

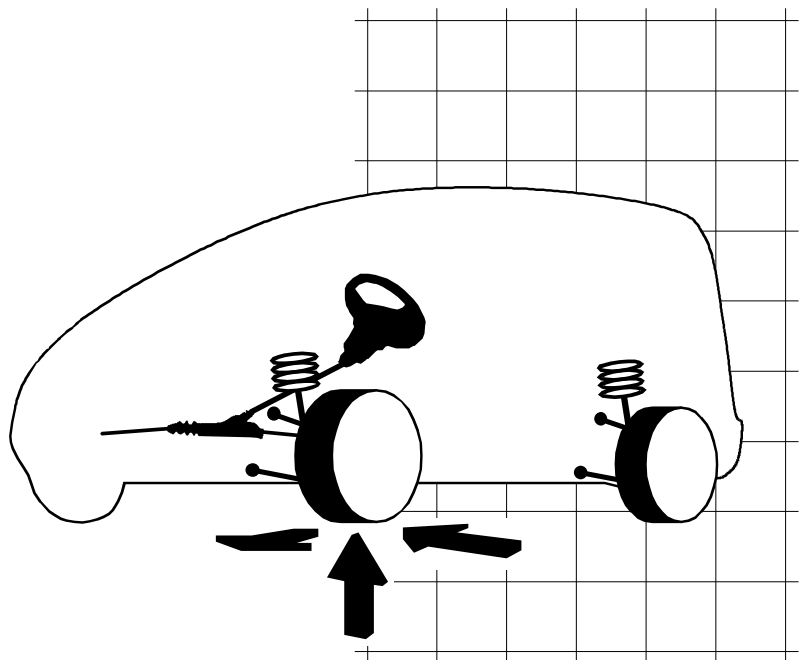
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Henning Wallentowitz

SCHRIFTENREIHE AUTOMOBILTECHNIK

Henning Wallentowitz

Vertikal- / Querdynamik von Kraftfahrzeugen

Federungssysteme ●
Fahrverhalten ●
Lenkung ●
Radaufhängung ●



Vorlesungsumdruck Fahrzeugtechnik II

Herausgeber

Univ.-Prof. Dr.-Ing., Professor e.h. (CHN) Henning Wallentowitz
Institut für Kraftfahrwesen Aachen RWTH Aachen
Steinbachstr. 7 D-52074 Aachen

Tel. 0241-80 25 600
Fax 0241-80 22 147
e-mail office@ika.rwth-aachen.de
internet <http://www.ika.rwth-aachen.de>

Verlag + Vertrieb

Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen mbH
Steinbachstr. 7 D-52074 Aachen

Tel. 0241-88 61 -0
Fax 0241-88 61 -110
e-mail Info@fka.de
internet <http://www.fka.de>

Redaktion

Priv.-Doz. Dr.-Ing. Jan Welm Biermann

Druck

Kartographie und Druck Peter List, Aachen

ISBN 3-925 194-35-5

7. Auflage / Aachen, Januar 2005

© ika

Nachdruck, photomechanische und elektronische
Wiedergabe / Bearbeitung und Übersetzung vorbehalten



**Lehre,
Forschung & Entwicklung
für innovative Mobilität**

100
1902-2002
Jahre

ika
RWTH

**INSTITUT FÜR
KRAFTFAHRWESEN
AACHEN**

Vorwort

In der Schriftenreihe "Automobiltechnik" werden ausgesuchte Arbeiten aus Lehre und Forschung des ika - Institut für Kraftfahrwesen Aachen der RWTH Aachen veröffentlicht. Sie wird in zwangloser Reihenfolge erweitert und richtet sich an kraftfahrzeugtechnisch interessierte Leser.

Dieser Band ist als Begleitbuch zur Vorlesung " Fahrzeugtechnik II " konzipiert und wurde von einem Team des Instituts bearbeitet.



Univ.-Prof. Dr.-Ing., Professor e.h. (CHN) Henning Wallentowitz

Inhaltsverzeichnis**1. VERTIKALDYNAMIK (Federung)**

<u>1.1</u>	<u>Federung - Anforderungen und Realisierungsmöglichkeiten</u>	1
<u>1.2</u>	<u>Fahrbahn als Anregung</u>	3
1.2.1	Spektrale Dichte der Fahrbahnunebenheiten	6
1.2.2	Meßtechnische Erfassung von Fahrbahnunebenheiten	9
<u>1.3</u>	<u>Komponenten des Gesamtsystems Federung</u>	13
1.3.1	Reifen	13
1.3.2	Aufbaufedern	20
1.3.1.1	Blattfedern	20
1.3.2.2	Drehstabfedern	26
1.3.2.3	Schraubenfedern	29
1.3.2.4	Gasfedern	33
1.3.3	Schwingungsdämpfer	43
1.3.4	Sitze	56
1.3.5	Schwingungsbewertung durch den Menschen	57
<u>1.4</u>	<u>Einrad-Federungsmodell</u>	63
1.4.1	Einmassen-Ersatzsystem	65
1.4.2	Zweimassen-Ersatzsystem	67
1.4.2.1	Parameterstudie Pkw-Federung	73
1.4.2.2	Parameterstudie Lkw-Federung	85
1.4.3	Erweiterung um Sitzfederung	87

<u>1.5 Einspur-Federungsmodell</u>	89
1.5.1	Zweiachsfahrzeug mit biegesteifem Aufbau 89
1.5.1.1	Anregung durch realen Unebenheitsverlauf 91
1.5.1.2	Massen- und Federkopplung 94
1.5.2	Zweiachsfahrzeug mit zusätzlichen Freiheitsgraden 99
<u>1.6 Zweispur-Federungsmodell</u>	102
1.6.1	Wankfederung 102
1.6.1.1	Stabilisator und Ausgleichsfeder 104
1.6.1.2	Fahrzeugkonzeption und Federungseigenschaften 106
1.6.2	Verwindung des Aufbaus 108
1.6.3	Trampeln von Starrachsen 110
<u>1.7 Methoden der Federungsuntersuchung</u>	112
2. QUERDYNAMIK (Fahrstabilität)	
<u>2.1 Anforderungen an das Fahrverhalten</u>	118
<u>2.2 Reifen</u>	121
2.2.1	Anforderungen an den Reifen 121
2.2.2	Reifenkonstruktion 122
2.2.2.1	Diagonalreifen 125
2.2.2.2	Radialreifen 126
2.2.3	Kraftübertragung in Umfangsrichtung 128
2.2.4	Kraftübertragung in Querrichtung 134
2.2.4.1	Seitenkräfte und Rückstellmomente durch Schräglauf 134
2.2.4.2	Seitenkräfte und Rückstellmomente durch Radsturz 139
2.2.5	Überlagerung von Seiten- und Umfangskräften 141
2.2.6	Instationäres Reifenverhalten 143

