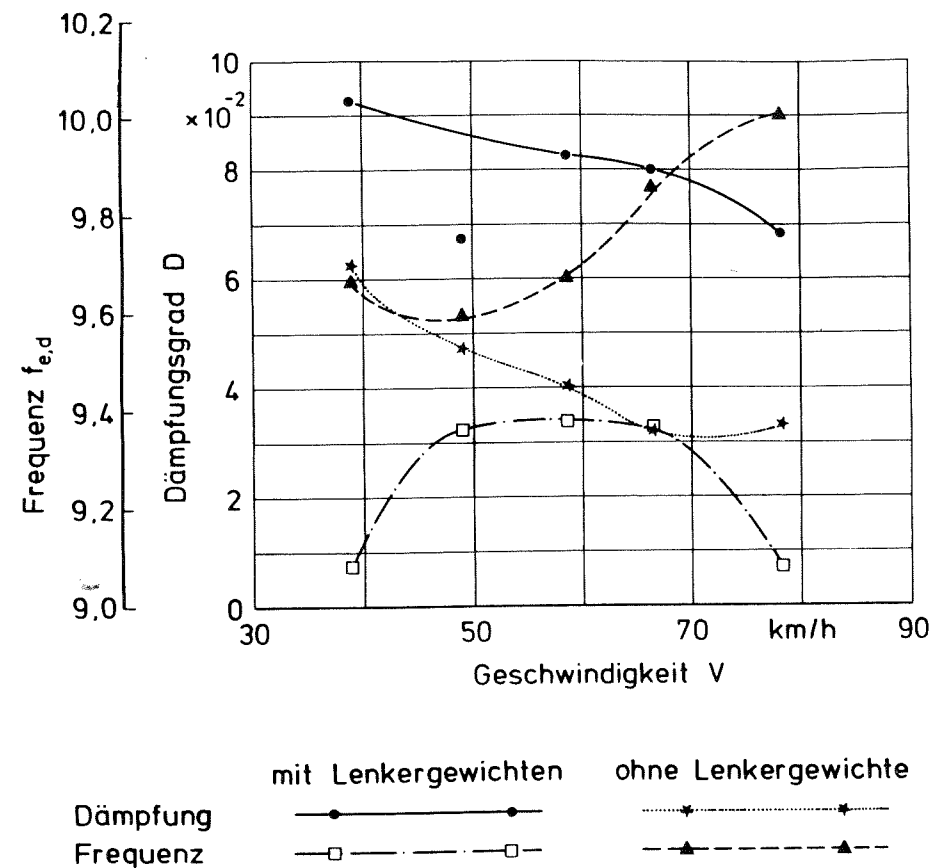


Abbildung 124: Einfluß des Massenträgheitsmomentes um die Lenkachse auf den Flutter-Dämpfungsgrad und die -Frequenz (Fahrzeug 10)

Krafträdern in Fällen, die konstruktive Kompromisse erzwingen, allen pendelstabilitätsfördernden Maßnahmen erste Priorität zuzuordnen. Das heißt insbesondere, daß im Zweifelsfall ein minimiertes Massenträgheitsmoment um die Lenkachse anzustreben ist, auch wenn damit speziell im Resonanzbereich der Flatterschwingung eine gewisse Lenkruhe erkauft wird.

Abschließend zur Behandlung des Themenkomplexes "Vorderradflattern" soll noch ein bemerkenswerter, aber mehrfach in ähnlicher Form erhaltener Meßschrieb (Fahrzeug 7 aus Tabelle 1), **Abbildung 125**, angeführt und diskutiert werden.

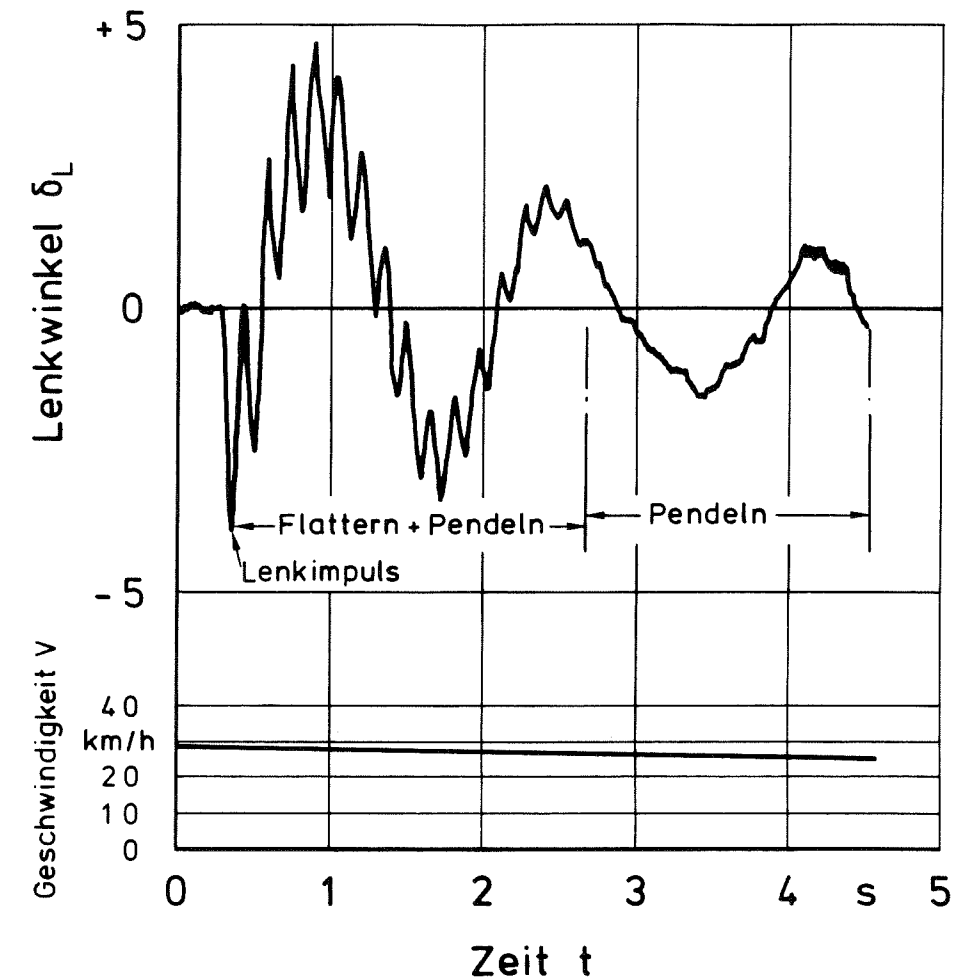


Abbildung 125: Flutter/Pendelmeßschrieb

Unterhalb Geschwindigkeiten von etwa 30 km/h kann sich die Flatterschwingung, auch wenn sie über weite Geschwindigkeitsbereiche ungedämpft auftrat, nicht mehr aufrechterhalten. In diesem Stadium beginnen aber Pendelbewegungen des Kraftrades, die sich als niederfrequente Grundschiwingung (Eigenfrequenz kleiner 1 Hertz) dem nachlassenden Flattern überlagern, bis schließlich eine reine Pendelbewegung im Niedrigstgeschwindigkeitsbereich bestehen bleibt. Diese bei Freihandfahrt deutlich wahrzunehmenden Pendelbewegungen, die auch rechnerisch nachweisbar sind [Koch, 1980 (95)], werden normalerweise von Fahrerregelaktivitäten überlagert und kompensiert, was wegen der niedrigen Frequenz in diesem Geschwindigkeitsbereich gut möglich ist. Die Tatsache, daß beide Schwingungs-

formen gleichzeitig auftreten und sich (bei Freihandfahrt) überlagern, wurde erstmals von Döhning [Döhning, 1953 (37)] festgestellt. Döhning war allerdings der Meinung [Döhning, 1956 (40)] - und dieser schlossen sich später andere Autoren an [Kageyama, 1973 (82); Bönsch, 1980 (14)] -, daß es einen höheren Geschwindigkeitsbereich geben müsse, bei dem beide Frequenzen identisch sind und es zur "Resonanzkatastrophe" komme.

Trägt man einmal die gemessenen, typischen Flatter- und Pendeleigenfrequenzen eines Kraftrades (beispielhaft gewählt wurde hier Fahrzeug 11 aus Tabelle 1) als Funktion der Fahrgeschwindigkeit auf (Abbildung 126), so wird deutlich, daß die Schwingfrequenzbereiche weit auseinander liegen und ein Resonanzfall untereinander für üblich konfigurierte Krafträder nicht gegeben ist [Verma, 1978 (191)]. Vielmehr sind beide Eigenschwingungen entkoppelt, wobei Flattern alleine vornehmlich unterhalb 100 km/h, Pendeln alleine vorzugsweise oberhalb 100 km/h auftritt. Kommt es ausnahmsweise zu beiden Instabilitäten gleichzeitig (Abbildung 125), so sind sie in der Regel immer noch isoliert voneinander zu behandeln. Es muß aber ausdrücklich festgestellt werden, daß - obwohl keine einfache Resonanzankoppelung untereinander gegeben ist - jede Schwingungsform für sich (wie mehrfach in den Versuchen bewiesen) eine gegen null gehende und sogar negativ werdende "Dämpfung" (Aufklinggrad) aufweisen kann, wobei dieser Fall speziell beim Pendeln als kritisch und unfallrelevant einzustufen ist.

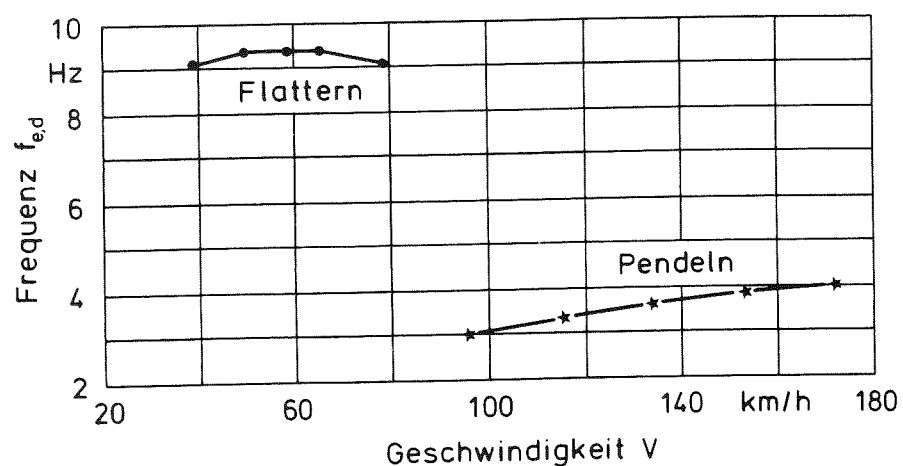


Abbildung 126: Eigenfrequenzen von Flattern und Pendeln

6. Analytische Überlegungen zur stationären Kreisfahrt

Ein wichtiger und sich fahrdynamisch völlig von demjenigen der Mehrspurfahrzeuge unterscheidender Zustand ist die stationäre Kreisfahrt von Einspurfahrzeugen [Rankine, 1869 (141); Mc Caw, 1898 (115); Kageyama, 1964 (81); Fu, 1966 (52); Ellis, 1971 (47); Hurt, 1973 (73); Krauter, 1973 (106); Kane, 1977 (86); Man, 1979 (110) und (111)]. Zur Erhaltung des Gleichgewichtszustandes ist ein Neigungswinkel zur Kurveninnenseite nötig, der den Reifen einen Sturzwinkel, unter welchem die Seitenführungskräfte zur Verfügung zu stellen sind, aufzwingt. Hier soll nun vorab, um sich Klarheit über die Größenordnungen von Roll- und zusätzlich auftretenden Schräglaufwinkeln an den Reifen zu verschaffen, als Beispiel die stationäre Kreisfahrt eines schweren Kraftrades, ballastiert bis zum zulässigen Gesamtgewicht, behandelt werden.

Gegeben seien folgende Daten:

$$m_{\text{ges}} = 450 \text{ [kg]}$$

$$\text{Achslastverteilung hinten:vorne} = 2:1$$

$$R = 50 \text{ [m]}$$

$$v = 13,5 \text{ [m/s]} = 48,6 \text{ [km/h]}$$

Gemäß Abbildung 127 gilt der vereinfachte Zusammenhang (verfeinerte Abhandlung siehe Kapitel 6.1):

$$\tan \varphi_{id} = \frac{m \cdot v^2 / R}{m \cdot g} = \frac{v^2}{R \cdot g} \quad (110)$$

Dies liefert:

$$\varphi_{id} = \arctan \frac{v^2}{R \cdot g} \quad (111)$$

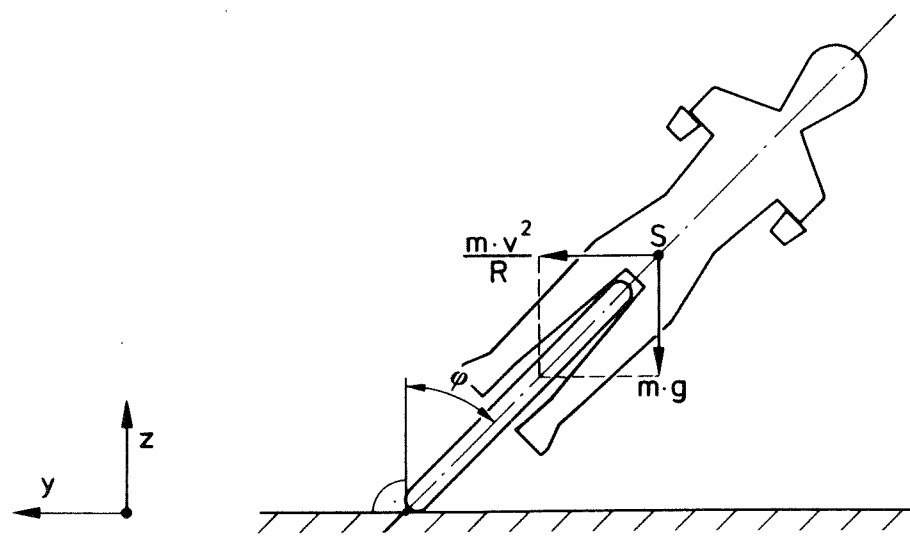


Abbildung 127: Krafttrad in Schräglage bei stationärer Kreisfahrt

Im Beispiel ergibt sich:

$$\varphi_{id} = 20,4 \text{ [grad]}$$

Die vom Hinterraden anteilig abzustütze Masse beläuft sich auf:

$$m_{HR} = \frac{2}{3} \cdot 450 \text{ [kg]} = 300 \text{ [kg]}$$

Die gesamte auf das Krafttrad einwirkende Fliehkraft berechnet sich zu:

$$\underline{F_f = m \cdot v^2/R} \quad (112)$$

Das sind im Beispiel:

$$F_f = 1640,3 \text{ [N]}$$

Davon entfallen wiederum als nötige Seitenführungskraft zwei Drittel auf das Hinterrad:

$$F_{S,HR} = F_{f,HR} = \frac{2}{3} \cdot 1640,3 \text{ [N]} = 1093,5 \text{ [N]}$$

Aus Abbildung 89, die für einen typischen Krafttradreifen und die vorliegende Radlast sowie Geschwindigkeit gilt, liest man ab:

$$\alpha_h = 1,2 \text{ [grad]}$$

In Realität liegt der Schräglaufwinkel etwas höher, weil am Hinterrad Vortriebskräfte anstehen, die im Sinne des "Kammischen Kreises" einen Teil der Reifenhaftung beanspruchen und somit einen erhöhten Schräglauf ergeben. Dennoch ist bei Einspurfahrzeugen wegen des vorherrschenden Rollwinkels ein im Vergleich zum Personenkraftwagen nur geringer Schräglauf vorhanden [Fu, 1966 (52)].

Anzumerken ist noch, daß nach der vereinfachten Theorie eine maximale Schräglage von 45 Grad möglich ist, da dann die abzustütze Fliehkraft gerade dem Eigengewicht entspricht. Dies repräsentiert den Fall eines Reibungskoeffizienten Reifen/Fahrbahn von 1. In Realität werden vor allem wegen Verzahnungs- und "Klebeeffekten" der Reifen und die nicht vernachlässigbare Latschbreite auch größere Winkel gemessen (siehe Kapitel 6.1). Fahrer-Relativneigungen [Kageyama, 1959 (79)] zum Motorrad werden hier bewußt ausgeschlossen, um rein konstruktive Einflüsse aufzuzeigen.

6.1 Trigonometrie des schräglauffreien Ersatzmodells

Abbildung 128 beinhaltet ein geometrisches Ersatzmodell für ein Krafttrad in stationärer Kreisfahrt. Es sei angenommen, daß um den festgehaltenen Vorderradaufstandspunkt die Lenkdrehung vorgenommen werde. Dann lenkt auch das Rahmensystem um einen (geringen) Winkelbetrag (δ_{HR}) mit.