<u>2.3</u>	<u>Einspur-Fahrzeugmodell</u>	149
2.3.1	Stationäre Kreisfahrt	153
2.3.2	Instationäres Verhalten	160
2.3.3	Fahrzeug als Regelkreiselement	164
2.3.3.1	Statisches Verhalten der Regelstrecke Fahrzeug	164
2.3.3.2	Dynamisches Verhalten der Regelstrecke Fahrzeug	166
<u>2.4</u>	<u>Vierrad-Fahrzeugmodell</u>	173
2.4.1	Modellformulierung	173
2.4.2	Testverfahren und Bewertungskriterien für das Fahrverhalten	176
2.4.3	Parameterstudie zum Lenkverhalten (PKW)	178
2.4.3.1	Schwerpunkthöhe	184
2.4.3.2	Schwerpunktlage	189
2.4.3.3	Wankachse	190
2.4.3.4	Wankfederverteilung	192
2.4.3.5	Sturz- und Spurwinkel	194
2.4.3.6	Traktion (Antriebskonzept)	201
2.4.3.7	Hinterachs-Zusatzlenkung	204
2.4.4	Einfluß längsdynamischer Vorgänge auf die Querdynamik	211
2.4.4.1	Beschleunigung bei Kurvenfahrt	212
2.4.4.2	Lastwechsel bei Kurvenfahrt	213
2.4.4.3	Bremsen bei Kurvenfahrt	217
2.4.4.4	Bremsen auf Fahrbahnen mit unterschiedlich griffigen Fahrspuren (μ -split)	219
<u>2.5</u>	<u>Lenkung</u>	221
2.5.1	Anforderungen an die Lenkung	222
2.5.1.1	Fahrerbezogene Anforderungen	222
2.5.1.2	Fahrzeugbezogene Anforderungen	225

IV

2.5.2	Kennwerte der Vorderradeinstellung	226
2.5.3	Lenkkinematik	237
2.5.3.1	Statische Lenkungsauslegung	238
2.5.3.2	Dynamische Lenkungsauslegung	239
2.5.4	Lenkwinkel-Lenkmoment-Diagramm	240
2.5.5	Lenkungselastizität	242
2.5.6	Bauteile der Lenkung	243
2.5.6.1	Lenkgetriebe ohne Hilfskraft	244
2.5.6.2	Servolenkung	246
2.6	<u>Radaufhängung</u>	250
2.6.1	Grundbauformen der Radaufhängungen	250
2.6.2	Kinematik der Radaufhängungen	252
2.6.2.1	Wankpol	256
2.6.2.2	Brems- und Anfahr-Nickaustgleich	260
2.6.3	Elasto-Kinematik	263
2.6.4	Anforderungen an die Radaufhängung	265
2.6.4.1	Fahrverhalten	266
2.6.4.2	Komfort	268
2.6.5	Starrachsen	270
2.6.6	Halbstarre Achsen	274
2.6.7	Einzelradaufhängungen	279
2.6.7.1	Pendelachsen	279
2.6.7.2	Längslenker-Radaufhängung	281
2.6.7.3	Schräglenker-Radaufhängung	283
2.6.7.4	Doppel-Querlenker-Radaufhängung	286
2.6.7.5	Federbein-Radaufhängung	290
2.6.7.6	Viel-Lenker-Radaufhängung	295

Formelzeichen:

A	Fläche
a	Beschleunigung
a_y	Querbeschleunigung
a, b	Fourier-Koeffizienten
b	Blattfederbreite
c	Federsteifigkeit
c_R	Reifenfedersteifigkeit
c_s	resultierende Schräglaufsteifigkeit
c_w	Luftwiderstandsbeiwert
c_α	Reifenschräglaufsteifigkeit
D	Dämpfungsmaß
D_R	Reifendämpfungsmaß
E	Elastizitätsmodul
EG	Eigenlenk-Gradient
F	Kraft
F_{An}	Antriebskraft
F_B	Bremskraft
F_D	Dämpferkraft
F_{dyn}	dynamische Radlast
F_e	Eigenfrequenz
F_F	Federkraft
F_{Flieh}	Fliehkraft
F_R	Radlast
F_R	Reibkraft
F_{Rstat}	statische Radlast
F_S	Seitenführungskraft
$F_{Stoß}$	Stoßkraft
F_U	Umfangskraft
F_α	Schräglauf-Seitenkraft
F_γ	Sturz-Seitenkraft
f	Frequenz
f_e	Eigenfrequenz
f_F	Federzusammendrückung
G	Fahrzeuggewicht
G	Schubmodul
g	Erdbeschleunigung
G_A	Achslast
G_R	Radlast
h	Schwerpunkthöhe
\hat{h}	Unebenheitsamplitude
\bar{h}^2	mittlere Leistung der Unebenheiten

Δh	Abstand Wankachse-Straße in der Schwerpunkzebene
h_1, h_2	Momentanpolhöhe vorn, hinten
h_{th}	theoretische Gasfederlänge
i	Trägheitsradius
i	Übersetzungsverhältnis
i_L	Lenkübersetzung
J	Flächenträgheitsmoment
J_P	polares Flächenträgheitsmoment
K	Wahrnehmungsstärke
k	Dämpfungskonstante
L	Wellenlänge
l	Radstand
l_h	Abstand Hinterachse-Schwerpunkt
l_v	Abstand Vorderachse-Schwerpunkt
m	Masse
m_{Ko}	Koppelmasse
M	Moment
M_L	Moment um die Lenkachse
M_α	Moment durch Schräglaufwinkel
M_γ	Moment durch Sturz
M_φ	Wankmoment
M_t	Torsionsmoment
n	Polytrophenexponent
n_1	geometrischer Nachlauf
n_2	Reifennachlauf
O	Kurvenmittelpunkt, Pol
P	Leistung
p	Druck
p_i	Reifendruck
\dot{Q}	Volumenstrom
R_{dyn}	dynamischer Radhalbmesser
r	Radius
r_L	Lenkrollradius
r', r''	Störkrafthebelarm
S	Schwerpunkt
s	Spurweite
s_F	Federspurweite
s_{lenk}	Lenkzapfenspurweite
T	Periodendauer
T	Tauchfaktor
T_D	Vorhalte-Zeitkonstante
T_1, T_2	Verzögerungszeitkonstanten
T_z	Zählerzeitkonstante

VII

t	Zeit
v	Geschwindigkeit
V	Volumen
V	Vergrößerungsfaktor
w	Welligkeit
X	Periodenlänge
X	Bremsnickausgleich
\hat{x}	Amplitude
\bar{x}	Mittelwert
x, y, z	Koordinatensystem
Z_F	Wasserfilmstärke
Z_R	Reifeneinfederung
α	Schräglaufwinkel
β	Schwimmwinkel
γ	Fadenwinkel am Reifen
γ	Sturz absolut
γ_{rel}	Sturz relativ zum Aufbau
δ	Lenkwinkel
δ_H	Lenkradwinkel
δ_V	Vorspurwinkel
ε	Bremsstützwinkel
ε	Phasenverschiebung
η	Frequenzverhältnis
Θ	Massenträgheitsmoment
λ	Umfangsschlupf
μ	Kraftschlußbeiwert
ν	Kurswinkel
υ	Nickwinkel
σ	Spreizungswinkel
τ	Nachlaufwinkel
τ	Schubspannung
φ	Wankwinkel
φ	Phasenwinkel
φ	Verdrehwinkel
Φ	Spektrale Leistungsdichte
ψ	Gierwinkel
ψ	Gierwinkelgeschwindigkeit
ω	Kreisfrequenz
ω_e	Eigenkreisfrequenz
Ω	Wegfrequenz

INDIZES

a	außen
A	Aufbau
An	Antrieb
bel	beladen
B	Bremse
char	charakteristisch
dyn	dynamisch
D	Dämpfungs-
Druck	Druckstufe
eff	effektiv
E	Erregung
ges	gesamt
i	innen
h	hinten
krit	kritisch
K	Kopf
l	links
leer	leer
N	Normal-
opt	optimal
q	quer
R	Rad
r	rechts
rel	relativ
res	Resonanzbereich
stab	Stabilisator
stat	stationär
S	Seiten-
S	Sitz
S	Schwerpunkt
tats	tatsächlich
tor	Torsion
v	vorn
x	in Richtung der x-Achse
y	in Richtung der y-Achse
z	in Richtung der z-Achse
Zug	Zugstufe

1. Vertikaldynamik (Federung)

1.1 Federung - Anforderungen und Realisierungsmöglichkeiten

Von Kraftfahrzeugen üblicherweise benutzte Fahrbahnen sind uneben. Diese Unebenheiten verursachen beim Befahren Vertikalbewegungen von Fahrzeug und Insassen.

Die Schnittstelle des Fahrzeugs zur Umwelt ist der auf der Fahrbahn abrollende Reifen. Gegenüber dem Reifenlatsch kleine Unebenheiten können durch die Reifenfederung kompensiert werden, wohingegen größere Unebenheiten eine vertikale Beschleunigung bzw. Auslenkung des Rades zur Folge haben. Um diese Beschleunigungen nicht ungemindert in den Aufbau weiterzuleiten, wird zwischen Rad und Aufbau ein längenveränderliches Element notwendig.

Das technologisch einfachste und gebräuchlichste längenveränderliche Element ist die Stahlfeder, deren Rückstellkraft eine Funktion der Längenänderung ist. Sie wird in der Regel zur Abfederung von Kraftfahrzeugen verwendet. Als Folge entstehen mit den beteiligten Massen schwingungsfähige Systeme, die ihrerseits zusätzliche dämpfende Elemente erfordern.

Die Aufbaufederung im Kraftfahrzeug hat die Aufgabe, diese Bewegungen zu reduzieren. Als maßgebliches Kriterium für die Qualität einer Federauslegung gelten:

- Federungskomfort für die Insassen (Effektivwert der auf die Insassen wirkenden Aufbaubeschleunigung)
- Ladegutbeanspruchung (Effektivwert der Aufbaubeschleunigung)
- Radlastschwankung (Effektivwert der dynamischen Radlast), die den Kraftschluß zwischen Reifen und Fahrbahn (d.h. die Fahrsicherheit) und die Fahrbahnbeanspruchung beeinflusst

Daneben hat eine Aufbaufederung im Kraftfahrzeug vielfältige, zum Teil gegensätzliche Anforderungen, zu erfüllen (**Bild 1.1-1**).