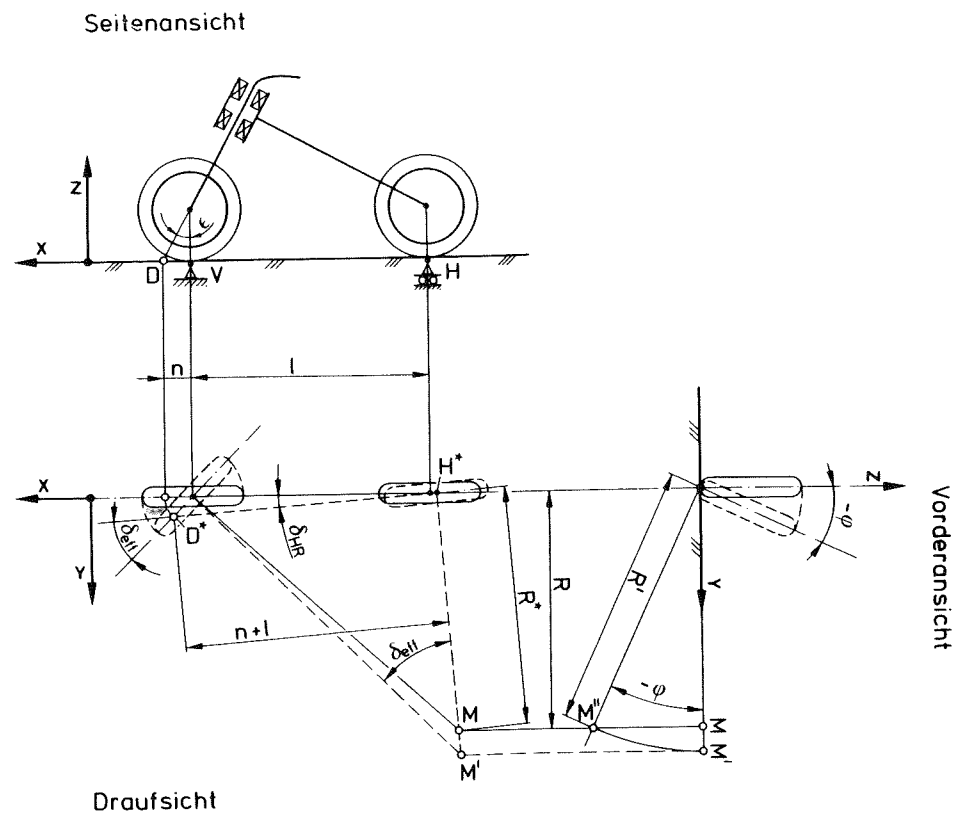


Abbildung 128: Schräglaufreres Ersatzmodell eines Kraffrades bei stationärer Kreisfahrt

Anhand **Abbildung 129** (Ausschnitt aus Draufsicht in **Abbildung 128**) läßt sich unter der vereinfachenden Voraussetzung, daß das Vorderrad auf einem Kreisbogen ausschwenkt, zeigen:

$$\sin \delta_{HR} = \frac{\Delta y}{n + l} \quad (113)$$

und

$$\Delta y = n \cdot \sin (\delta_{HR} + \delta_{eff}) \quad (114)$$

Einsetzen von (114) in (113) ergibt:

$$\sin \delta_{HR} = \frac{n}{n + l} \cdot \sin (\delta_{HR} + \delta_{eff}) \quad (115)$$

Unter der Annahme kleiner Winkel läßt sich schreiben:

$$\delta_{HR} = \frac{n}{n + l} \cdot (\delta_{HR} + \delta_{eff}) \quad (116)$$

Auflösen nach δ_{HR} liefert:

$$\underline{\underline{\delta_{HR} = \frac{n}{l} \cdot \delta_{eff}}} \quad (117)$$

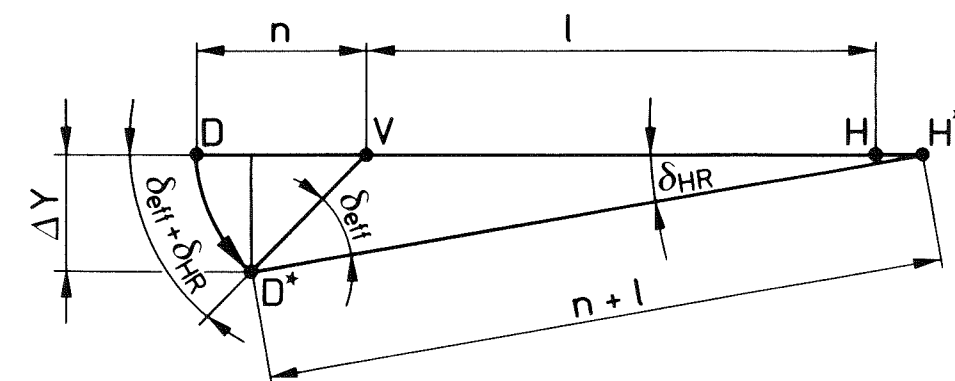


Abbildung 129: Ausschnitt aus **Abbildung 128**

Man erkennt, daß der Hinterrad-"Lenkwinkel" (Gierdrehung) wegen des in der Praxis unter 0,1 liegenden Wertes für den Quotienten n/l sehr klein wird. Die geometrische Koppelung Vorderrad - Rahmen, die über den Nachlauf und Radstand vorhanden ist, ergibt bei üblichen Lenkwinkeln nur äußerst geringe, gleichsinnige Ausschwenkbewegungen des Hinterrad-

des, so daß ein nenneswerter Beitrag des Hinterrades bei Betrachtungen der Kreiselmechanik (Selbststabilisierungsprozeß, Kapitel 3.1) nicht gegeben ist.

Der fahrdynamisch wirksame, resultierende Lenkwinkel ist der Relativwinkel zwischen Vorder- und Hinterrad, der hier als δ_{eff} bezeichnet wird. Nun soll eine Berechnung dieses vom Fahrer unter stationärer Kreisfahrtbedingung einzustellenden Lenkwinkels erfolgen. Aus Abbildung 128 (Vorderansicht) folgt [Bayer, 1985 (9)]:

$$R' = R / \cos(-\varphi) = R / \cos\varphi \quad (118)$$

Näherungsweise ergibt sich aus der Draufsicht.

$$\tan \delta_{\text{eff}} = 1/R' \quad (119)$$

Setzt man (118) in (119) ein, so erhält man nach Umformung:

$$\delta_{\text{eff}} = \overbrace{\text{arc tan} \left(\frac{1}{R} \cdot \cos\varphi \right)}^{\text{"Ackermann"-Anteil}} \quad (120)$$

Hierin wurde wegen des vernachlässigbaren Winkels δ_{HR} mit ausreichender Genauigkeit R^* gleich R gesetzt. So erübrigt sich eine gesonderte Umrechnung auf den eigentlich befahrenen Kurvenradius R^* . Gleichung (120) zeigt, daß nur bei langsamer Geschwindigkeit, entsprechend einer Schräglage um null Grad, mit der reinen "Ackermannbeziehung" gerechnet werden darf [Rice, 1976 (143)].

Am Lenker muß der Fahrer wegen der bereits nach Abbildung 71 hergeleiteten Drehvektorenzerlegung einen größeren Winkel einhalten. Gleichung (61) aus Kapitel 4.2.5.2 liefert:

$$\delta_L = \delta_{\text{eff}} / \cos\epsilon \quad (121)$$

Einsetzen von (120) in (121) ergibt:

$$\delta_L = \frac{\text{arc tan} \left(\frac{1}{R} \cdot \cos\varphi \right)}{\cos\epsilon} \quad (122)$$

Üblicherweise nimmt ϵ Werte um 28 Grad an. Damit wird aus Gleichung (122):

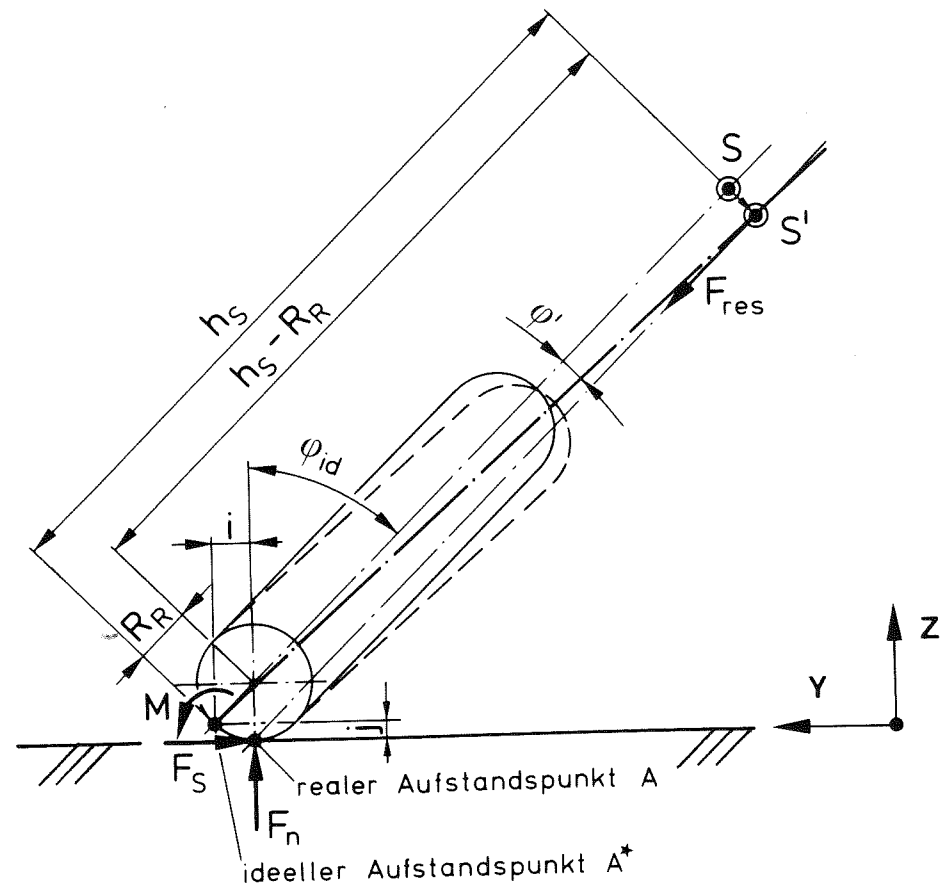
$$\delta_L = 1,13 \cdot \text{arc tan} \left(\frac{1}{R} \cdot \cos\varphi \right) \quad (123)$$

Die vorstehende Herleitung des Lenkwinkels berücksichtigt keine Lenkelastizitäten (Torsion der Gabel), die gesondert zu beachten sind. In der Regel liegen die Lenkmomente bei stationärer Kreisfahrt bei maximal 10 Nm [Bönsch, 1980 (14)], wodurch bei üblichen Torsionssteifigkeiten Fehler in der Größenordnung von 0,2 Grad auftreten können. Außerdem wurde von theoretischer Schräglauffreiheit ausgegangen. Eine Erweiterung auf Schräglauflauf- und Schwimmwinkelbetrachtungen folgt in Kapitel 6.2. Als Schräglagewinkel φ sollte der im folgenden hergeleitete resultierende Gesamtwinkel unter Berücksichtigung der Reifenbreiten eingesetzt werden.

Abbildung 130 zeigt ein Kraftrad in Schräglage als Einradmodell mit Berücksichtigung der Reifenbreite: Das Auswandern des Aufstandspunktes bedingt ein Aufrichtmoment ("Overturning Moment" M [Sakai, 1979, (153)]) um den ideellen Aufstandspunkt und damit einen Zusatzschräglagewinkel, der sich unter der Voraussetzung, daß die Resultierende aus Flien- und Gewichtskraft stets durch den realen Reifenaufstandspunkt verlaufen muß, berechnen läßt.

Zunächst gilt:

$$\varphi = \varphi_{\text{id}} + \varphi' \quad (124)$$



$$M = F_n \cdot i + F_S \cdot j$$

Abbildung 130: Auswandern des Reifenaufstandspunktes in Schräglage

Aus Abbildung 131 (als Ausschnitt aus Abbildung 130) läßt sich ablesen:

$$\sin \varphi' = \frac{d}{h_S} \quad (125)$$

Anhand Abbildung 132 (ebenfalls ein Segment aus Abbildung 130) ist zu zeigen:

$$d = R_R \cdot \sin \varphi_{id} \quad (126)$$

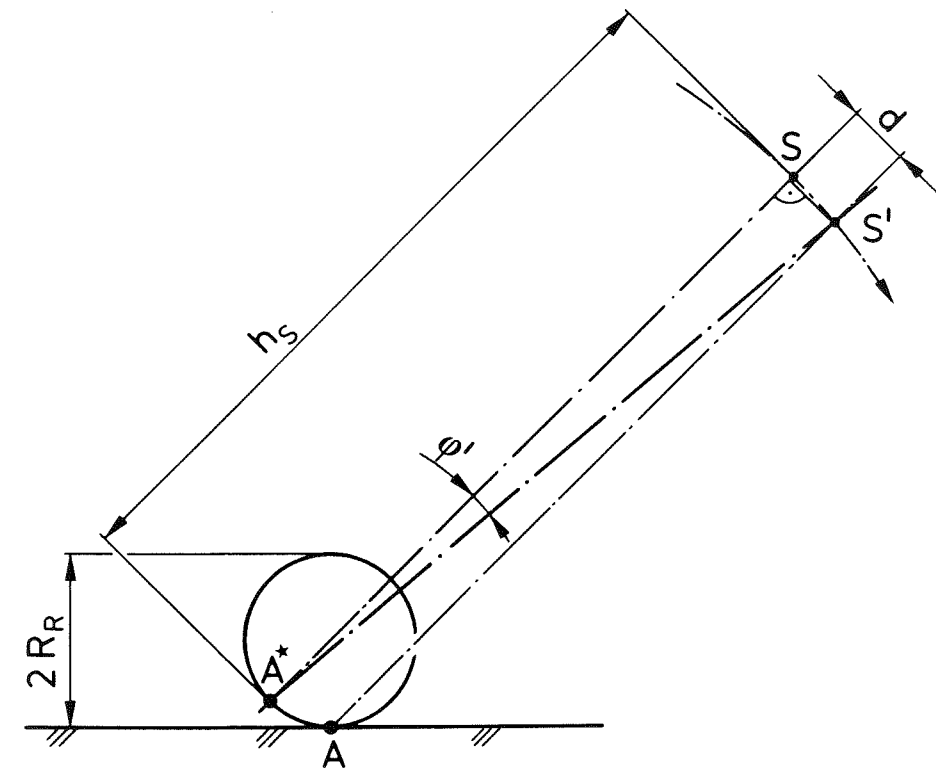


Abbildung 131: Ausschnitt aus Abbildung 130

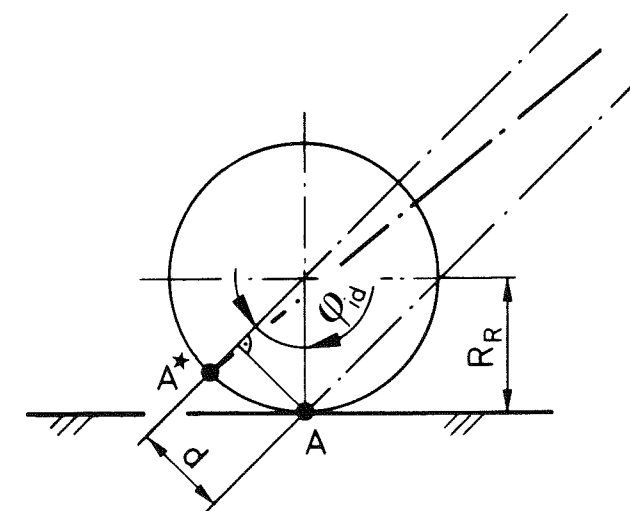


Abbildung 132: Ausschnitt aus Abbildung 130

Setzt man (126) in (125) ein, so ergibt das nach Auflösen nach dem gesuchten Zusatzwinkel:

$$\varphi' = \arcsin \left(\frac{R_R \cdot \sin \varphi_{id}}{h_S} \right) \quad (127)$$

Mittels Gleichung (111) (Kapitel 6) kann man schreiben:

$$\varphi' = \arcsin \left[\frac{R_R \cdot \sin \arctan \left(\frac{v^2}{R \cdot g} \right)}{h_S} \right] \quad (128)$$

Der resultierende Schräglagewinkel lautet damit nach Gleichung (124):

$$\varphi = \arctan \left(\frac{v^2}{R \cdot g} \right) + \arcsin \left[\frac{R_R}{h_S} \cdot \sin \arctan \left(\frac{v^2}{R \cdot g} \right) \right] \quad (129)$$