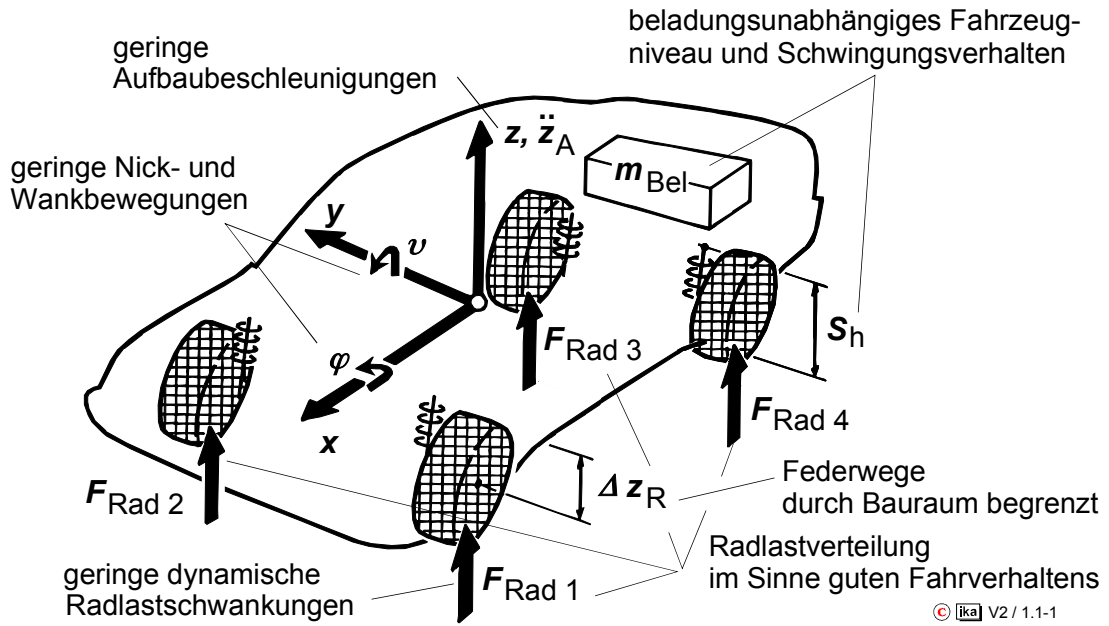


Bild 1.1-1: Anforderungen an ein Federungssystem im PKW

Ehe auf die fahrzeugtechnischen Feder- und Dämpferelemente eingegangen wird, werden zunächst die Fahrbahn und die mathematische Beschreibung ihrer Unebenheiten vorgestellt.

1.2 Fahrbahn als Anregung

Die Fahrbahnunebenheiten stellen im Frequenzbereich bis etwa 30 Hz die intensivste Erregerquelle für das Schwingungssystem Kraftfahrzeug dar. Die Fahrbahn regt einerseits durch Unebenheiten Vertikalbewegungen an und wird andererseits als deren Wirkung durch Radlastschwankungen beansprucht.

Im allgemeinen treten Fahrbahnunebenheiten als Anregung mit unterschiedlicher Amplitude und Wellenlänge in unregelmäßigen Abständen auf. Man spricht von einer stochastischen Fahrzeuganregung. Um die Wirkung der Fahrbahnunebenheiten auf das Schwingungssystem Kraftfahrzeug untersuchen zu können (siehe Kapitel 1.4), müssen diese zunächst mathematisch beschrieben werden.

Geht man im einfachsten Fall von einem harmonischen (sinusförmigen) Unebenheitsverlauf aus, bei dem die Fahrbahnunebenheiten mit der Amplitude \hat{h} in gleichen Abständen L aufeinanderfolgen, so ergibt sich ein Unebenheitsverlauf gemäß **Bild 1.2-1**.

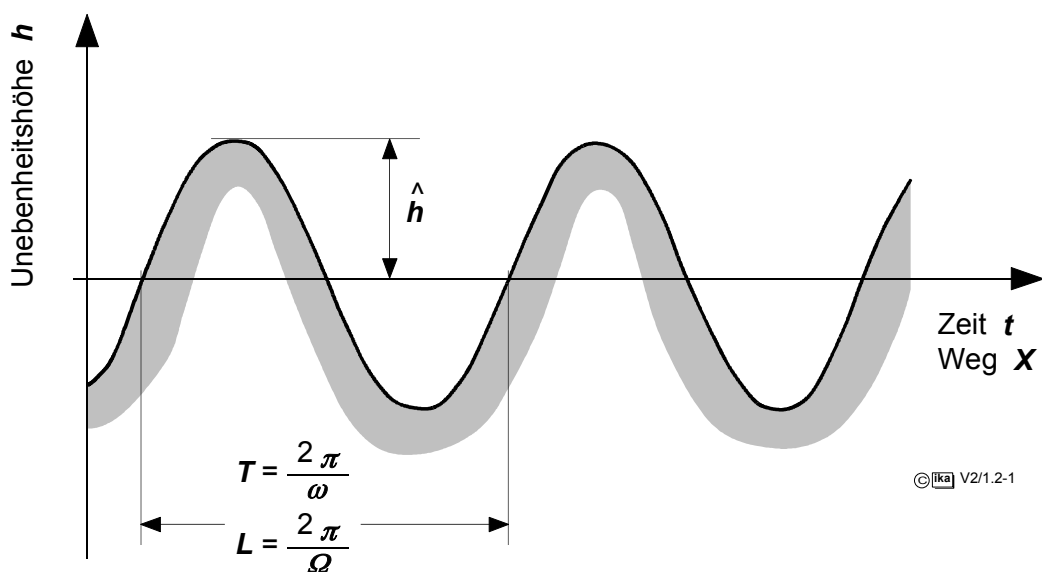


Bild 1.2-1: Sinusförmiger Unebenheitsverlauf

Die Unebenheitshöhe lässt sich wie folgt beschreiben:

$$h(x) = \hat{h} \cdot \sin(\Omega \cdot x + \varepsilon) \quad (1.2-1)$$

mit: $\Omega = \frac{2\pi}{L}$ als *Wegkreisfrequenz* und ε als *Phasenverschiebung*.

Beim Befahren dieser Fahrbahn mit konstanter Geschwindigkeit v lässt sich dieser wegabhängige Unebenheitsverlauf in einen zeitabhängigen umformulieren:

$$h(t) = \hat{h} \cdot \sin(\omega \cdot t + \varepsilon) \quad (1.2-2)$$

mit: ω als *Zeitkreisfrequenz*.

Aus der Gleichheit von $h(x)$ und $h(t)$ ergibt sich $\omega \cdot t = \Omega \cdot x$ und mit der Beziehung $x = v \cdot t$ folgt die Zeitkreisfrequenz zu:

$$\omega = v \cdot \Omega = 2\pi \frac{v}{L} \quad (1.2-3)$$

Der nächste Schritt bei der Beschreibung der Fahrbahnunebenheiten ist der Übergang zu einem nicht mehr rein sinusförmigen aber periodischen Unebenheitsverlauf, **Bild 1.2-2**.

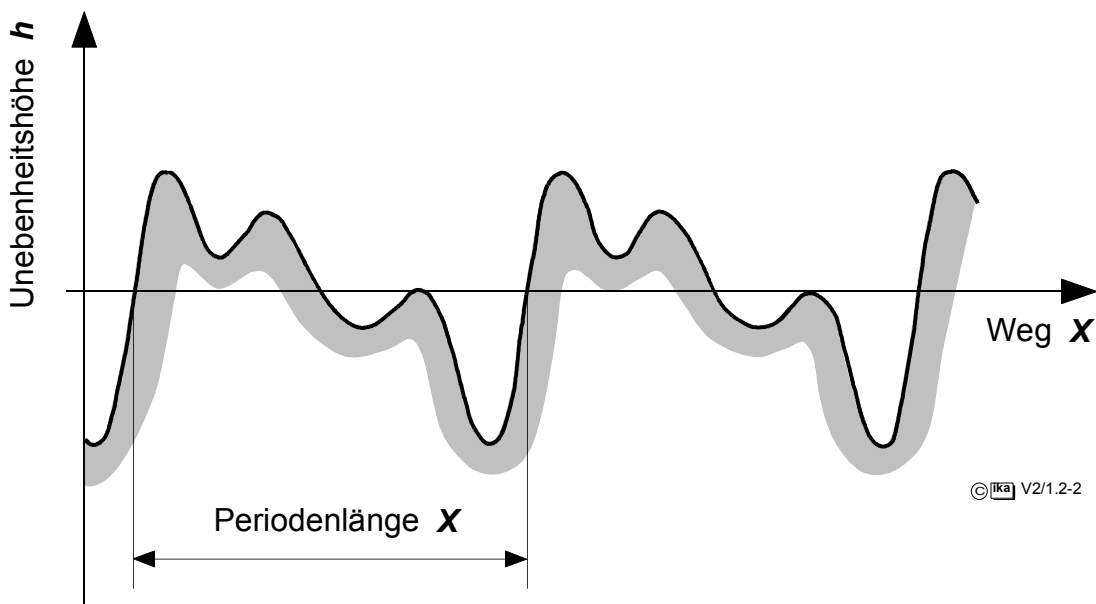


Bild 1.2-2: Periodischer Unebenheitsverlauf

Dieser kann als Fourierreihe wie folgt dargestellt werden:

$$h(x) = h_0 + \sum_{k=1}^{\infty} \hat{h}_k \cdot \sin(\Omega \cdot x + \varepsilon_k) \quad \text{oder} \quad (1.2-4)$$

$$h(t) = h_0 + \sum_{k=1}^{\infty} \hat{h}_k \cdot \sin(\omega \cdot t + \varepsilon_k) \quad (1.2-5)$$

mit:	\hat{h}_k	Amplitude
	ε_k	Phasenverschiebung
	$\Omega = \frac{2\Pi}{X}$;	$\omega = v \cdot \Omega$
	X	Periodenlänge

Wenn man die einzelnen Amplituden \hat{h}_k der Fourierreihe über der Frequenz aufträgt, ergibt sich das zu dem periodischen Unebenheitsverlauf gehörende diskrete Amplitudenspektrum (Linienspektrum), **Bild 1.2-3**.

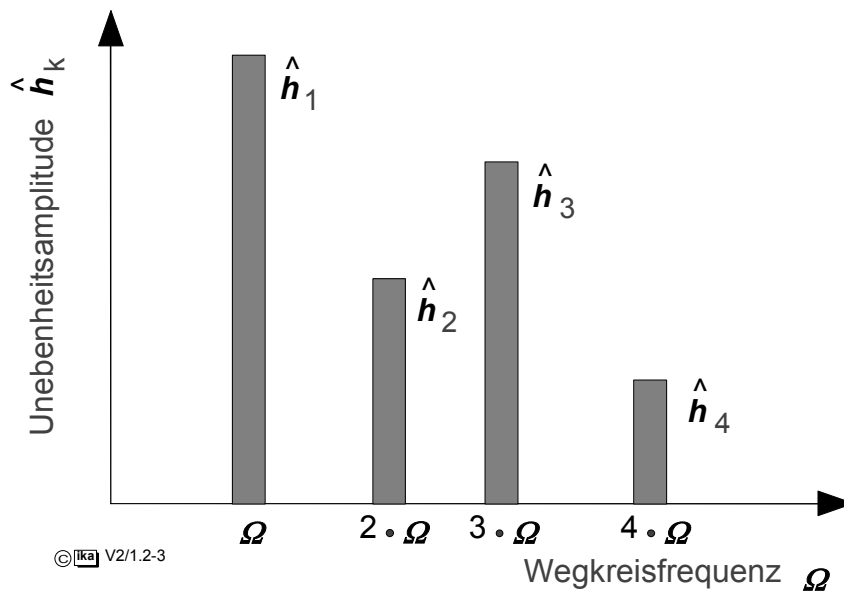


Bild 1.2-3: Linienspektrum eines periodischen Unebenheitsverlaufs

Zur Beschreibung realer Fahrbahnen muß man noch einen Schritt weiter gehen, da diese keinen periodischen, sondern einen regellosen (stochastischen) Unebenheitsverlauf aufweisen. Stellt man die Fourierreihe in einer komplexen Schreibweise dar, so ergeben sich:

$$h(x) = \sum_{k=1}^{\infty} \hat{h}_k \cdot e^{jk \Omega x} \quad \text{oder} \quad (1.2-6)$$

$$h(t) = \sum_{k=1}^{\infty} \hat{h}_k \cdot e^{jk \omega t} \quad (1.2-7)$$

$$\text{mit: } \hat{h}_k = \frac{\Omega}{2\pi} \cdot \int_{-\frac{x}{2}}^{\frac{x}{2}} h(x) \cdot e^{-ik \Omega x} dx \quad (1.2-8)$$

Unter der Annahme, daß die betrachtete Periodenlänge sehr groß sei, wird der Abstand der Frequenzen im Amplitudenspektrum $\Delta\Omega$ damit sehr klein.