Im allgemeinen weisen Hinter- und Vorderrad unterschiedliche Breiten (Wölbungsradien) auf. Es muß daher der effektiv wirksame Reifenquerwölbungsradius gefunden werden. Es gilt in Anlehnung an einen Normenvorschlag [Study, 1983 (182)] gemäß **Abbildung 133** (Strahlensatz):

$$\frac{R_{R,h} - R_{R,v}}{l} = \frac{R_R - R_{R,v}}{l_v} \quad (130)$$

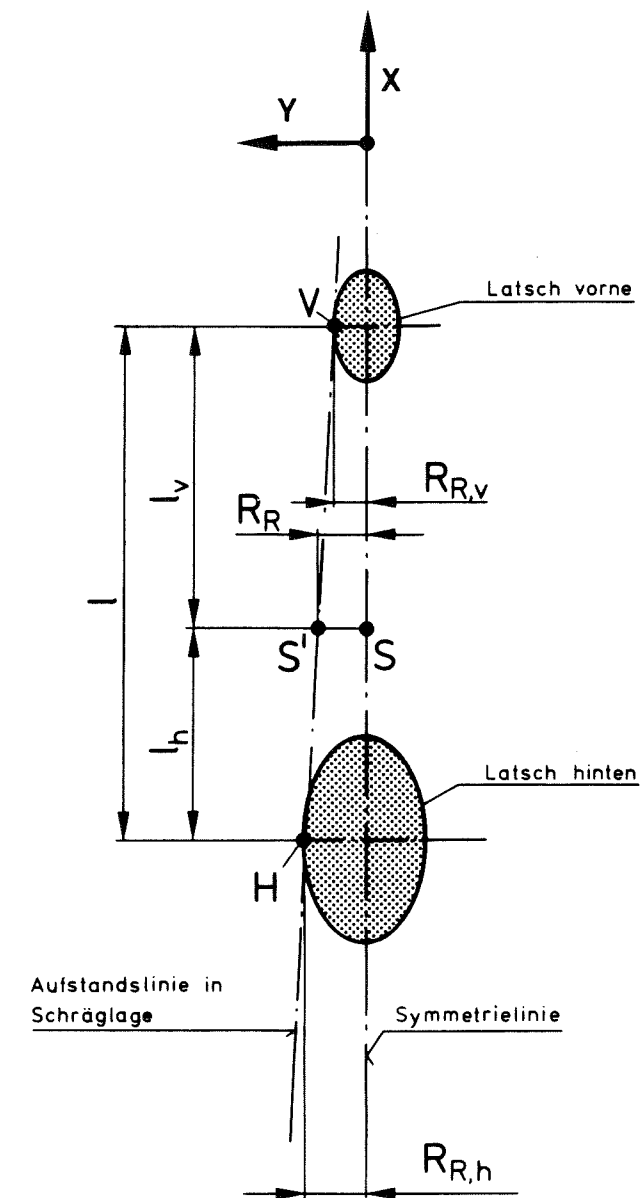


Abbildung 133: Ersatzmodell zur Bestimmung der auf den Schwerpunkt bezogenen resultierenden Reifenbreite

Dies liefert:

$$R_R = \frac{l_v \cdot R_{R,h} + R_{R,v} \cdot (1-l_v)}{1} \quad (131)$$

Mit

$$1 - l_v = l_h \quad (132)$$

folgt:

$$R_R = \frac{l_v \cdot R_{R,h} + l_h \cdot R_{R,v}}{1} \quad (133)$$

Somit lautet Gleichung (129) durch Einsetzen von Gleichung (133):

$$\underbrace{\psi}_{\psi_{id}} = \underbrace{\arctan\left(\frac{v^2}{R \cdot g}\right)}_{\psi_{id}} + \arcsin\left[\frac{l_v \cdot R_{R,h} + l_h \cdot R_{R,v}}{1 \cdot h_s} \cdot \sin \arctan\left(\frac{v^2}{R \cdot g}\right)\right] \quad (134)$$

Einen weiteren Einfluß auf den (wahren) Schräglagewinkel (der stets auf das Rahmensystem bezogen wird) stellen die Dralländerungen der Raddrehmassen (und bei Längsläufertriebwerk auch der Motorschwungmassen) dar. Gemäß den Abhandlungen von Kapitel 3.1 resultieren aus der Gierdrehung der Laufräder um die (ortsfeste) Koordinatenhochachse Kreismomente im Sinne eines Aufrichtens des Kraftrades aus der Schräglage (Lenke beziehungsweise eine Gierdrehung nach einer Seite ergibt als Reaktion ein "gegenseitiges" Aufrichtmoment). Beim in Schräglage befindlichen Kraftrad (Einradmodell mit zusammengefaßten Drehmassen beider Räder,

Triebwerksschwungmassen vernachlässigt, schmale Reifen mit identischen Durchmessern) gilt gemäß **Abbildung 134** folgende Drehvektorenzerlegung für den Winkelgeschwindigkeitsvektor der Laufräder:

$$\omega_{rot,y} = \omega_{rot} \cdot \cos \psi_{id} \quad (135)$$

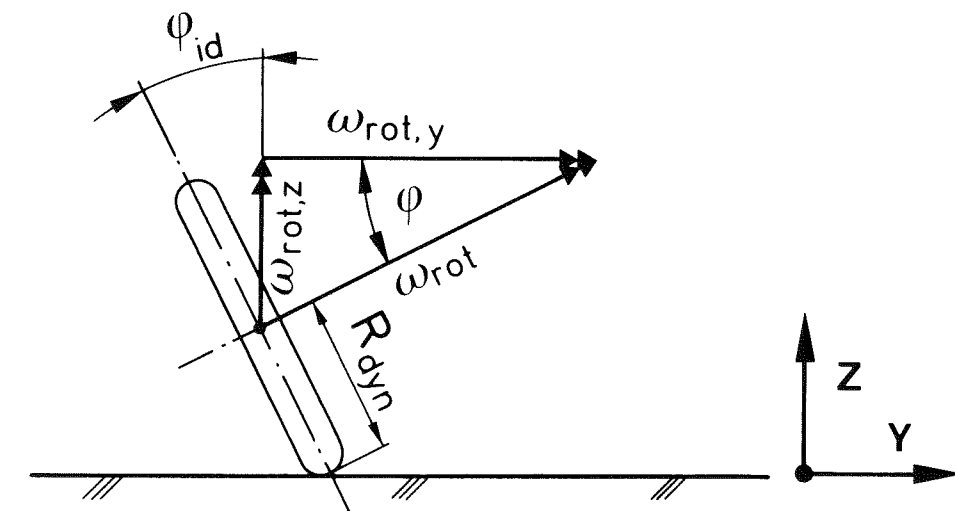


Abbildung 134: Drehvektorenzerlegung am unter Sturz stehenden Rad

Das läßt sich schreiben als:

$$\omega_{rot,y} = (v/R_{dyn}) \cdot \cos \psi_{id} \quad (136)$$

Dies ist die für Drehungen um die ortsfeste Gierachse wirksame Komponente des Raddrehvektors. Sie ruft das Kreismoment M in **Abbildung 135** hervor. Der Betrag des Aufrichtmomentes berechnet sich in Analogie zu Kapitel 3.1 zu:

$$M = \theta_{rot} \cdot \frac{v \cdot \cos \psi_{id}}{R_{dyn}} \cdot \dot{\psi} \quad (137)$$

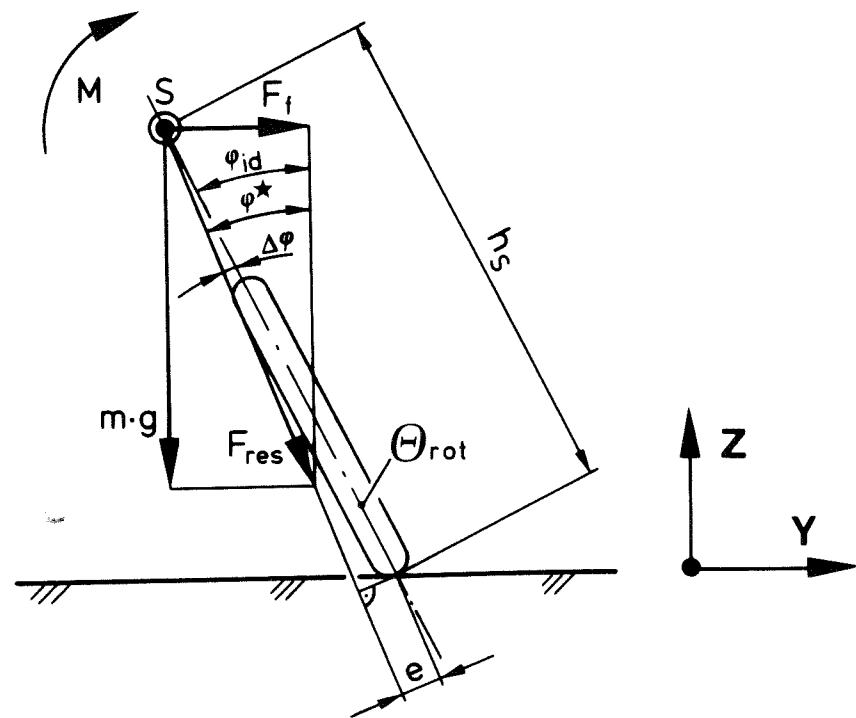


Abbildung 135: Aufrichtmoment durch Drallrichtungsänderung bei stationärer Kreisfahrt

Dieses Aufrichtmoment muß ausgeglichen werden durch das Moment aus Resultierender von Gewichtskraft und Fliehkraft am Hebelarm e (Abbildung 135):

$$M = F_{res} \cdot e \quad (138)$$

Gleichsetzen von (137) mit (138) liefert:

$$e = \frac{\theta_{rot} \cdot v \cdot \cos \varphi_{id} \cdot \dot{\psi}}{R_{dyn} \cdot F_{res}} \quad (139)$$

Für den Betrag der resultierenden Kraft läßt sich der Satz von Pythagoras anwenden:

$$F_{res} = \sqrt{F_f^2 + (m \cdot g)^2} \quad (140)$$

Die Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}$ erhält man aus der Gierbewegung des Fahrzeuges am Kreis:

$$v = \dot{\psi} \cdot R \quad (141)$$

Das liefert:

$$\dot{\psi} = v/R \quad (142)$$

Für e läßt sich auch schreiben (Abbildung 135):

$$e = h_S \cdot \sin \Delta \varphi \quad (143)$$

Einsetzen der Gleichungen (142), (140), (139) und (112) (Kapitel 6) liefert nach Auflösen nach dem gesuchten Zusatzwinkel $\Delta \varphi$:

$$\Delta \varphi = \arcsin \left[\frac{\theta_{rot} \cdot v^2 \cdot \cos \varphi_{id}}{R \cdot R_{dyn} \cdot h_S \cdot m \cdot \sqrt{(v^2/R)^2 + g^2}} \right] \quad (144)$$

Als Abschluß dieses Kapitels wird zur Demonstration der einzelnen Einflußfaktoren auf Schräglage und Lenkwinkel ein Beispiel mit folgenden Daten gerechnet:

$$\begin{aligned}
 v &= 13,5 \text{ [m/s]} = 48,6 \text{ [km/h]} \\
 R &= 50 \text{ [m]} \\
 \epsilon &= 28 \text{ [grd]} \\
 n &= 0,1 \text{ [m]} \\
 l_v &= 1 \text{ [m]} \\
 l_h &= 0,5 \text{ [m]} \\
 l &= l_v + l_h = 1,5 \text{ [m]} \\
 h_s &= 0,75 \text{ [m]} \\
 R_{R,h} &= 0,129 \text{ [m]} \\
 R_{R,v} &= 0,101 \text{ [m]} \\
 R_{dyn} &= 0,319 \text{ [m]} \text{ (arithmetisch gemittelt vorne/hinten)} \\
 \theta_{rot} &= 0,7 \text{ [kgm}^2\text{]} \\
 m &= 450 \text{ [kg]}
 \end{aligned}$$

Tabelle 6 listet die Ergebnisse auf:

φ_{id} (111)	φ (134)	$\Delta\varphi$ (144)	δ_L (122)	δ_{eff} (120)	δ_{HR} (117)
20,4	23,6	0,1	1,8	1,6	0,1
grd	grd	grd	grd	grd	grd

Tabelle 6: Berechnungsergebnisse für Kurvenfahrt

Man erkennt, daß eine Betrachtung des Hinterrahmengierwinkels δ_{HR} sowie des durch Drallrichtungsänderung der Laufäder hervorgeufenen Zusatzschräglagewinkels $\Delta\varphi$ im allgemeinen von vernachlässigbarer Größenordnung ist. Hingegen ergeben sich durch die Berücksichtigung der Reifenbreite durchaus nenneswerte, additive Schräglagewinkel (die Differenz $\varphi - \varphi_{id}$ macht mehr als 10 Prozent, bezogen auf φ_{id} , aus).

6.2 Modellerweiterung auf Schräglauf

Die bisher aufrechterhaltene Voraussetzung von Schräglauffreiheit an beiden Reifen wird nunmehr aufgegeben und die Theorie auf ein der Realität entsprechendes, schwimmwinkelbehaftetes Ersatzmodell erweitert. Abbildung 136 zeigt die Draufsicht. Unter Schräglage und mit dem auf den Schwerpunkt bezogenen Schwimmwinkel fährt das Kraftrad jetzt um den Kurvenmittelpunkt M (anstatt M'), der in bezug auf die Fahrtrichtung vor dem Hinterradaufstadsplatz liegt, auf welchen wieder der Kurvenradius bezogen werden soll. Der Zusammenhang zwischen Hinterradschräglaufwinkel und Schwimmwinkel ergibt sich gemäß allgemeinen Sinussatzes im Dreieck H*MS in Abbildung 136 zu [Bayer, 1985 (9)]:

$$\frac{l_h}{R} = \frac{\sin(\alpha_h + \beta)}{\sin(90^\circ - \beta)} \quad (145)$$

Dies liefert:

$$\alpha_h = \arcsin \left(\frac{l_h}{R} \cdot \cos \beta \right) - \beta \quad (146)$$

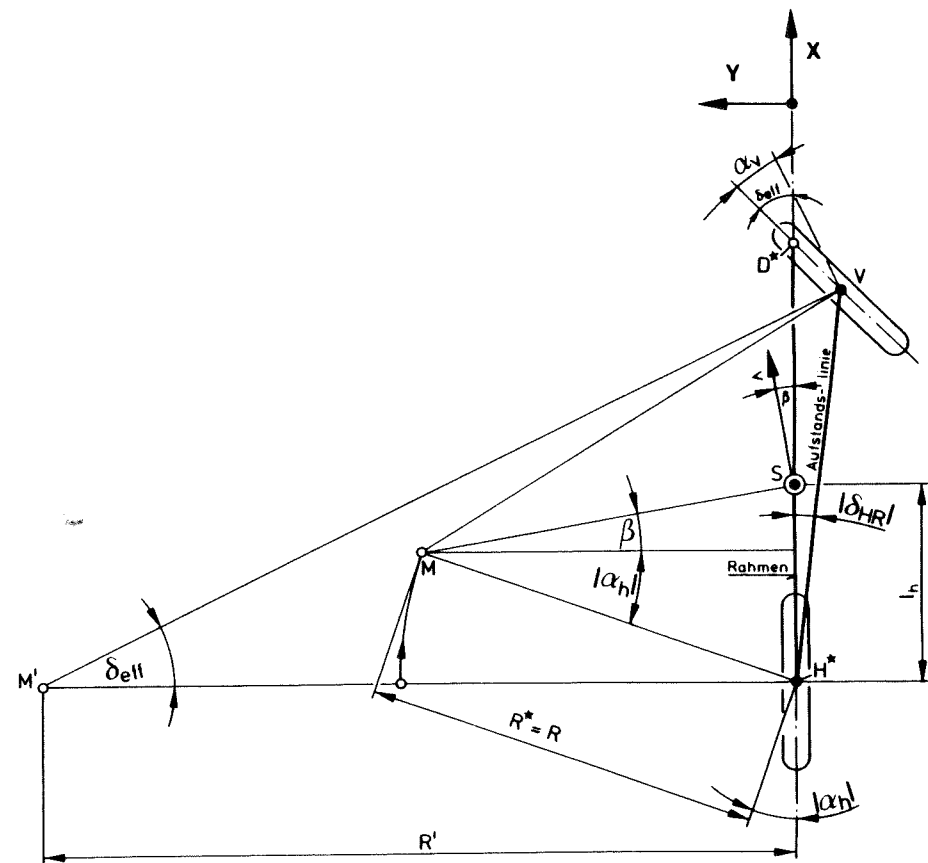


Abbildung 136: Schräglaufbehaftetes Ersatzmodell eines Kraftrades bei stationärer Kreisfahrt

Entgegen der sonst in dieser Arbeit verwendeten Konvention, rechtsdrehende Winkel um die jeweiligen Koordinatenachsen positiv zu definieren, wird an dieser Stelle ausnahmsweise der (nach Definition eigentlich negative) Schräglaufwinkel des Hinterrades (und auch der Hinterradlenkwinkel) positiv angesetzt, obwohl er "linksdrehend" ist; denn negative Schräglaufwinkel werden hier ausgeschlossen, obwohl bei bestimmten Reifenkonfigurationen und unterhalb großer Querbeschleunigungen auch (sehr kleine) negative Schräglaufwinkel möglich sind [Riedl, 1982 (144); Wilson-Jones, 1951-1953 (206)]. Das ist dann der Fall, wenn der Sturzeinfluß im Vergleich zum Schräglaufeinfluß hinsichtlich zur Verfügung gestellter Seitenführungskraft dominiert. Dieser Fall wird hier jedoch bewußt

nicht weiter verfolgt, weil er insbesondere im Hinblick auf die Kennfelder heutiger Kraftradreifen (Abbildung 89) und bei hohen Querbeschleunigungen im allgemeinen nicht vorkommt.

An dieser Stelle muß auf eine notwendige Fallunterscheidung eingegangen werden. **Abbildung 137** zeigt den möglichen Fall, daß in positiver Koordinatenrichtung x gesehen der Kurvenmittelpunkt vor (und nicht wie in Abbildung 136 angenommen hinter) dem Fahrzeug/Fahrer-Systemschwerpunkt liegt. Dies kann eintreten, wenn starkes Übersteuern vorliegt ("Speedway") oder der Schwerpunkt des (beladenen) Kraftrades relativ nahe am Hinterradaufstandspunkt liegt (hecklastiges Fahrzeug, siehe Beispiel in Kapitel 6.3).

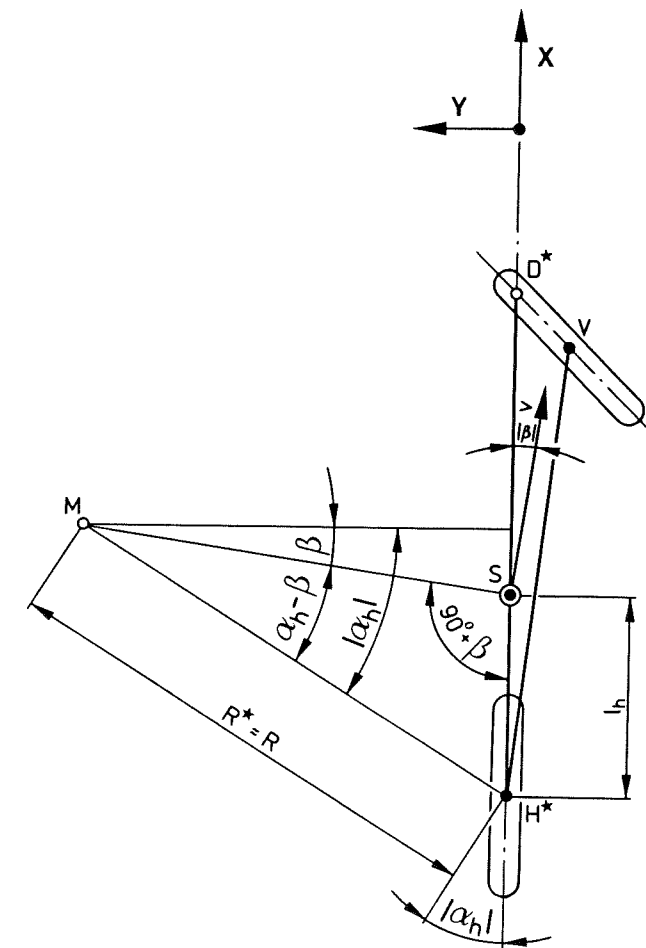


Abbildung 137: Sonderfall zu Abbildung 136

In Abbildung 137 lautet der allgemeine Sinussatz für Dreieck H*MS:

$$\frac{l_h}{R} = \frac{\sin(\alpha_h - \beta)}{\sin(90^\circ + \beta)} \quad (147)$$

Daraus ergibt sich:

$$\alpha_h = \arcsin\left(\frac{l_h}{R} \cdot \cos \beta\right) + \beta \quad (148)$$

Hier wird der Vereinfachung der Rechnung halber der gemäß rechtshändigem Koordinatensystem negativ auftretende Schwimmwinkel ebenfalls stets positiv definiert.

Weiterhin läßt sich ganz allgemein die Schräglauferdifferenz beider Reifen definieren zu:

$$\Delta\alpha = \alpha_v - \alpha_h \quad (149)$$

Erweitert man Gleichung (120) aus Kapitel 6.1 auf der rechten Seite um diesen Term, so lautet sie:

$$\delta_{\text{eff}} = \Delta\alpha + \arcsin\left(\frac{l}{R} \cdot \cos\varphi\right) \quad (150)$$

Nach wie vor gilt Gleichung (121) (Kapitel 6.1):

$$\delta_L = \frac{\delta_{\text{eff}}}{\cos \epsilon} \quad (121)$$

Einsetzen von (150) in (121) aus Kapitel 6.1 liefert:

$$\delta_L = \frac{\Delta\alpha + \arcsin\left[\frac{l}{R} \cdot \cos\varphi\right]}{\cos \epsilon} \quad (151)$$

Es ist zu sehen, daß der Lenkerlenkwinkel eine Funktion der Schräglauferdifferenz wird [Winkler, 1976 (207)]. Setzt man (146) beziehungsweise (148) in (149) ein, dann ergibt das:

$$\Delta\alpha = \alpha_v - \arcsin\left[\frac{l_h}{R} \cdot \cos \beta\right] \pm \beta \quad (152)$$

Nun liefert Einsetzen von (152) in (151) und Auflösen nach dem Vorderradschräglaufer:

$$\alpha_v = \delta_L \cdot \cos \epsilon + \arcsin\left[\frac{l_h}{R} \cdot \cos \beta\right] \mp \beta - \arcsin\left[\frac{l}{R} \cdot \cos\varphi\right] \quad (153)$$

Bei bekanntem Schwimmwinkel und Lenkwinkel - beide sind im Versuch meßbar - stehen aufgrund der Gleichungen (154) sowie (147) (beziehungsweise (149)) nun für ein Kraftrad unter Kreisfahrtbedingungen die Schräglauferwinkel beider Räder fest. Auch andere Autoren schlugen ein derartiges Verfahren vor [Wilson-Jones, 1951-53 (206); Berichterstattung, 1985 (12)], allerdings ohne Angabe der analytischen Zusammenhänge.

Damit ist eine Definition des Fahrzeugeigenlenkverhaltens machbar.

6.3 Diskussion des Begriffes Eigenlenkverhalten und Vorschlag zur experimentellen Bestimmung stationärer Reifeneigenschaften

Die hier vorgeschlagene Definition des auch bei Krafträdern vorhandenen Eigenlenkverhaltens stützt sich auf die Schräglauferdifferenz zwischen Vorder- und Hinterrad. Eine andere hier nicht weiter verfolgte Möglichkeit bestünde darin, sich an der Größe des Lenkmomentes oder an einem eventuellen Vorzeichenwechsel desselben in Abhängigkeit von der Querbeschleunigung zu orientieren [Taylor, 1980 (186)].

Die nachstehend abgehandelte Methode basiert auf einer Verknüpfung von Messung und Rechnung und erlaubt die Bestimmung des Schräglauferes beider Reifen.

Folgende Beispieldaten seien gegeben:

$$\begin{aligned} v &= 13,5 \text{ [m/s]} = 48,6 \text{ [km/h]} \\ R &= 50 \text{ [m]} \\ \epsilon &= 28 \text{ [grd]} \\ l_h &= 0,5 \text{ [m]} \\ l &= 1,5 \text{ [m]} \\ \varphi &= 23,6 \text{ [grd]} \text{ (siehe Kapitel 6.1)} \\ \beta &= 0,63 \text{ [grd]} \\ \delta_L &= 1,10 \text{ [grd]} \end{aligned} \left. \vphantom{\begin{aligned} v \\ R \\ \epsilon \\ l_h \\ l \\ \varphi \\ \beta \\ \delta_L \end{aligned}} \right\} \text{ seien als Meßwerte bekannt}$$

Gleichung (147) aus Kapitel 6.2 liefert zunächst:

$$\alpha_h = -0,06 \text{ [grd]}$$

Ein negativer Schräglauferwinkel soll, wie bereits in Kapitel 6.2 erwähnt, ausgeschlossen werden. In diesem Fall ist Gleichung (148) anzuwenden. Diese liefert für die hier betrachtete Querbeschleunigung:

$$\alpha_h = 1,20 \text{ [grd]}$$

Das ist der gesuchte Hinterradschräglauferwinkel.

Weiterhin liefert Gleichung (153) aus Kapitel 6.2 den Vorderradschräglaufer:

$$\alpha_v = 0,60 \text{ [grd]}$$

Es zeigt sich:

$$\alpha_h = 1,20 \text{ [grd]} > 0,60 \text{ [grd]} = \alpha_v$$

Gleichung (149) ergibt:

$$\Delta\alpha = -0,60 \text{ [grd]}$$

Das charakterisiert bei der hier gewählten Definition den Zustand des Übersteuerens durch direkten Winkelvergleich der Schräglauferbeträge vorne/hinten [Hasegawa, 1985 (66)].

Es kann in diesem Zusammenhang formuliert werden:

$$\begin{aligned} \Delta\alpha > 0: & \text{ Untersteuern} \\ \Delta\alpha = 0: & \text{ Neutrales Lenkverhalten} \\ \Delta\alpha < 0: & \text{ Übersteuern} \end{aligned}$$

Die endliche Torsionssteifigkeit der Vorderradgabel kann, wenn man den Lenkerwinkel δ_L meßtechnisch erfaßt (siehe Abbildung 11), den Meßwert des Radwinkels durch Überlagerung von Elastizitätslenken in der Größenordnung von etwa zehn Prozent zum wahren Wert verfälschen (Kapitel 6.2). Bei bekannter Steifigkeit und ebenfalls gemessenem Lenkmoment kann dieser Fehler aber gegebenenfalls vollständig auskorrigiert werden. Außerdem ermöglicht die Lenkmomentenmessung zusätzlich gewisse, allerdings nur vergleichende Aussagen über das Vorderreifenrückstellmoment [Fu, 1977 (53)].

Die vorgeschlagene Methode gestattet es, bei bekannter Radlastverteilung (Normalkräfte) und ebenfalls bekannter Seitenführungskraft pro Rad (beide sind aus Schwerpunktlage des beladenen Kraftrades in x-Richtung und Fliehkraft gemäß Kapitel 6 ermittelbar) das Reifenschräglauferverhalten unter definierten Bedingungen - gegebenenfalls unter Berücksichtigung der Vortriebskraft im hinteren Latsch [Watanabe, 1980 (194)] - zu bestimmen, wenn der Schwimmwinkel meßtechnisch erfaßt wurde, was beim Kraftrad - ähnlich Messungen an Personen-

kraftwagen - zum Beispiel durch optische Systeme möglich ist [Schmid, 1982 (155)]. Selbst bei einem Verzicht auf die Schwimmwinkelmessung sind bei alleiniger Erfassung des Lenkwinkels bereits vergleichende Aussagen über das Kraftradreifenverhalten unter stationären Kreisfahrtbedingungen machbar, was speziell für die derzeit in Entwicklung befindlichen Kraftrad-Radial- und Gürtelreifenkonzepte wichtig erscheint.

7. Folgerungen und Nutzenanwendung

Mit Hilfe der gewonnenen Erkenntnisse der vorliegenden Forschungsarbeit bezüglich Fahrstabilität lassen sich nun - unterteilt in die Kapitel Konstruktion/Entwicklung sowie Fahrbetrieb/Wartung - etliche Empfehlungen aussprechen.

7.1 Konstruktion und Entwicklung

Bei der Konzipierung einer Kraftrad-Neukonstruktion ist der Masseverteilung und den daraus resultierenden Trägheitsmomenten erhöhte Aufmerksamkeit zu widmen. Hier ist zunächst der Quotient aus Massenträgheitsmoment des unbesetzten, aber fahrfer-tigen und zu je ein Drittel des Gesamtfederweges vorne und hinten eingefederten Fahrzeuges um die Spurlinie und Massenträgheitsmoment um die durch den Schwerpunkt verlaufende Gierachse zu nennen. Der Zahlenwert sollte für gleichzeitig ausreichende Pendeldämpfung und gutes Handling die Größe 1,7 annehmen. Dieser Wert des Quotienten ist bei üblichen Krafträdern durchaus zu realisieren. Da besonders die Triebwerksmasse diese Zahl mitbestimmt, ist die Einbaulage des Motors im Fahrwerk auch unter diesem Gesichtspunkt vorzunehmen.

Für ein Fahrzeug mit hoher Pendeldämpfung muß das Massenträgheitsmoment aller gelenkten Teile um die Steuerkopfachse so gering wie möglich gehalten werden. Hier ist sorgfältig zu prüfen, ob nicht in vielen Fällen eine anstatt der heute fast schon zum Standard gewordenen beiden Scheibenbremsen am Vorderrad für die Bremssicherheit bei minimierter Masse ausreicht. Ebenso sollte der Bremssattel hinter (in Fahrtrichtung gesehen) und nicht vor den Gleitrohren der üblichen Tauchgabel sitzen. Auch dürfte ein "klassisches" Drahtspeichenrad ein geringeres Trägheitsmoment um die Lenkachse verursachen als heutige serienmäßige Leichtmetall-Gußräder. Zwar steht die Minimierung des Lenkträgheitsmomentes einer optimierten Flattersicherheit entgegen, doch ist das Pendeln als die im Regelfall kritischere der beiden Einspur-Instabilitäten anzusehen.

Eine lenkerfeste Teilverkleidung oder Windschutzscheibe ist ein die Pendelstabilität deutlich abbauendes Zubehör, auf welches verzichtet werden sollte, wenn das Kraftrad eine bauartbedingte Höchstgeschwindigkeit von mehr als 100 km/h erreicht. Ergänzend muß hier darauf hingewiesen werden, daß aerodynamische Effekte sowohl Flattern (Karman-Wirbelablösungen) als auch Pendeln (durch "Auftrieb") ungünstig beeinflussen können, was speziell beim Pendeln jeweils einer gesonderten Überprüfung bedarf. Sehr leichte Lenkerverkleidungen, die aerodynamisch optimiert sind, können eventuell als Ausnahme der formulierten Regel gelten. Optimale aerodynamische und fahrdynamische Eigenschaften sowie guter Fahrerschutz lassen sich jedoch nur durch rahmenfeste Verkleidungen erzielen.

Eine Ausfütterung der hohlen Lenkerenden mit Stahl- oder Bleizusatzmassen, wie dies oft zwecks Verstimmens der Biegeeigenfrequenz gegenüber Motorvibrationen aus Komfortgründen geschieht, ist ebenfalls nicht ohne weiteres ratsam, zumal da häufig Aluminiumlenker verwendet werden, deren Gewichtsvorteil hierdurch wieder aufgehoben wird (allerdings mit Punktmassen am Lenkerende und entsprechend vergrößertem Lenkträgheitsmoment).

Als Lenkkopflagerung sollten die weitgehend verschleißfreien und einstellungsunempfindlichen Schrägrollenlager anstatt der heute im Serienbau üblichen Radial-Rillenkugellager oder Kegelrollenlager Anwendung finden. Rillenkugellager neigen wegen der punktförmigen Berührung bei hohen "statischen" Stoßlasten zum vorzeitigen Ausfall, Kegelrollenlager erweisen sich als kritisch in bezug auf zu hohe Axialvorspannung, welche wegen der entstehenden (Bord-) Reibmomente als eine wesentliche Pendelursache erkannt wurde.

Hohe Sorgfalt ist auf die passende Reifenauswahl zu verwenden. Ungeeignete Reifenpaarungen beeinflussen die Fahrstabilität nachhaltig, was am Beispiel der Pendeldämpfung nachgewiesen wurde. Die zu stellenden Forderungen lauten:

Geringe Kraftschwankungen pro Radumdrehung, speziell lateral, aber auch radial und Konstanz aller Eigenschaften über der Lebensdauer. Es ist zu vermuten, daß besonders dynamische Reifenkennungen die fahrdynamische Eignung bestimmen. Eine erwei-

terte Kenntnis der Reifenmechanik ist wünschenswert und eine zukünftige Forschungsaufgabe. Einige, wenn auch nur stationäre Reifeneigenschaften lassen sich durch ein kombiniertes Meß- und Rechenverfahren, das in der vorliegenden Publikation vorgestellt wird, unter Kreisfahrtbedingungen ermitteln.

Auch die Flatterstabilität wird durch Reifeneigenschaften beeinflusst. Der Trend zu sehr breiten Niederquerschnittsreifen erscheint aus dieser Sicht für das Vorderradsystem bedenklich: Auf diese Weise sind dynamische Unwuchteffekte zu befürchten, wie sie bei schmalen Reifen (und Felgen) in diesem Maße nicht auftreten.

Schließlich obliegt es dem Kraftrad-Konstrukteur, ein in hohem Maße biege- und torsionssteifes Fahrwerk (Vorderradführung, Rahmen/Triebwerk, Hinteradführung) zu entwerfen. Es soll hier nicht auf die Vielzahl möglicher Ausführungsvarianten eingegangen werden, weil die unterschiedlichsten Konzepte letztlich ähnlich hohe Systemsteifen aufweisen können. Mit Nachdruck ist aber zu betonen, daß das Triebwerk auch bei sogenannten dreidimensionalen, mit geschlossenen Unterzügen versehenen Doppelschleifenrohrrahmen eine erhebliche versteifende Wirkung besitzen kann, so daß bei systematischer Ausschöpfung der diesbezüglichen Möglichkeiten noch besser gewichts- und steifigkeitsoptimierte Konstruktionen als bisher machbar erscheinen.

Hier ist die Verwendung von Leichtmetall, wie es derzeit erstmals auch bei leistungsstarken Kraft-rädern in Serie als Rahmenwerkstoff verwendet wird, kritisch zu überprüfen. Wegen der relativ niedrigen Betriebsfestigkeit ist bisweilen ein schwingungsisolierter Motoreinbau nötig, wodurch keine Fahrwerksversteifung durch das Antriebsaggregat mehr gewährleistet ist. Da Aluminium zusätzlich durch seinen geringen Elastizitätsmodul bei gleicher Dimensionierung wie Stahl nur etwa ein Drittel der Steifigkeit von Stahl aufweist, muß hier das Augenmerk des Konstrukteurs auf der ausreichenden geometrischen Auslegung des Fahrwerkes unter besonderer Beachtung der Fahrstabilität liegen.

Schließlich sei noch vermerkt, daß es - wie rechnerisch nachgewiesen - im Bereich der Vorderrad-

tauchgabel beim Flattern offenbar häufig zu Resonanzüberlagerungen mit Biege- und wohl bisweilen auch Torsionsschwingungen kommt. Eine hohe Systemsteife, die diese Bauteilfrequenzen deutlich aus dem flatterkritischen Bereich verlagert, ist demgemäß anzustreben. Möglicherweise führt dies in letzter Konsequenz zur Ablösung der heute fast ausschließlich verwendeten, schräg angestellten Hülsenführung (Tauchgabel), zum Beispiel zu automobilähnlichen Achsschenkellenkungen und einfachen oder doppelten Längslenkern. Immerhin ist auch eine Tauchgabel durch ausreichende konstruktive Dimensionierung unter Einbeziehung von Standrohr, Tauchrohr, Radachse und eventuell als Stabilisator ausgebildeter Schutzblechhalterung relativ steif zu gestalten. Ein integrierter Gabelstabilisator verbessert im übrigen fast ausschließlich die Torsions-, kaum aber die Biegesteife.