Im Grenzübergang $X \rightarrow \infty$ geht somit $\Delta\Omega \rightarrow 0$ und aus der Fourierreihe wird ein Fourierintegral:

$$h(x) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \underline{\hat{h}}(\Omega) \cdot e^{j\Omega x} d\Omega \quad (1.2-9)$$

mit dem nun kontinuierlichen Amplitudenspektrum

$$\underline{\hat{h}}(\Omega) = \int_{-\infty}^{\infty} h(x) \cdot e^{-j\Omega x} dx \quad (1.2-10)$$

oder

$$h(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \underline{\hat{h}}(\omega) \cdot e^{j\omega t} d\omega \quad (1.2-11)$$

mit

$$\underline{\hat{h}}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} h(t) \cdot e^{-j\omega t} dt = \frac{1}{v} \cdot \underline{\hat{h}}(\Omega) \quad (1.2-12)$$

1.2.1 Spektrale Dichte der Fahrbahnunebenheiten

Für theoretische Untersuchungen der durch Fahrbahnunebenheiten verursachten Fahrzeugschwingungen ist die Kenntnis des Unebenheitsverlaufs als Funktion der Zeit oder des zurückgelegten Weges i.d.R. weniger wichtig. Es interessiert vielmehr, welche Anregungen beim Befahren einer unebenen Fahrbahn im statistischen Mittel bei bestimmten Fahrbahnen auftreten, d.h. welche Amplituden und welche Häufigkeit Fahrbahnunebenheiten haben, die in bestimmten festen Abständen aufeinanderfolgen.

Man bildet dazu den quadratischen Mittelwert, der wie folgt definiert ist:

$$\bar{x}^2(t) = \frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt \quad (1.2-13)$$

Für die Unebenheitsverläufe ergibt sich daraus

$$\begin{aligned} \bar{h}^2(x) &= \frac{1}{X} \int_0^X h^2(x) dx \\ &= \int_0^\infty \lim_{X \rightarrow \infty} \frac{|\hat{h}(\Omega)|^2}{X} d\Omega \end{aligned} \quad (1.2-14)$$

oder

$$\begin{aligned} \bar{h}^2(t) &= \frac{1}{T} \int_0^T h^2(t) dt \\ &= \int_0^\infty \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{|\hat{h}(\omega)|^2}{T} d\omega \end{aligned} \quad (1.2-15)$$

Die hier auftretenden Grenzwerte besagen, daß sich diese einfachen Ausdrücke nur für sehr große Zeitspannen T bzw. Weglängen X ergeben. Die Ausdrücke

$$\Phi_h(\Omega) := \lim_{X \rightarrow \infty} \frac{|\hat{h}(\Omega)|^2}{X} \quad (1.2-16)$$

bzw.

$$\Phi_h(\omega) := \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{|\hat{h}(\omega)|^2}{T} \quad (1.2-17)$$

nennt man *wegkreisfrequenz- bzw. zeitkreisfrequenzabhängige spektrale Leistungsdichte (Leistungsdichtespektrum)*.

Mit $X = v \cdot T$ (s.o.) ergibt sich analog für die Unebenheitsspektren der Zusammenhang:

$$\Phi_h(\omega) = \frac{1}{v} \cdot \Phi_h(\Omega). \quad (1.2-18)$$

Mißt man die Leistungsdichtespektren $\Phi_h(\Omega)$ verschiedener Straßen und trägt diese in doppellogarithmischem Maßstab auf, so ergeben sich für alle Fahrbahnen ähnliche Verläufe, **Bild 1.2-4**.

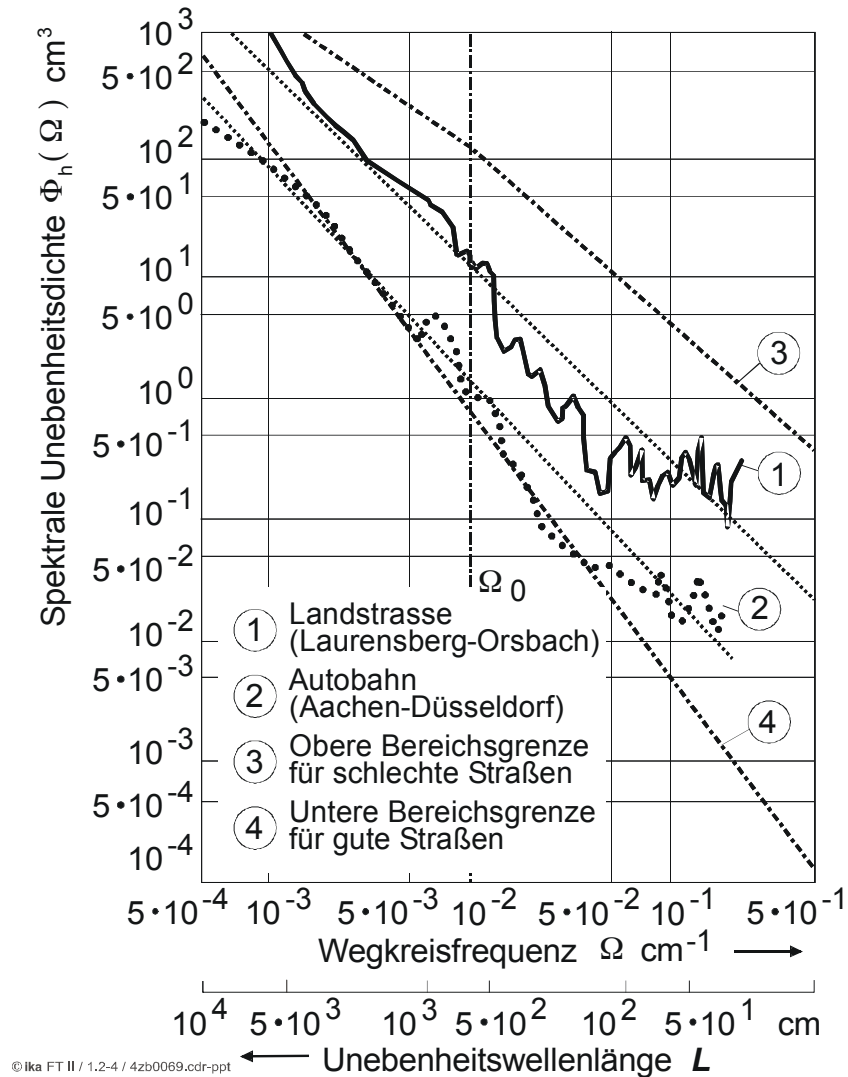


Bild 1.2-4: Spektrale Leistungsdichte der Unebenheiten in Abhängigkeit von der Wegkreisfrequenz für eine Landstraße und eine BAB