Die heute schon häufig verwendeten Vierkant-Kastenprofile von Hinterradschwinge sind, besonders bei Verwendung von Aluminiumlegierungen, von den Biege widerstandsmomenten so ausulegen, daß auch bei Seitenkraftbeanspruchung beim Pendeln keine nennenswerten Verbiegungen und Verdrillungen im elastischen Bereich vorkommen.

Viele andere Konstruktionsgrößen, insbesondere im Bereich der Fahrwerksgeometrie, unterliegen oft divergierenden Anforderungen, beispielsweise bezüglich Pendelstabilität und Handling. Für diese ist deshalb keine allgemeingültige Richtlinie anzugeben, sondern hier muß für jedes Kraftradmodell im Rahmen der Entwicklungsarbeit einzeln nachgeprüft werden, welche geometrische Auslegung fahrdynamisch vertretbar ist. Dies gilt auch für die Festlegung der Fahrersitzposition. Es ist jedoch nachweisbar, daß ein langer Radstand, ein langer Vorderradnachsenschlag und ein flach angestellter Lenkkopfwinkel pendelstabilisierend wirken. **Tabelle 7** stellt zusammenfassend nochmals alle wichtigen Einflußparameter und ihre Wirkungen auf Flattern und Pendeln zusammen. Dabei sollte im Zweifelsfall stets der kritischen Pendelstabilität mehr Aufmerksamkeit gewidmet werden als der Flattersicherheit.

physikalische Größe	θ_r/θ_g	θ_L	l	n	ϵ	Systemsteife
gewünschter Wert	1,7	minimal	maximal	maximal	maximal	maximal
erwartete Auswirkung auf die Flatterdämpfung	keine	negativ	keine	negativ	keine	positiv
erwartete Auswirkung auf die Pendeldämpfung	positiv	positiv	positiv	positiv	positiv	positiv

Tabelle 7: Auslegungshinweise für Kraftradfahrwerke

- 1) im Rahmen üblicher Dimensionierungsmöglichkeiten
- 2) Flattern bleibt dennoch beherrschbar
- 3) wegen langen Störkrafthebelarmes
- 4) speziell steife Vorderradgabel wünschenswert

7.2 Fahrbetrieb und Wartung

In Kundenhand werden Krafträder oft erheblich technisch verändert, wobei zahlreiche Anbauteile nach § 19 der Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung [Barth, 1984 (4)] prüf- oder zulassungspflichtig sind. Aber auch ohne Veränderungen durch An- oder Umbauteile gibt es sicherheitsrelevante Aspekte, deren genaue Beachtung empfohlen werden muß. In **Abbildung 138** ist schematisch ein Kraftrad dargestellt. Es sind alle für das Fahrverhalten wesentlichen Einflußgrößen, deren Einhaltung oder Veränderung letztlich in Kundenhand liegt, dargestellt.

Auch hier ist, wie bereits in Kapitel 7.1, von der (nachträglichen) Montage einer lenkerfesten Verkleidung oder Windschutzscheibe strikt abzuraten. Als Alternative sind hingegen rahmenfeste Teil-

oder Vollverkleidung zu empfehlen, sofern sie den gesetzlichen Anforderungen entsprechen, falls ein gewisser Wind- und Wetterschutz angestrebt wird. Im übrigen werden heute vollverkleidete Touren- und Sportkrafträder bereits serienmäßig angeboten.

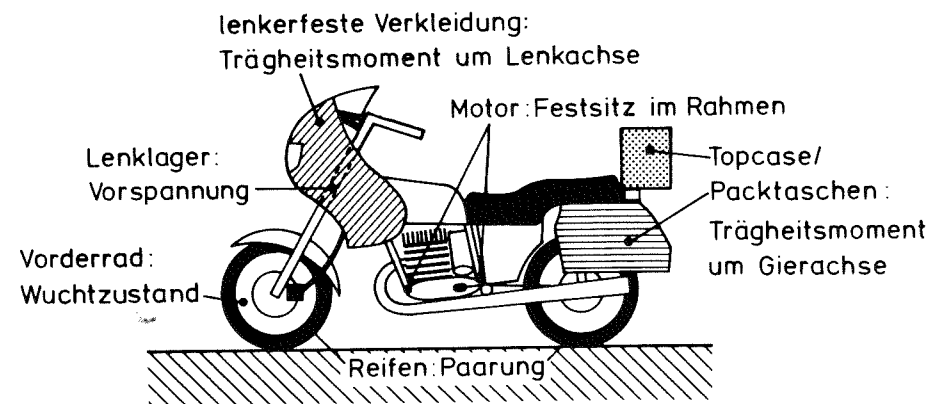


Abbildung 138: Wesentliche Einflußparameter auf die Pendelstabilität

Ebenso sollte die Verwendung jeglichen anderen Zubehörs, das das Massenträgheitsmoment um die Lenkachse vergrößert (Zusatzinstrumente, Zusatzscheinwerfer, Lenkergewichte zur Vibrationsminderung) unterbleiben. Erscheint eine Trägheitsmomentenvergrößerung unumgänglich, dann sollte eine Erhöhung nicht mehr als zehn Prozent des Ausgangswertes ausmachen.

Eine herstellerseitig ausgesprochene Reifenempfehlung oder eine in den Kraftfahrzeugpapieren eingetragene, vorgeschriebene Reifenfabrikats- und Typenbindung ist strikt einzuhalten. Zusätzlich ist sowohl für die Flutter- als auch für die Pendelstabilität ein einwandfreier Auswuchtzustand zu fordern. Speziell das Vorderrad sollte dabei - wegen der heute beachtlichen Reifen- und Felgenbreiten - des öfteren dynamisch nachgewuchtet werden.

Aufgrund des meist nennenswerten Beitrages des Motorblocks zur gesamten Rahmensteife sollte sein (verspannungsfreier) Festsitz im Rahmen [Troeber, 1984 (188)] bei regelmäßigen Kontrollen geprüft werden.

Die Zusatzmontage eines sogenannten Gabelstabilisators zwischen den beiden Gleitrohren (Tauchrohren) der vorderen Radführung erhöht lediglich die Torsionssteifigkeit (nicht die Biegesteife) signifikant. Dies kann insbesondere die Flatterschwingung positiv beeinflussen. Bei Montage eines solchen Elementes zwischen beiden Gabelholmen ist aber für eine völlig spannungsfreie Verbindung ohne Gabelverschränkung zu sorgen, weil ansonsten die Feder-Dämpfer-Eigenschaften der Gabel stark beeinträchtigt werden.

Die Vorspannung der Lenkkopflager muß sehr feinfühlig justiert werden, sonst treten speziell bei Kegelrollenlagern unzulässig hohe Reibmomente auf, die ihrerseits den Stabilisierungsvorgang behindern und die Pendeldämpfung abbauen. Für diesen Servicebereich sollten von den Kraftradherstellern einwandfreie Meßmöglichkeiten und Wartungsvorschriften zur Verfügung gestellt werden.

Ein kraftradspezifisches Problem ist die Unterbringung von Gepäck. Läßt es sich nicht - zum Beispiel durch Beladen eines weitgehend schwerpunktneutralen und damit für das Gierträgheitsmoment praktisch bedeutungslosen Tankrucksacks - vermeiden, Transportgut in Packtaschen oder auf einem Heckgepäckträger (beispielsweise in Form eines "Topcase") mitzuführen, dann sollten diese Gepäckstücke so leicht wie möglich sein und eine Fahrgeschwindigkeit von - wie von vielen Kraftradkofferherstellern bereits empfohlen - 130 km/h nicht überschritten werden [Breuer, 1984 (20)].

Der Fahrer sollte in jedem Fall die vom Konstrukteur vorgesehene Sitzposition einnehmen, weil schon ein Verlagern der Fahrerfüße auf die Soziusfußrasten im Solobetrieb einen erheblichen Pendelstabilitätsverlust bedeutet.

Treten flatterkritische Zustände (unterhalb 100 km/h) auf, dann ist ein extrem festes Ankoppeln des versteiften Fahrerarmsystems als Gegenmaßnahme zu empfehlen. Bei Pendelbewegungen des Kraftrades im Hochgeschwindigkeitsbereich oberhalb 100 km/h sollte der Fahrer in Übereinstimmung mit anderen Publikationen [McKibben, 1978 (116); Otto, 1980 (130)] die Fahrgeschwindigkeit sofort, gegebenenfalls durch Bremsung, drastisch absenken, um in Gebiete höherer Fahrstabilität zu gelangen. Eine "resonanzbedingte" Pendelzone bei einer diskreten

Geschwindigkeit ist jedenfalls im allgemeinen nicht vorhanden, die durch weiteres Steigern der Geschwindigkeit durchfahren werden könnte. Überschreiten die Reifen erst einmal durch extremen Schräglauf die Haftgrenze, ist ein Sturz praktisch unausbleiblich.

Zusammenfassend läßt sich feststellen, daß kaum ein anderes Kraftfahrzeug so sensibel auf jedwede Veränderung reagiert wie das einspurige Kraftrad. Deshalb sollte der Auslegungszustand, wie er vom Hersteller des Serienfahrzeuges vorgesehen ist, vom Kunden stets möglichst unverändert und auf hohem Pflege- und Wartungsniveau aufrechterhalten werden.

8. Zusammenfassung und Ausblick

Wie bei keinem anderen Kraftfahrzeug ist die Stabilisierung des systemimmanent kippfähigen Einspurfahrzeuges Kraftrad durch die geeignete Wahl konstruktiver Auslegungsgrößen zu beeinflussen. Ein wesentliches Ziel dieser vorliegenden Forschungsarbeit lag deshalb darin, die wichtigsten Parameter, mit denen Krafträder heute immer noch weitgehend empirisch ausgelegt werden, qualitativ und quantitativ darzulegen. Zu diesem Zweck wurden zwölf mit einer Betriebserlaubnis versehene Serienkrafträder, eine Produktionsrennmaschine sowie ein in den Fahrwerksdaten verstellbares, eigens entwickeltes Experimentier-Kraftrad auf die Dämpfung von Pendelschwingungen im Hochgeschwindigkeitsbereich systematisch untersucht, indem das Schwingungsverhalten nach einer Störgrößeneingabe in die Lenkung meßtechnisch festgehalten wurde. Das hierbei auftretende "Pendeln" ist eine gekoppelte Lenk-, Gier- und Rollschwingung, wobei die Rollachse als Parallele zur Spurlinie durch den Fahrzeugschwerpunkt verläuft.

Die Versuche zeigten, daß vor allem die Massenträgheitsmomente des Kraftrades um die Spur- und die Gierachse (letztere durch den Fahrzeugschwerpunkt verlaufend) sowie das Massenträgheitsmoment des lenkbaren Vorderteiles um die Steuerkopfachse wesentliche Einflüsse darstellen. So sollte das Lenkträgheitsmoment konstruktiv minimiert werden; der Quotient aus Roll- zu Gierträgheitsmoment sollte, unter anderem auch im Hinblick auf akzeptable Handlichkeit, den Wert 1,7 annehmen.

Weiterhin wirkt eine große Fahrwerkssteife pendelschwingungsdämpfend. Langer Radstand und Nachlauf sowie flach angestellter Steuerkopf begünstigen ebenso die Hochgeschwindigkeitsfahrstabilität.

Keine allgemeingültigen Forderungen lassen sich bezüglich der Reifenauslegung formulieren, obgleich die beiden Reifen eines Kraftrades dessen Fahrdynamik erheblich beeinflussen. Eine alleinige Bewertung mit Hilfe der Schräglaufsteife erscheint nicht möglich. Vielmehr dürften dynamisch zu ermittelnde Kennwerte maßgeblich sein. Der heutige Wissensstand ist dazu von Seiten der Reifenmechanik noch ergänzungsbedürftig.

Im Regelfall sinkt die Pendelstabilität mit wachsender Fahrgeschwindigkeit; das heißt, eine erste Gegenmaßnahme im Fahrbetrieb bei Auftreten von starken Pendelbewegungen ist es, die Geschwindigkeit zu reduzieren.

Flankierend wurden theoretische Überlegungen und Fahrversuche zum Vorderradflattern (Lenksystemdreherschwingung) durchgeführt. Oft liegt eine ausgeprägte Resonanzstelle bei einer bestimmten Geschwindigkeit vor, die einer relativ genauen Vorausberechnung gut zugänglich ist. Unerwünschte Systemeinflüsse lassen sich von Seiten der endlichen Steife der Vorderradgabel nachweisen.

Des Weiteren wurde analytisch ein Vorschlag zur kombinierten experimentell-theoretischen Ermittlung statischer Reifeneigenschaften unter stationären Kreisfahrtbedingungen abgeleitet, der auch eine Aussage über das Eigenlenkverhalten von Krafträdern zuläßt.

Einige Fahrversuche zum Fahrereinfluß beim Pendeln sowie Laboruntersuchungen zeigten, welche Rolle das Sitz- und Ankoppelungsverhalten des Fahrers auf die Pendeldämpfung ausüben, wobei auch geklärt wurde, warum die Mitnahme eines Soziuspassagiers - im Gegensatz zu starrer Heckballastierung - stabilitätsförderlich wirkt.

Weitere Forschungsarbeiten über Fragestellungen, für die eine Interaktion mit dem hier behandelten Thema vermutet werden muß, sollten sich außer mit den bereits erwähnten dynamischen Reifenkennungen mit der Thematik der Handlichkeit von Krafträdern sowie der Fahrerplatzgestaltung (Sitzposition, Ergonomie, Komfort) befassen.

Verzeichnis der Abbildungen

Abb.		Seite
1	Getötetenrate bei Kraftradbenutzern	1
2	Aufteilung der sicherheitsrelevanten Größen	3
3	Fahrdynamische Verflechtungen beim Kraftrad	9
4	Vereinfachtes Kreiselmodell des Kraftrad-Lenksystems	10
5	Einfacher allgemeingültiger Regelkreis für Kraftfahrzeuge	17
6	3-Ebenen-Darstellung der Führungsaufgaben beim Kraftradfahren	18
7	Blockschaltbild des Menschen als Regler beim Führen eines Kraftrades in der Bahnführungs- und Stabilisierungsebene	19
8	Vereinfachtes Kraftradmodell	21
9	1-Rad-Schleppmodell mit sinusförmig geführtem Gelenkpunkt	22
10	Versuchsmethodik	29
11	Meßtechnik am Kraftrad	32
12	Schaltplan der Kraftradmeßtechnik	35
13	Leichtkraftrad 1	41
14	Kraftroller 2	41
15	Geländesportkraftrad 3	42
16	Produktionsrennkraftrad 4	42
17	Kraftrad 5	43
18	Kraftrad 6	43
19	Kraftrad 7	44
20	Kraftrad 8	44
21	Kraftrad 9	45
22	Kraftrad 10	45
23	Kraftrad 11	46
24	Kraftrad 12	46
25	Kraftrad 13	47
26	Pendel-Dämpfungsgrad = $f(V)$, Fahrzeug 1	50
27	Pendel-Dämpfungsgrad = $f(V)$, Fahrzeug 2	50
28	Pendel-Dämpfungsgrad = $f(V)$, Fahrzeug 3	51
29	Pendel-Dämpfungsgrad = $f(V)$, Fahrzeug 4	51
30	Pendel-Dämpfungsgrad = $f(V)$, Fahrzeug 5	52

Abb.		Seite
31	Pendel-Dämpfungsgrad = $f(V)$, Fahrzeug 6	52
32	Pendel-Dämpfungsgrad = $f(V)$, Fahrzeug 7	53
33	Pendel-Dämpfungsgrad = $f(V)$, Fahrzeug 8	53
34	Pendel-Dämpfungsgrad = $f(V)$, Fahrzeug 9	54
35	Pendel-Dämpfungsgrad = $f(V)$, Fahrzeug 10	54
36	Pendel-Dämpfungsgrad = $f(V)$, Fahrzeug 11	55
37	Pendel-Dämpfungsgrad = $f(V)$, Fahrzeug 12	55
38	Pendel-Dämpfungsgrad = $f(V)$, Fahrzeug 13	56
39	Pendel-Frequenz = $f(V)$, Fahrzeug 1	56
40	Pendel-Frequenz = $f(V)$, Fahrzeug 2	57
41	Pendel-Frequenz = $f(V)$, Fahrzeug 3	57
42	Pendel-Frequenz = $f(V)$, Fahrzeug 4	58
43	Pendel-Frequenz = $f(V)$, Fahrzeug 5	58
44	Pendel-Frequenz = $f(V)$, Fahrzeug 6	59
45	Pendel-Frequenz = $f(V)$, Fahrzeug 7	59
46	Pendel-Frequenz = $f(V)$, Fahrzeug 8	60
47	Pendel-Frequenz = $f(V)$, Fahrzeug 9	60
48	Pendel-Frequenz = $f(V)$, Fahrzeug 10	61
49	Pendel-Frequenz = $f(V)$, Fahrzeug 11	61
50	Pendel-Frequenz = $f(V)$, Fahrzeug 12	62
51	Pendel-Frequenz = $f(V)$, Fahrzeug 13	62
52	Hüllkurven aller Pendel-Dämpfungs- werte	63
53	Hüllkurven aller Pendel-Frequenz- werte	63
54	Hüllkurven aller Pendel-Abkling- zeiten	64

Abb.		Seite
55	Hüllkurven aller Pendel-Abkling- wege	64
56	Einfluß von Packtaschen auf den Pendel-Dämpfungsgrad	69
57	Pendelmeßschrieb	69
58	Einfluß von Packtaschen auf die Pendel-Frequenz	70
59	Einfluß der Profiltiefe hinten auf den Pendel-Dämpfungsgrad	71
60	Das Verstell-Experimentier-Kraftrad	73
61	Lenk-Eigenfrequenz des Verstell- Experimentier-Kraftrades beim Pendeln, Versuchsort 1	76
62	Lenk-Dämpfungsgrad des Verstell- Experimentier-Kraftrades beim Pendeln, Versuchsort 1	76
63	Rahmensystem-Eigenfrequenz des Ver- stell-Experimentier-Kraftrades beim Pendeln, Versuchsort 1	77
64	Rahmensystem-Dämpfungsgrad des Ver- stell-Experimentier-Kraftrades beim Pendeln, Versuchsort 1	77
65	Lenk-Eigenfrequenz des Verstell- Experimentier-Kraftrades beim Pendeln, Versuchsort 2	78
66	Lenk-Dämpfungsgrad des Verstell- Experimentier-Kraftrades beim Pendeln, Versuchsort 2	78
67	Rahmensystem-Eigenfrequenz des Ver- stell-Experimentier-Kraftrades beim Pendeln, Versuchsort 2	79
68	Rahmensystem-Dämpfungsgrad des Ver- stell-Experimentier-Kraftrades beim Pendeln, Versuchsort 2	79
69	Einfluß des Radstandes auf den Pendel-Dämpfungsgrad	83
70	Einfluß des Nachlaufs auf den Pendel-Dämpfungsgrad	84
71	Drehvektorenzerlegung am Lenksystem	85
72	Einfluß des Lenkkopfwinkels auf den Pendel-Dämpfungsgrad	87
73	Einfluß des Massenträgheitsmomen- tes um die Lenkachse auf den Pendel-Dämpfungsgrad	88
74	Pendel-Dämpfungsgrad in Abhängig- keit von Gier- und Rollträgheits- moment	90

Abb.		Seite
75	Pendel-Dämpfungsgrad in Abhängigkeit von Gier- und Rollträgheitsmoment	90
76	Einfluß des auf die Spurlinie bezogenen Massenträgheitsmomentes auf den Pendel-Dämpfungsgrad	92
77	Einfluß des auf die Schwerpunktsachse bezogenen Rollträgheitsmomentes auf den Pendel-Dämpfungsgrad	92
78	Einfluß des auf die Spurlinie bezogenen Massenträgheitsmomentes auf den Pendel-Dämpfungsgrad	93
79	Einfluß des auf die Schwerpunktsachse bezogenen Rollträgheitsmomentes auf den Pendel-Dämpfungsgrad	93
80	Messung des Massenträgheitsmomentes um die Lenkachse	96
81	Struktur-Ersatzbild eines Kraftrades	97
82	Einfluß eines Gabelstabilisators auf den Pendel-Dämpfungsgrad	98
83	Einfluß zweier Gabelstabilisatoren auf den Pendel-Dämpfungsgrad	99
84	Einfluß der Rahmensteifigkeit auf den Pendel-Dämpfungsgrad	100
85	Messung der Rahmensteifigkeit	101
86	Einfluß des Reifendruckes auf den Pendel-Dämpfungsgrad	102
87	Einfluß des Reifendruckes auf den Pendel-Dämpfungsgrad	102
88	Einfluß der Reifenpaarung auf den Pendel-Dämpfungsgrad	104
89	Reifenkennfeld eines typischen Krafttradreifens	105
90	Dynamische Reifenrückstellmomentenkennlinien eines typischen Krafttradreifens bei sinusförmiger Schräglauferregung um ± 2 Grad Spitzenwert	106
91	Verstell-Experimentier-Krafttrad mit Lenkerverkleidung	108
92	Einfluß eines durch Anbauteile veränderten Massenträgheitsmomentes um die Lenkachse auf den Pendel-Dämpfungsgrad	108

Abb.		Seite
93	Einfluß von Packtaschen auf den Pendel-Dämpfungsgrad	110
94	Einfluß eines "Topcase" auf den Pendel-Dämpfungsgrad	110
95	Einfluß verschiedener Lenkerformen auf den Pendel-Dämpfungsgrad	111
96	Einfluß eines hydraulischen Lenkungsdämpfers auf den Pendel-Dämpfungsgrad	113
97	Einfluß einer Vorderradunwucht auf den Pendel-Dämpfungsgrad	114
98	Einfluß ungleicher Federvorspannung hinten auf den Pendel-Dämpfungsgrad	116
99	Einfluß eines Spurversatzes auf den Pendel-Dämpfungsgrad	117
100	Einfluß starker Lenklagervorspannung auf den Pendel-Dämpfungsgrad	118
101	Einfluß der Motordrehzahl auf den Pendel-Dämpfungsgrad	120
102	Kurvenpendeln	120
103	Kurvenpendeln	121
104	Einfluß eines Beifahrers auf den Pendel-Dämpfungsgrad	123
105	Einfluß der Fußposition auf den Pendel-Dämpfungsgrad	123
106	Einfluß der Fahrerposition auf den Pendeldämpfungsgrad	124
107	Einfluß verschiedener Fahrer auf den Pendel-Dämpfungsgrad	125
108	Einfluß starken "Gegenhaltens" auf den Pendel-Dämpfungsgrad	126
109	Einfluß des Knieschlusses auf den Pendel-Dämpfungsgrad	127
110	Einfluß der Fahrerposition auf den Pendel-Dämpfungsgrad	127
111	Einfluß der Oberkörpermasse auf den Pendel-Dämpfungsgrad	128
112	Einfluß der Bekleidung auf den Pendel-Dämpfungsgrad	129
113	Einfluß der Bekleidung auf den Pendel-Dämpfungsgrad	129
114	Schwingprüfstand für ganze Krafträder	131
115	Dämpfungsgrad von Rollschwingungen auf dem Prüfstand	132

Abb.		Seite
116	Dämpfungsgrad von Gierschwingungen auf dem Prüfstand	134
117	Lage der Schwingachsen	138
118	Bewegungsablauf Fahrer/Fahrzeug beim Pendeln über eine Periode	139
119	Ersatzmodell für Vorderradflattern	144
120	Leistungsbedarf einer ungedämpften Flatterschwingung	152
121	Schwingungsbild der Flatterschwingung unter Einbeziehung aerodynamischer Wirbelresonanzen	159
122	Einfluß von Packtaschen auf die Flutter-Amplitude und -Frequenz	163
123	Fluttermeßschrieb	164
124	Einfluß des Massenträgheitsmomentes um die Lenkachse auf den Flutter-Dämpfungsgrad und die -Frequenz	166
125	Flutter/Pendelmeßschrieb	167
126	Eigenfrequenzen von Flattern und Pendeln	168
127	Kraftrad in Schräglage bei stationärer Kreisfahrt	170
128	Schräglauffreies Ersatzmodell eines Kraftrades bei stationärer Kreisfahrt	172
129	Ausschnitt aus Abbildung 128	173
130	Auswandern des Reifenaufstandspunktes in Schräglage	176
131	Ausschnitt aus Abbildung 130	177
132	Ausschnitt aus Abbildung 130	177
133	Ersatzmodell zur Bestimmung der auf den Schwerpunkt bezogenen resultierenden Reifenbreite	179
134	Drehvektorenzerlegung am unter Sturz stehenden Rad	181
135	Aufrichtmoment durch Drallrichtungsänderung bei stationärer Kreisfahrt	182
136	Schräglaufbehaftetes Ersatzmodell eines Kraftrades bei stationärer Kreisfahrt	186
137	Sonderfall zu Abbildung 136	187
138	Wesentliche Einflußparameter auf die Pendelfahrstabilität	198

Verzeichnis der Tabellen

Tab.		Seite
1	Technische Daten der Versuchskrafträder aus Serienfertigung	40
2	Technische Daten des Verstell-Experimentier-Kraftrades	74
3	Daten der Alternativbereifung	103
4	Trägheitsmomente für verschiedene Versuchszustände des Verstell-Experimentier-Kraftrades	112
5	Daten der Versuchsfahrer	125
6	Berechnungsergebnisse für stationäre Kurvenfahrt	184
7	Auslegungshinweise für Kraftradfahrwerke	197

Literaturverzeichnis

- Alschweig, E.; Angerer, S.: Motorradprüfstand zur wirklichkeitsnahen Simulation von Fahrbedriebsbeanspruchungen.
 (1) In: Automobiltechnische Zeitschrift, 82 (1980) 3. - S. 135-137
- Aoki, A.; Motomiya, S.; Sato, K.: Aerodynamic Characteristics of Motorcycles. Ibaraki 1977, JARI Technical Memorandum Nr. 63
 (2)
- Aoki, A.: Experimental Study on Motorcycle Steering Performance. Warrendale 1980, SAE Paper Nr. 790265
 (3)
- Barth, W.; Wehrmeister, J.: Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung. Kirschbaum Verlag, Bonn-Bad Godesberg 1984
 (4)
- Bauernstein, B.: Über die Einleitung von Vorderradflattern durch Fahrbahnunebenheiten.
 (5) In: Automobiltechnische Zeitschrift, 61 (1959) 10 . - S. 269-301
- Bayer, B.; Schott, W.: Anforderungen und Realisierung eines kompakten Meßsystems für fahrdynamische Untersuchungen an Krafträdern.
 (6) In: Unterlagen der Veranstaltung Meßdatenverarbeitung im Fahrversuch, 1983, Essen
- Bayer, B.: Forschung für mehr Sicherheit bei Motorrädern.
 (7) In: Magazin der TH Darmstadt, - (1983) 8. - S. 18-19
- Bayer, B.; Breuer, B.: Fahrstabilitätsprobleme von Krafträdern und ihre Unfallrelevanz.
 (8) In: Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik, 21 (1983) 11. - S. 304-310
- Bayer, B.: Ein Modellansatz zur Beschreibung des Lenkverhaltens von Krafträdern bei stationärer Kreisfahrt.
 (9) In: Automobil-Industrie, 30 (1985) 1. - S. 33-36

- Bayer, B.; Breuer, B.: Untersuchungen zur Hochgeschwindigkeitsfahrstabilität von Krafträdern.
(10) Darmstadt 1985.
In: Jahrbuch 1983/84 der Technischen Hochschule Darmstadt/Herausgeber: H. Böhme
- Beitz, W.; Küttner, K.-H.: Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau. 14. Auflage, Springer Verlag, Berlin/Heidelberg/New York 1981
(11)
- Berichterstattung von der Tagung "Fortschritte im Motorradbau".
(12) In: Kraftfahrzeugtechnik, 35 (1985) 7. - S. 7
- Blaauw, G.J.; Godthelp, J.: Riding Behavior of Motorcyclists as Influenced by Pavement Characteristics. Warrendale 1978, SAE Paper Nr. 780314
(13)
- Bönsch, H. W.: Einführung in die Motorradtechnik. 2. Auflage, Motorbuch Verlag, Stuttgart 1980
(14)
- Bönsch, H.W.: Motorrad-Entwicklung bei BMW. In: Mobiles, - (1981) 7. - S. 1-14
(15)
- Bönsch, H.W.: Fortschrittliche Motorradtechnik. Motorbuch Verlag, Stuttgart 1985
(16)
- Booth, R.A.: A Weave Model for Motorcycle Engineers. Warrendale 1983, SAE Paper Nr. 830155
(17)
- Bourlet, C.: Nouveau traité des bicycles et bicyclettes. 2. Auflage, Paris 1898/
(18) Herausgeber Gauthier-Villars
- Breuer, B.; Bayer, B.: Die Fahr- und Bremsstabilität von Motorrädern und Wohnwagengespannen. In: Unterlagen des μ -Club-Treffens, 1983, Hockenheim
(19)
- Breuer, B.; Bayer, B.: Über die Fahrstabilität von Motorrädern bei hohen Geschwindigkeiten. In: Unterlagen des Fachgesprächs Sicherheitsfragen bei schnellen Motorrädern, 1984, Isenbüttel
(20)
- Breuer, B.: Betrachtungen zur Sicherheit von Krafträdern. In: Automobiltechnische Zeitschrift, 87 (1985) 1. - S. 11-15
(21)

- Breuer, B.; Weber, S.; Gaßmann, S.; u.a.: Kraftfahrzeuge II. Darmstadt 1985, Skriptum
(22) zur Vorlesung
- Breuer, B.; Bayer, B.; Pyper, M.; u.a.: Motorräder. Darmstadt 1985, Skriptum zur Vorlesung
(23)
- Bronstein, I.N.; Semendjajew, K. A.: Taschenbuch der Mathematik. 13. Auflage,
(24) Harri Deutsch Verlag, Frankfurt 1973
- Brorsson, B.; Ifver, J.: Wobbling in Modern Motorcycles. In: Accident Analysis and Prevention, 16 (1984) 5/6. - S. 451-456
(25)
- Burg, H.; Rau, H.: Handbuch der Verkehrsunfallrekonstruktion. Verlag Information Ambs GmbH, Kippenheim 1981
(26)
- Buschmann, H.; Koeßler, P.: Handbuch der Kraftfahrzeugtechnik, Band 1. Wilhelm Heyne Verlag, München 1976
(27)
- Carvallo, M. E.: Théorie du mouvement du monocycle et de la bicyclette, 1. Teil. Paris 1900, Journal de l'école polytechnique
(28)
- Carvallo, M. E.: Théorie du mouvement du monocycle et de la bicyclette, 2. Teil. Paris 1901, Journal de l'école polytechnique
(29)
- Chen, Y. N.: Eigenschaften der Karmanschen Wirbelstraße. Winterthur 1972, Sulzer Forschungsheft. - S. 68-80
(30)
- Chenchanna, P.; Koch, J.; Willumeit, H.-P.: Beitrag zum Fahrverhalten eines Zweiradfahrzeuges. In: Automobil-Industrie, 21 (1976) 4. - S. 49-54
(31)
- Chenchanna, P.; Koch, J.: Analysis of Stability and Handling Characteristics of Single Track Vehicles. In: Vehicle System Dynamics, 8 (1979) 2. - S. 82-85
(32)
- Chenchanna, P.; Hieronimus, K.: Die Rahmenelastizitäten eines Zweiradfahrzeuges und ihre Bedeutung in bezug auf Fahrstabilität. In: Automobil-Industrie, 25 (1980) 1. - S. 99-104
(33)

- Chikada, T.; Yoshida, K.: Physical Characteristics of Accessory-Equipped Motorcycles.
 (34) In: Unterlagen der International Motorcycle Safety Conference, 1980 Washington
- Collins, R. N.: A Mathematical Analysis of the Stability of Two Wheeled Vehicles. University of Wisconsin, Dissertation, Wisconsin 1963
 (35)
- Cooper, K.R.: The Effect of Handlebar Fairings on Motorcycles. Warrendale 1983, SAE Paper Nr. 830156
 (36)
- Döhring, E.: Über die Stabilität und die Lenkkräfte von Einspurfahrzeugen. Technische Hochschule Braunschweig, Dissertation, Braunschweig 1953
 (37)
- Döhring, E.: Die Stabilität von Einspurfahrzeugen. In: Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens, 21 (1954) 2. - S. 50-62
 (38)
- Döhring, E.: Die Stabilität von Einspurfahrzeugen. In: Automobiltechnische Zeitschrift, 56 (1954) 3. - S. 68-72
 (39)
- Döhring, E.: Das Lenkungsflattern von Einspurfahrzeugen. In: Automobiltechnische Zeitschrift, 58 (1956) 10. - S. 282-286
 (40)
- Döhring, E.; Becker, F.: Die Lenkruhe der McPerson-Achsen. In: Automobiltechnische Zeitschrift, 75 (1973) 5. - S. 155-162
 (41)
- Donges, E.: Experimentelle Untersuchung und regelungstechnische Modellierung des Lenkverhaltens von Kraftfahrern bei simulierter Straßenfahrt. Technische Hochschule Darmstadt, Dissertation, Darmstadt 1977
 (42)
- Donges, E.: Ein regelungstechnisches Zwei-Ebenen-Modell des menschlichen Lenkverhaltens im Kfz. In: Zeitschrift für Verkehrssicherheit, 24 (1978) 3. - S. 98-112
 (43)
- Donges, E.: Aspekte der Aktiven Sicherheit bei der Führung von Personenkraftwagen. In: Automobil-Industrie, 27 (1982) 2. - S. 183-190
 (44)

- Eaton, D.J.: Man - Machine Dynamics in the Stabilization of Single-Track Vehicles. University of Michigan, Dissertation, Michigan 1973
 (45)
- Eaton, D.J.; Segel, L.: Lateral Dynamics of the Uncontrolled Motorcycle. In: Unterlagen des 2nd International Congress on Automotive Safety, 1973, San Francisco
 (46)
- Ellis, J.R.; Hayhoe, G.F.: The Steering Geometry of a Single Track Vehicle. In: Unterlagen der 2nd International Conference on Vehicle Mechanics, 1971, Paris
 (47)
- Ellis, J.R.; Hayhoe, G.F.: The Steady State and Transient Handling Characteristics of a Motorcycle. In: Unterlagen des 2nd International Congress on Automotive Safety, 1973, San Francisco
 (48)
- Engels, H.R.: Lenkstabilität und Lenkwilligkeit von Einspurfahrzeugen unter Einfluß ihrer Bau-Größen. Technische Hochschule Braunschweig, Dissertation, Braunschweig 1960
 (49)
- Froede, W.: Zweiradfahrzeuge. Düsseldorf 1956
 (50) In: VDI-Bericht Band 16, 1956
- Froede, W.: Zweiradfahrzeuge. In: VDI-Zeitschrift, 99 (157) 9. - S. 380-382
 (51)
- Fu, H.: Fundamental Characteristics of Single-Track Vehicles in Steady Turning. In: Bulletin of the Japanese Society of Mechanical Engineers, 9 (1966) 34. - S. 284-293
 (52)
- Fu, H.: The Steering Torque Properties of Single-Track Vehicles in Steady Turning. In: Bulletin of the Japanese Society of Mechanical Engineers, 20 (1977) 11. - S. 1431-1437
 (53)
- Fu, H.; Horiike, S.; Kikushima, I.: Estimation Method and Results of Equivalent Weight of Motorcycles Including Rotational Masses in Lateral Motions. In: Bulletin of the Japanese Society of Automotive Engineers, 35 (1981) 22. - S. 51-56
 (54)