In dieser Darstellung lassen sich die Leistungsdichtespektren durch Geraden annähern, die dann durch folgende Gleichung beschrieben werden können:

$$\Phi_h(\Omega) = \Phi_h(\Omega_0) \cdot \left(\frac{\Omega}{\Omega_0} \right)^{-w} \quad (1.2-19)$$

Hierin ist $\Phi_h(\Omega_0)$ die spektrale Leistungsdichte bei einer Bezugswegkreisfrequenz Ω_0 , die in der Regel zu $\Omega_0 = 10^{-2} \text{ cm}^{-1} = 1 \text{ m}^{-1}$ gewählt wird. Dies entspricht einer Bezugswellenlänge von $L_0 = 2\pi/\Omega_0 = 6.28 \text{ m}$. $\Phi_h(\Omega_0)$ wird auch als Unebenheitsgrad der Fahrbahn bezeichnet.

W bezeichnet die Steigung der Geraden und wird auch Welligkeit genannt. Die Welligkeit der Fahrbahn schwankt in Abhängigkeit der Fahrbahnbauart zwischen 1.7 und 3.3 (Normstraße $w = 2$) /7/.

Unebenheitsgrad und Welligkeit gelten als Beurteilungskriterien für die Beschaffenheit einer Fahrbahn. Eine Zunahme von $\Phi_h(\Omega_0)$ entspricht einer größeren Unebenheit der Fahrbahn, während ein wachsender Wert für w einen höheren Anteil langer Wellen im Spektrum bedeutet. Den Zusammenhang für den Verlauf der spektralen Dichte bei einer Zunahme von Unebenheitsgrad $\Phi_h(\Omega_0)$ bzw. Welligkeit w verdeutlicht **Bild 1.2-5**.

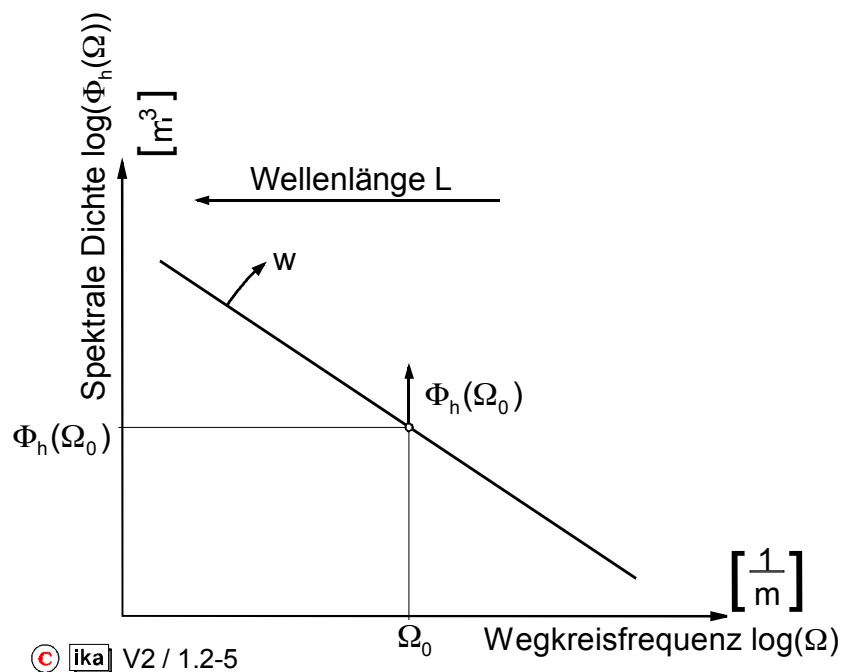


Bild 1.2-5: Spektrale Leistungsdichte in Abhängigkeit von der Wegkreisfrequenz

Für Wellenlängen L von Fahrbahnunebenheiten zwischen 0.15 m bis 80 m ergeben sich bei Fahrgeschwindigkeiten v zwischen 5 m/s (≈ 20 km/h) und 40 m/s (≈ 160 km/h) Anregungsfrequenzen Ω von 0.06 Hz bis 267 Hz (siehe Gl. 1.2-3).

1.2.2 Meßtechnische Erfassung von Fahrbahnunebenheiten

Zur Bestimmung der spektralen Leistungsdichte der Fahrbahnunebenheiten wird vom Längsprofil der Fahrbahn ausgegangen. Zur Vermessung von Fahrbahnen wurden verschiedene Meßverfahren entwickelt, die zum Teil

sowohl im Hinblick auf die Verwendung im Straßenbau als auch für den Einsatz in der Kfz-Technik zugeschnitten sind. Bekannt sind etwa 70 Unebenheitsmeßverfahren.

Eine genaue Vermessung der Straßenoberfläche ist nur mit Planum und Nivelliergerät möglich. Wegen des großen Zeitaufwandes bei der Vermessung längerer Strecken und der Nichtdurchführbarkeit von Messungen im fließenden Verkehr usw. eignen sich diese Verfahren weniger für den kraftfahrzeugtechnischen Einsatz. Diese sogenannten geometrischen Unebenheitsmeßgeräte wurden hauptsächlich im Hinblick auf den Einsatz im Straßenbau entwickelt.

Die in der Kraftfahrzeug-Technik eingesetzten Meßverfahren arbeiten nach dem Prinzip der dynamischen Unebenheitsmessung. Bei diesen Meßverfahren ist das Bezugsniveau nicht fest, sondern wird aus einem fortlaufend, über einen ausreichend langen Zeitraum gebildeten Mittelwert der Straßenebenenheiten abgeleitet. **Bild 1.2-6** zeigt ein für Unebenheitsmessungen ausgerüstetes Versuchsfahrzeug.