- Geiger, H.; Scheel, K.: Handbuch der Physik, Band V (Grundlagen der Mechanik, Mechanik der Punkte und starren Körper). Springer Verlag, Berlin 1927
(55)
- Giles, C.G.; Sharp, R.S.: Static and Dynamic Stiffness and Deflection Mode Measurements on a Motorcycle, with Particular Reference to Steering Behaviour.
(56) In: Unterlagen der Conference of Institute of Mechanical Engineering, 1983, Leeds
- Godthelp, J.; Wouters, P.I.J.: Course Holding by Cyclists and Moped Riders.
(57) In: Applied Ergonomics, 10 (1980) 4. - S. 227-235
- Goel, V.K.; Singh, D.V.: Dynamics and Handling Characteristics of Single Track Vehicles during Braking and Acceleration.
(58) In: Unterlagen des 8th Symposium International Association for Vehicle System Dynamics, 1983, Cambridge
- Grammel, R.: Der Kreisel, Band 2 (Die Anwendungen des Kreisels). 2. Auflage, Springer Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg 1950
(59)
- Grandel, J.; Zeisberger, H.; Rapp, W.; u.a.: Technische Mängel an Kraftfahrzeugen 1983, Sonderthema: Zweiräder - Technik, Fahrdynamik, Unfallrekonstruktion. Stuttgart 1984, DEKRA-Fachschriftenreihe 24/84
(60)
- Hackenberg, U.: Influence of the Driving Practice on Straight-Line-Stability of Driver-Motorcycle System.
(61) In: Unterlagen des 2. European Annual Manual, 1982, Bonn
- Hackenberg, U.; Helling, J.: Ein Vergleich der Geradeaus-Fahrstabilität schneller Kraftträder.
(62) In: Automobiltechnische Zeitschrift, 5 (1983) 9. - S. 583-588
- Hackenberg, U.: Ein Beitrag zur Stabilitätsuntersuchung des Systems "Fahrer - Krafttrad - Straße". Technische Hochschule Aachen, Dissertation, Aachen 1985
(63)

- Hackenberg, U.: Ein Beitrag zum Fahrereinfluß auf die Fahrdynamik des Krafttrades. Bochum 1986.
(64) In: Heft 3 der Schriftenreihe Zweiradsicherheit des Instituts für Zweiradsicherheit e.V.
- Hasegawa, A.: Analysis of Controllability and Stability of Motorcycles, Analysis of Stability at High Speed Driving.
(65) In: Unterlagen der International Motorcycle Safety Conference, 1980, Washington
- Hasegawa, A.: Activity on Handling and Stability of Motorcycle Initiated by ISO.
(66) In: Bulletin of the Japanese Society of Automotive Engineers, 39 (1985) 3. - S. 298-303
- Heider, H.: Kraftfahrzeug-Lenkung.
(67) Verlag Technik, Berlin 1970
- Heißing, B.: Der Fahr Simulator als Möglichkeit zur Analyse des Systems Fahrer/Fahrzeug/Straße.
(68) In: Unterlagen des II. Sommer-Symposiums der Gesellschaft für Sicherheitswissenschaft, 1980, Düsseldorf
- Helling, J.: Kraftträder. Aachen 1984, Umdruck zur Vorlesung
(69)
- Heyl, G.: Fahrdynamische Grundlagen des Motorrads und ihre Bedeutung für die Fahrsicherheit.
(70) In: Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik, 21 (1983) 5. - S. 151-156
- Heyl, G.: Aktive und passive Sicherheit bei Motorrädern, dargestellt anhand der BMW-K-Modelle.
(71) Tagungsunterlagen der 9. Fachtagung Münchner Arbeitskreis für Straßenfahrzeuge, 1984, München
- Hucho, W.-H.: Aerodynamik des Automobils.
(72) Vogel Verlag, Würzburg 1981
- Hurt, H.H.: Motorcycle Handling and Collision Avoidance: Anatomy of a Turn.
(73) In: Unterlagen des 2nd International Congress on Automotive Safety, 1973, San Francisco
- Huston, R.L.: Unicycle Dynamics and Stability.
(74) Warrendale 1984, SAE Paper Nr. 840022

- Inaba, A.; Miyajima, M.: Design Concept of Front Suspension Compliance Application to the Bluebird 910 with Examination of Steering Shimmy.
(75) In: International Journal of Vehicle Design, 3 (1982) 4. - S. 411-423
- Jennings, G.: A Study of Motorcycle Suspension Damping Characteristics. Warrendale 1974,
(76) SAE Paper Nr. 740628
- Johnson, D.E.: Motorcycle Tire Development.
(77) In: Unterlagen des 2nd International Congress on Automotive Safety, 1973, San Francisco
- Käppler, W.-D.; Bernotat, R.: Wirksystem Fahrer-Fahrzeug - Umwelt. Köln 1985.
(78) In: Verkehrssicherheit und Wirksystem Fahrer-Fahrzeug-Umwelt / Herausgeber: TÜV Rheinland e.V.
- Kageyama, K.; Fu, H.: Experiments on Control Characteristics of a Motorcycle in Steady Turning, especially on the Effects of Lean in and Lean out.
(79) In: Bulletin of the Japanese Society of Automotive Engineers, 13 (1959) 10. - S. 41-45
- Kageyama, K.; Fu, H.; Kosa, F.: Experimental Study on Standing Stability of the Motorcycle.
(80) In: Bulletin of the Japanese Society of Mechanical Engineers, 5 (1962) 17. - S. 202-209
- Kageyama, K.; Fu, H.: Geometrical Analysis of Front-Wheel Behaviour of Single-Track Vehicles.
(81) In: Bulletin of the Japanese Society of Automotive Engineers, 18 (1964) 11. - S. 846-850
- Kageyama, K.: The Outlook of Improving Steering on Motorcycle.
(82) In: Unterlagen des 2nd International Congress on Automotive Safety, 1973, San Francisco
- Kamm, W.: Das Kraftfahrzeug.
(83) Springer Verlag, Berlin 1936
- Kane, T.R.: Fundamental Kinematical Relationships for Single-Track Vehicles.
(84) In: International Journal of Mechanical Science, 17 (1975) -. - S. 499-504

- Kane, T.R.: Kinematical Implications of Side Slip for Single-Track Vehicles. Warrendale 1977,
(85) SAE Paper Nr. 770056
- Kane, T.R.: Steady Turning of Single-Track Vehicles.
(86) Warrendale 1977, SAE Paper Nr. 770057
- Kane, T.R.: The Effects of Frame Flexibility on High Speed Weave of Motorcycles. Warrendale
(87) 1978, SAE Paper Nr. 780306
- Kane, T.R.; Man, G.K.: Characterization of Wheel-Roadway Interaction for Recreational Vehicles.
(88) Warrendale 1979, SAE Paper Nr. 790181
- Kane, T.R.: Experimental Investigation of Tire-Roadway Interaction. Warrendale 1980,
(89) SAE Paper Nr. 800154
- Kantrowitz, A.R.: Stability of Castering Wheels for Aircraft Landing Gears. Washington 1940,
(90) Report No. 686 des US National Advise Committee for Aeronautics
- Klein, F.; Sommerfeld, A.: Der Kreisel, Band 4
(91) (Anwendungen). Teubner Verlag, Leipzig 1910
- Kobayashi, T.: Man-Motorcycle Dynamics.
(92) In: Bulletin of the Society of Automotive Engineers of Japan, 28 (1974) 4. - S. 310-314
- Koch, H.: Stufenführerschein für motorisierte Zweiradfahrer. Bochum 1983, Heft 1 der
(93) Forschungshefte Zweiradsicherheit des Instituts für Zweiradsicherheit e.V.
- Koch, J.; Chenchanna, P.; Willumeit, H.-P.: Lenkverhalten des Fahrers von Zweiradfahrzeugen. Köln 1977
(94) In: Entwicklungslinien in der Kraftfahrzeugtechnik / Herausgeber: Bundesminister für Forschung und Technologie und Verein deutscher Ingenieure, Schriftenreihe Band 2 der VDI-Gesellschaft Fahrzeugtechnik
- Koch, J.: Experimentelle und analytische Untersuchungen des Motorrad - Fahrer - Systems.
(95) Technische Hochschule Berlin, Dissertation, Berlin 1980. Fortschritt-Bericht VDI-Zeitschrift, Reihe 12 Nr. 40

- Koch, J.: Experimentelle und analytische Untersuchungen des Motorrad - Fahrer - Systems.
(96) In: VDI-Zeitschrift, 122 (1980) 15/16 - S. 666
- Koenen, C.; Pacejka, H.B.: Vibrational Modes of Motorcycles in Curves.
(97) In: Unterlagen der International Motorcycle Safety Conference, 1980, Washington
- Koenen, C.; Pacejka, H.B.: Eigenschwingungen des Zweirades in der Kurvenfahrt. Köln 1981
(98) In: Sicherheit bei motorisierten Zweirädern / Herausgeber: TÜV Rheinland e.V.
- Koenen, C.; Pacejka, H.B.: The Influence of Frame Elasticity, Simple Rider Body Dynamics and Tyre Moments on Free Vibrations of Motorcycles in Curves.
(99) In: Unterlagen des 7th Symposium International Association for Vehicle System Dynamics, 1981, Cambridge
- Koenen, C.: The Dynamic Behaviour of a Motorcycle when Running Straight Ahead and when Cornering. Delft University, Dissertation, Delft 1983
(100)
- Kokoschinski, H.: Lenkgeometrie von Motorrädern.
(101) In: MOTORRAD, 30 (1978) 12, Sonderteil MOTORRAD-Technik
- Kondo, M.: Experimental Study on the Stability and Control of Single-Track Vehicles.
(102) In: Journal of the Japanese Society of Mechanical Engineers, 58 (1955) 442. - S. 827-833
- Kondo, M.; Nagaoka, A.; Yoshimura, F.: Theoretical Study on the Running Stability of the Two-Wheelers.
(103) In: Bulletin of the Japanese Society of Automotive Engineers, 17 (1963) 1. - S. 8 - 18
- Krämer, E.: Maschinendynamik. Springer Verlag, Berlin/Heidelberg/New York/Tokyo 1984
(104)
- Kraftfahrtechnisches Taschenbuch / Herausgeber: R. Bosch GmbH, 19. Auflage, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf 1984
(105)

- Krauter, A.I.: Steady-State Cornering of Two-Wheeled Vehicles.
(106) In: Journal of Applied Mechanics, 40 (1973) 9. - S. 819-821
- Kronthaler, P.: Stand und Tendenzen bei der Entwicklung von Motorradreifen.
(107) In: Unterlagen des Reifen-Kolloquiums des TÜV Bayern e.V., 1983, München
- Kuhlmann, A.: Auto und Verkehr bis 2000. Springer Verlag, Köln/Berlin/Heidelberg/New York/Tokyo 1984
(108)
- Maier, E.: Probleme am schwenkbaren Flugzeuggrad. Berlin-Adlershof 1943
(109) In: Technischer Bericht, Band 10 (1943), Heft 8. - S. 229-238 / Herausgeber: Zentrale für wissenschaftliches Berichtswesen der Luftfahrtforschung des Generalflugzeugmeisters
- Man, G.K.: Steady Turning of Two-Wheeled Vehicles. Stanford University, Dissertation, Stanford 1979
(110)
- Man, G.K.; Kane, T.R.: Steady Turning of Two-Wheeled Vehicles. Warrendale 1979, SAE Paper (111) Nr. 790187
- Marquard, E.: Schwingungsdynamik des schnellen Straßenfahrzeugs. Giradet Verlag, Essen 1952
(112)
- Mauk, G.: Motorradreifen. Bonn 1976
(113) In: Technologien für die Sicherheit im Straßenverkehr / Herausgeber: Bundesminister für Forschung und Technologie
- Mauk, G.: Entwicklungstendenzen bei Motorradreifen. Köln 1981
(114) In: Sicherheit bei motorisierten Zweirädern / Herausgeber: TÜV Rheinland e.V.
- Mc Caw, G.T.: On the Steering of the Bicycle.
(115) In: The Engineer, - (1898) Dezember. - S. 557
- Mc Kibben, J.S.: Motorcycle Dynamics - Fact, Fiction and Folklore. Warrendale 1978, SAE (116) Paper Nr. 780309

- Mc Kibben, J.S.: Motorcycle Suspension Design - State - of - the - Art - Survey.
(117) Warrendale 1983, SAE Paper Nr. 830152
- Meier-Windhorst, A.: Flatterschwingungen von Zylindern im gleichmäßigen Flüssigkeitsstrom.
(118) München/Berlin 1939.
In: Heft 9 der Mitteilungen des Hydraulischen Instituts der Technischen Hochschule München
- Michel, R.-P.: Fahrdynamische Grundlagen schneller Einspurfahrzeuge, Fahrstabilität - Handling, daraus resultierende Anforderungen des Fahrzeugherstellers an die Reifen.
(119) In: Unterlagen des Reifen-Kolloquiums des TÜV Bayern e.V., 1983, München
- Michel, R.-P.: Heutiger Stand und zukünftige Möglichkeiten der Sicherheitsmerkmale.
(120) In: Unterlagen des Fachgesprächs Sicherheitsfragen bei schnellen Motorrädern, 1984, Isenbüttel
- Michel, R.-P.: Probleme der Motorradsicherheit.
In: Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik,
(121) 23 (1985) 1. - S. 27-30
- Michel, R.-P.: Grundbegriffe der Fahrdynamik eines Zweiradfahrzeuges.
(122) In: Unterlagen des 1. Workshops zur Zweiradsicherheit des Instituts für Zweiradsicherheit e.V., 1983, Bochum
- Mitschke, M.: Betrachtungen zum heutigen Stand des Regelkreises Fahrer - Fahrzeug. Düsseldorf
(123) 1984.
In: Fahrdynamik und Federungskomfort / Herausgeber: VDI-Gesellschaft Fahrzeugtechnik, VDI-Bericht 546
- Motorcycle Dynamics and Rider Control / Herausgeber:
(124) SAE, Warrendale 1978, SAE SP - 428
- Mühlfeld, A.: Entwicklung eines hochfrequenztechnischen Verfahrens für Reifen- und Schwingungsmessungen. Technische Universität Braunschweig, Dissertation, Braunschweig 1949

- Mühlfeld, A.: Die Lenkung des Kraftrades.
In: Automobiltechnische Zeitschrift,
(126) 53 (1951) 10. - S.249-252
- Müller, E.: Die Vorderradführung an Krafträdern.
In: Kraftfahrzeugtechnik, 20 (1970) 4. -
(127) S. 108-110
- Murdock, J.W.: Power Test Code Thermometer Wells.
In: Journal of Engineering Power, Transactions of the ASME, - (1959) 10. -
(128) S. 403-416
- Nishimi, T; Aoki, A.; Katayama, T.: Analysis of Straight Running Stability of Motorcycles.
(129) In: Unterlagen der 10th International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles, 1985, Oxford
- Otto, W.M.: Effect of Motorcycle Accessories on Stability.
(130) In: Unterlagen der International Motorcycle Safety Conference, 1980, Washington
- Pacejka, H.B.: Analysis of the Wheel Shimmy Phenomenon. Delft 1965/66.
(131) In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Band 180, Teil 2A, Nr. 10. - S. 251-263
- Pacejka, H.B.: The Wheel Shimmy Phenomenon, Theoretical and Experimental Investigation.
(132) Technische Hochschule Delft, Dissertation, Delft 1966
- Pacejka, H.B.: Tyre Factors and Front Wheel Vibrations. Delft 1978, Bericht WTHD 109 des
(133) Laboratorium voor Voertuigtechniek Delft
- Pacejka, H.B.: Motorcycle Tire Modelling.
In: Unterlagen der 20. Tagung der Carl Cranz Gesellschaft, 1982, Oberpfaffenhofen
(134)
- Pachernegg, S.; Michel, R.-P.: Fahrstabilität bei Motorrädern.
(135) In: Automobil-Industrie, 27 (1982) 3. - S. 341-345
- Pearsall, R.H.: The Stability of a Bicycle.
In: The Institution of Automobile Engineers,
(136) 17 (1922/23) -.- S. 395-404

- Prem, H.; Good, M.C.: A Rider Lean Steering Mechanism for Motorcycle Control.
(137) In: Unterlagen des 8th Symposium International Association for Vehicle System Dynamics, 1983, Cambridge
- Prem, H.: Motorcycle Rider Skill Assessment. University of Melbourne, Dissertation,
(138) Melbourne 1985
- Quirder, K.W.; Resch, H.F.; Schmauch, L; u.a.: Vergleichende Untersuchungen der Fahrstabilität und der Torsionssteifigkeit von Motorrädern. Frankfurt 1981, Bericht BF - V - 64.492 - 3 des Battelle-Institutes e.V.
(139)
- Quirder, K.W.; Wünscher, H.-V.: Datenerfassung und -Verarbeitung zur Messung der Fahrstabilität von Motorrädern - Vergleichende Untersuchungen.
(140) In: Unterlagen der Veranstaltung Meßdatenverarbeitung im Fahrversuch, 1983, Essen
- Rankine, W.J.M.: On the Dynamical Principles of the Motion of Velocipedes.
(141) In: The Engineer, - (1869) August/September. - S. 79/129/153/175
- Rice, R.S.; Davis, J.A.; Kunkel, D.T.: Accident - Avoidance Capabilities of Motorcycles.
(142) Buffalo/Washington 1976, Final Report No. DOT HS - 801810 prepared for National Highway Traffic Safety Administration, US Department of Transportation
- Rice, R.S.; Kunkel, D.T.: Accident Avoidance Capabilities of Motorcycles - Lane Change Maneuver Simulation and Full Scale Test. Buffalo/Washington 1976, Final Report No. DOT HS - 802062 prepared for National Highway Safety Administration, US Department of Transportation
(143)
- Riedl, K; Lugner, P.: Nähere Untersuchungen zur stationären Kurvenfahrt von Einspurfahrzeugen.
(144) In: Vehicle System Dynamics 11 (1982) 3. - Seite 175-193

- Roe, G.E.; Thorpe, T.E.: Experimental Investigation of the Castor Parameters Affecting the Stability of Road Wheels.
(145) In: Journal of Mechanical Engineering Science, 15 (1973) 5. - S. 365-369
- Roe, G.E.: Theory of Castor Oscillations.
(146) In: Journal of Mechanical Engineering Science, 15 (1973) 5. - S. 379-381
- Roe, G.E.; Thorpe, T.E.: A Solution of the Low-Speed Wheel Flutter Instability in Motorcycles.
(147) In: Journal of Mechanical Engineering Science, 18 (1976) 2. - S. 57-65
- Roe, G.E.; Pickering, V.M.; Zinober, A.: The Oscillations of a Flexible Castor, and the Effect of Front Fork Flexibility on the Stability of Motorcycles. Warrendale 1978, SAE Paper Nr. 780307
(148)
- Roe, G.E.; Thorpe, T.E.: Improvements to the Stability, Handling and Braking Performance of High-Performance Motorcycles.
(149) In: Unterlagen der International Motorcycle Safety Conference, 1980, Washington
- Roland, D.: Simulation Study of Motorcycle Stability at High Speed.
(150) In: Unterlagen des 2nd International Congress on Automotive Safety, 1973, San Francisco
- Rüter, G; Stollp, D.; Willmerding, G.: Der Mensch als Fahrzeugführer, kybernetisches Verhalten und dessen Simulation. Köln 1976, Bericht zum Forschungsprojekt 7441 der Bundesanstalt für Straßenwesen
(151)
- Sakai, H.: Cornering Properties of Motorcycle Tires.
(152) In: Bulletin of the Japanese Society of Automotive Engineers, 21 (1967) 11. - S. 1115 - 1121
- Sakai, H.; Kanaya, O.; Iijima, H.: Effect of Main Factors on Dynamic Properties of Motorcycle Tires. Warrendale 1979, SAE Paper 790259
(153)
- Satake, M.: Possibilities of Improving Safety for Motorcycle Tires.
(154) In: Unterlagen des 2nd International Congress on Automotive Safety, 1973, San Francisco

- Schmid, J.: Das neue Laboratorium für Kraftfahrwesen der Hochschule der Bundeswehr Hamburg.
(155) In: Automobiltechnische Zeitschrift, 84 (1982) 1. - S. 29-34
- Schüler, F.; Bayer, B.; Mattern, M; u.a.: Der Körperanprall gegen Schutzplanken beim Verkehrsunfall motorisierter Zweiradbenutzer.
(156) Bochum 1984, Heft 2 der Schriftenreihe Zweiradsicherheit des Instituts für Zweiradsicherheit e.V.
- Schwarz, R.: Accident Avoidance Characteristics of Unconventional Motorcycle Configurations.
(157) Warrendale 1980, SAE Paper Nr. 790258
- Scruton, C.: Wind - Excited Oscillations of Tall Stacks.
(158) In: The Engineer, - (1955) 6. - S. 806-808
- Segel, L.; Wilson, R.: Requirements Describing the Mechanics of Tires Used on Single - Track Vehicles.
(159) In: The Dynamics of Vehicles, - (1975) -. - S. 173-186
- Segel, L.: Demands on Braking Performance and Directional Stability of Motorcycles. Köln 1981.
(160) In: Sicherheit bei motorisierten Zweirädern / Herausgeber: TÜV Rheinland e.V.
- Seibert, W.: Über den Einfluß der Radaufhängung einachsiger Pkw-Anhänger auf die Fahreigenschaften des Pkw-Anhängerzuges, dargestellt am Beispiel des Caravan. Technische Hochschule Darmstadt, Dissertation, Darmstadt 1983
- Sharp, R.S.: The Stability and Control of Motorcycles.
(162) In: Journal of Mechanical Engineering Science, 13 (1971) 5. - S. 316-329
- Sharp, R.S.: Research Note: The Influence of Frame Flexibility on the Lateral Stability of Motorcycles.
(163) In: Journal of Mechanical Engineering Science, 16 (1974) 2. - S. 117-120
- Sharp, R.S.: Communication on the Paper: "Theory of Castor Oscillations".
(164) In: Journal of Mechanical Engineering Science, 17 (1975) 1. - S. 42-44

- Sharp, R.S.: Communication on the Paper: "Experimental Investigation of ...".
(165) In: Journal of Mechanical Engineering Science, 17 (1975) 3. - S. 177
- Sharp, R.S.: The Dynamics of Single Track Vehicles.
(166) In: Vehicle System Dynamics, 5 (1975/76) -. - S. 67-77
- Sharp, R.S.: The Influence of the Suspension System on Motorcycle Weave Mode Oscillations.
(167) In: Vehicle System Dynamics, 5 (1976) -. - S. 147-154
- Sharp, R.S.: The Stability of Motorcycles in Acceleration and Deceleration.
(168) In: Unterlagen der Conference on Braking of Road Vehicles, 1976, Loughborough
- Sharp, R.S.; Jones, C.J.: The Straight-Running Stability of Single Track Vehicles.
(169) In: Unterlagen des 5th Symposium International Association for Vehicle System Dynamics, 1977, Wien
- Sharp, R.S.: A Review of Motorcycle Steering Behaviour on Straight Line Stability Characteristics.
(170) Warrendale 1978, SAE Paper Nr. 780303
- Sharp, R.S.; Alstead, C.J.: The Influence of Structural Flexibilities on the Straight-Running Stability of Motorcycles.
(171) In: Vehicle System Dynamics, 9 (1980) 6. - S. 327-357
- Sharp, R.S.: A Brief Commentary on the Paper: "The Effect of ...".
(172) In: Vehicle System Dynamics, 10 (1981) 1. - S. 37-38
- Sharp, R.S.; Alstead, C.J.: Frequency Response of Motorcycles to Steering Torque Inputs and to Front Wheel and Tire Imperfections.
(173) In: Unterlagen der Road Vehicle Handling Conference des Institute of Mechanical Engineering, 1983

- Shibli, F.: Bestimmung der Sitzposition und Körperhaltung von Zweiradfahrern für charakteristische Zweirad-Fahrerplatzkonfigurationen. Opladen 1982, Forschungsbericht Nr. 3139 des Landes Nordrhein-Westfalen
(174)
- Singh, D.V.: Advanced Concepts of the Stability of Two-Wheeled Vehicles - Application of Mathematical Analysis to Actual Vehicles.
(175) University of Wisconsin, Dissertation, Wisconsin 1964
- Singh, D.V.; Goel, V.K.: Stability of Rajdoot Scooter. Warrendale 1971, SAE Paper Nr. 710273
(176)
- Singh, D.V.; Goel, V.K.: Stability of Single Track Vehicles.
(177) In: Unterlagen des IUTAM Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Railway Tracks, 1975, Delft
- Singh, D.V.; Goel, V.K.: Stability of Single Track Vehicles.
(178) In: The Dynamics of Vehicles, - (1975) -. - S. 187-196
- Smiley, R.F.: Correlation, Evaluation and Extension of Linearized Theories for Tire Motion and Wheel Shimmy. Langley Field 1957, Report 1299 des Langley Aeronautical Laboratory
(179)
- Spierings, P.T.J.: The Effect of Lateral Front Fork Flexibility on the Vibrational Modes of Straight Running Single-Track Vehicles.
(180) In: Vehicle System Dynamics. 10 (1981) 1. - S. 21-35
- Spörner, A.: Experimentelle und mathematische Simulation von Motorradkollisionen im Vergleich zum realen Unfallgeschehen. Technische Universität München, Dissertation, München 1982
(181)
- Study on Procedure for Determining Maximum Bank Angle of Motorcycle. ISO/TC 22/SC 22/WG 21
(182) (Jap -23) 61 E und ISO/TC 22/SC 23/WG 6 (Jap -23) 33E, 1983

- Taguchi, M.: Preliminary Test Report on the Controllability and Stability of Experimental Safety Motorcycle.
(183) In: Unterlagen der 2nd International Motorcycle Safety Conference, 1975, Washington
- Takahashi, T.; Yamada, Y.; Nakamura, T.: Experimental and Theoretical Study of the Influence of Tires on Straight-Running Motorcycle Weave Response. Warrendale 1984, SAE Paper Nr. 840248
(184)
- Tandhasetti, J.: Untersuchungen am Motorradrahmen. Berlin 1976, Studienarbeit Nr. 14/76 am Institut für Landverkehrsmittel der Technischen Universität Berlin
(185)
- Taylor, D.L.; Adiele, C.: Dynamic Stability of Motorcycles During Cornering.
(186) In: Unterlagen der International Motorcycle Safety Conference, 1980, Washington
- Thomson, B.; Rathgeber, H.: Automated Systems Used for Rapid and Flexible Generation of Vehicle Simulation Models Exemplified by a Verified Passenger Car and a Motorcycle Model.
(187) In: Vehicle System Dynamics, 12 (1983) 1 - 3. - S. 166-171
- Troeber, H.: Unfall-Reparatur-Möglichkeiten an Motorrädern.
(188) In: Unterlagen der 9. Fachtagung Münchner Arbeitskreis für Straßenfahrzeuge, 1984, München
- Trzebiatowsky, H.: Motorräder, Motorroller, Mopeds und ihre Instandhaltung. Verlag Dr. Pfanneberg und Co., Gießen 1955
(189)
- Van Lunteren, A.; Stassen, H.G.: The Bicycle Simulator. Delft 1973, Progress Report
(190) January 1970 until January 1973 of the Man - Machine Systems Group Delft
- Verma, M.K.: Theoretical and Experimental Investigations of Motorcycle Dynamics. The University of Michigan, Dissertation, Michigan 1978
(191)

- Von Schlippe, B.; Dietrich, R.: Zur Mechanik des Luftreifens.
(192) Dessau 1941
- Watanabe, Y; Yoshida, K.: Motorcycle Handling Performance for Obstacle Avoidance.
(193) In: Unterlagen des 2nd International Congress on Automotive Safety, 1973, San Franzisco
- Watanabe, Y.; Segel, L.: Comparison of Linear Analysis with Experiment for a Single-Track Vehicle in a Steady Turn.
(194) In: Unterlagen der International Motorcycle Safety Conference, 1980, Washington
- Weir, D.H.: Motorcycle Handling Dynamics and Rider Control and the Effect of Design Configuration on Reponse and Performance. University of California, Dissertation, Los Angeles 1972
(195)
- Weir, D.H.: A Manual Control View of Motorcycle Handling.
(196) In: Unterlagen des 2nd International Congress on Automotive Safety, 1973, San Franzisco
- Weir, D.H.; Zellner, J.W.: Lateral - Directional Motorcycle Dynamics and Rider Control.
(197) Warrendale 1978, SAE Paper Nr. 780304
- Weir, D.H.; Zellner, J.W.: Experimental Investigation of the Transient Behavior of Motorcycles.
(198) Warrendale 1979, SAE Paper Nr. 790266
- Weir, D.H.; Zellner, J.W.; Teper, G.L.: Motorcycle Handling (Volume II).
(199) Hawthorne/Washington 1978, Final Report No. DOT Hs - 804191 prepared for National Highway Traffic Safety Administration, US Department of Transportation
- Weir, D.H.; Zellner, J.W.: The Performance of a Top Fuel Drag Motorcycle. Warrendale 1983,
(200) SAE Paper Nr. 830157
- Whipple, F.J.W.: Stability of the Motion of a Bicycle.
(201) In: The Quarterly Journal of Pure and Applied Mathematics, 30 (1898) 4. - S. 312-348

- Wiegner, P.: Leistungsgrenzen bei der Führung von Motorrädern.
(202) In: Zeitschrift für Verkehrssicherheit, 28 (1982) 3. - S. 117-126
- Wigan, M.R.: Bibliography and Recommendations for Applications of Research. Vermont 1979,
(203) Australian Road Research Board Report ARR No. 94
- Willumeit, H.-P.; Chenchanna, P.; Koch, J.: Untersuchungen von Pendelschwingungen am Zweiradfahzeug, dynamische Reifenkennlinien von Motorradreifen. Berlin 1976, Forschungsbericht Nr. 215 des Instituts für Landverkehrsmittel der Technischen Universität Berlin
(204)
- Willumeit, H.-P.; Reuter, W.: Literaturanalyse zur Fahrsicherheit motorisierter Zweiräder.
(205) Berlin 1981/82, Schlußbericht Nr. 290 des Instituts für Landverkehrsmittel der Technischen Universität Berlin zum Forschungsprojekt FP 7807 im Auftrag der Bundesanstalt für Straßenwesen
- Wilson-Jones, R.A.: Steering and Stability of Single-track Vehicles.
(206) In: Institution of Mechanical Engineers, Automobile Division, - (1951-53) - . - S. 191-213
- Winkler, C.B.; Hagan, M.R.: A New Facility for Testing Motorcycle Tires. Warrendale 1983,
(207) SAE Paper Nr. 830154
- Winkler, E.: Fahrverhalten von Motorrädern. Bonn 1976
(208) In: Technologien für die Sicherheit im Straßenverkehr / Herausgeber: Bundesminister für Forschung und Technologie
- Wintergerst, E.: Die technische Physik des Kraftwagens. Springer-Verlag,
(209) Berlin/Göttingen/Heidelberg/München 1961

- Wolfer, B.: Unfallvermeidungsstrategien untersucht mit Leichtkraftrad und Motorrad sowie (210) mit verschiedenen Fahrern.
In: Unterlagen des 1. Workshops zur Zweiradsicherheit des Instituts für Zweiradsicherheit e.V., 1983, Bochum
- Yoshida, K.; Kamiya, T.: Stability and Controllability of Motorcycles.
(211) In: Bulletin of the Japanese Society of Automotive Engineers, 26 (1972) 7. - S. 866-872
- Zellner, J.W.; Weir, D.H.: Moped Directional Dynamics and Handling Qualities.
(212) Warrendale 1979, SAE Paper Nr. 790260
- Zomotor, A.; Kuhn, W.: Beitrag zur Verbesserung der Aktiven Sicherheit von Personenwagen - (213) Caravan - Zügen.
In: Automobiltechnische Zeitschrift, 84 (1982) 11. - S. 565-570

LEBENS LAUFBernward Erich Bayer

06.11.1953 geboren in Aschaffenburg/Main

Vater: Franz A. Bayer

Mutter: Hilde A. Bayer,
geborene Frankenberger

Familienstand:
verheiratet seit 26.09.1980 mit
Christa M. Bayer,
geborene Schickedanz

zwei Kinder:
Matthias F. Bayer,
geboren am 05.06.1981;
Sebastian A. Bayer,
geboren am 04.12.1984

Ausbildung:

1960-1964 Grundschule in Aschaffenburg
1964-1973 Neusprachliches Gymnasium in
Aschaffenburg, Abschluß mit
Reifeprüfung

1973-1980 Studium des Maschinenbaues an der
Technischen Hochschule Darmstadt,
Abschluß als Diplom-Ingenieur

Berufliche Tätigkeiten

1980-1985 Wissenschaftlicher Mitarbeiter
am Fachgebiet Fahrzeugtechnik
der Technischen Hochschule
Darmstadt

ab 1986 Entwicklungsingenieur bei der
Metzeler Kautschuk GmbH/München

**Bisher erschienen in der
Reihe „Forschungshefte
Zweiradsicherheit“**

**1. Stufenführerschein für
motorisierte Zweirad-
fahrer. Synopse der vor-
liegenden Modelle und
Untersuchung der em-
pirischen Grundlagen
von Hubert Koch
(vergriffen)**

**2. Der Körperanprall ge-
gen Schutzplanken beim
Verkehrsunfall motorisier-
ter Zweiradbenutzer
von Florian Schüler
Bernward Bayer
Rainer Mattern
Michael Helbling**

**3. Der Motorradunfall –
Beschreibung, Analyse,
Prävention
herausgegeben
von Hubert Koch**

**Demnächst erscheint
in dieser Reihe:**

**Passive Sicherheit
für Zweiradfahrer.
Referate des
2. Bochumer Workshops
für Zweiradsicherheit.**

ISBN: 3-88314-549-1
ISSN: 0175-2626