Bild 1.2-6: Meßausrüstung für Unebenheitsmessungen (ika)

Die Meßaufgabe wird in zwei Teilprobleme zerlegt:

- 1.) Messung der Abstandsänderung Δz zwischen Fahrbahnoberfläche und Bezugspunkten am Fahrzeugaufbau

2.) Messung der vertikalen Aufbaubewegung z_A in den Bezugspunkten

Die Abstandsänderung Δz wird für jede Fahrspur getrennt kontinuierlich mit Hilfe eines berührungslos arbeitenden Lasermeßsystem erfaßt. Das Meßsystem basiert auf dem Triangulationsprinzip, **Bild 1.2-7**.

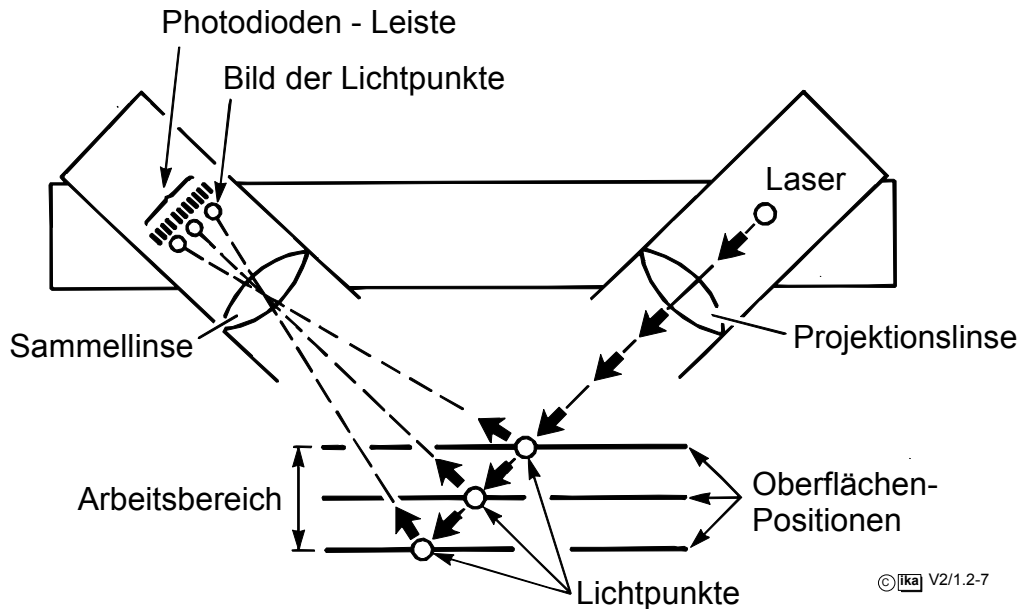


Bild 1.2.-7: Funktionsprinzip der berührungslosen Abstandsmessung

Mit Hilfe eines unter einem bestimmten Winkel einfallenden Laserstrahls wird auf der Fahrbahnoberfläche ein Lichtpunkt erzeugt, der über eine Linse auf eine lichtempfindliche Photodiodenleiste abgebildet wird. Entsprechend dem Einfallswinkel des Laserstrahls ist der vertikale Abstand des Meßgerätes von der Fahrbahn zur Verschiebung des auf die Photodiodenleiste abgebildeten Lichtpunktes proportional und kann damit in ein Meßsignal umgewandelt werden.

Die Messung des Aufbauweges z_A erfolgt mit Hilfe von lotrecht über den Bezugspunkten für die Abstandsmessung am Fahrzeugaufbau befestigten Beschleunigungsaufnehmern.

Aufgrund der Tiefpaßwirkung der Fahrzeugfederung erreichen die Aufbaubeschleunigungen \ddot{z}_A maximal 1 bis 2 g, so daß entsprechend empfindliche Beschleunigungssensoren eingesetzt werden können, die die niederfrequenten Aufbaubeschleunigungen mit ausreichender Genauigkeit erfassen.

Der Aufbauweg z_A wird kontinuierlich durch eine zweifache Integration der Aufbaubeschleunigung \ddot{z}_A ermittelt. Aus der Addition von Aufbauweg z_A und der Abstandsänderung Δz folgt der Unebenheitsverlauf $h(t)$ bzw. $h(x)$.

Das Verfahren zur meßtechnischen Bestimmung des Unebenheitsspektrums $\Phi_h(\Omega)$ aus einem aufgezeichneten Meßsignal $h(t)$ ist in **Bild 1.2-8** schematisch dargestellt /38/.

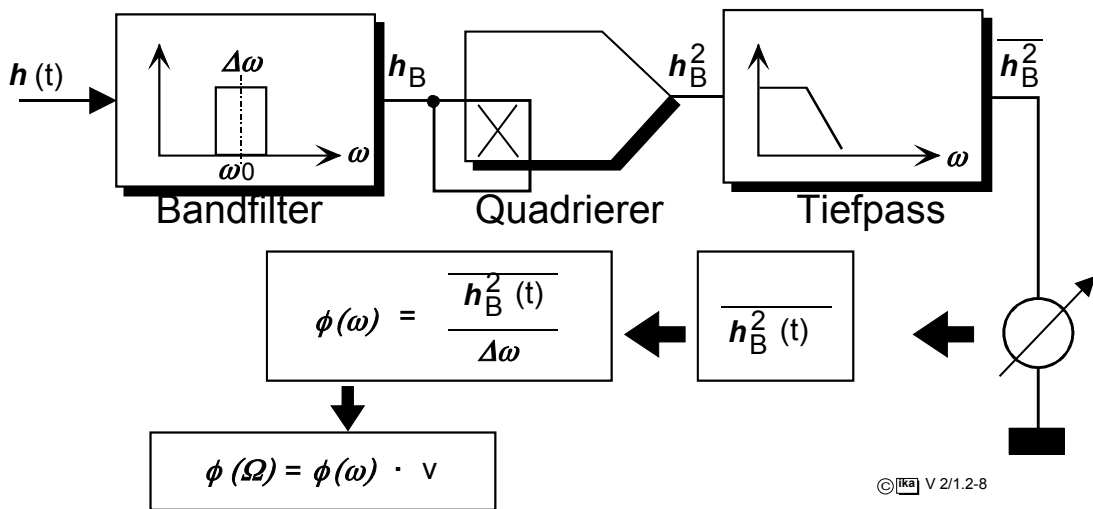


Bild 1.2-8: Meßtechnische Ermittlung eines Unebenheitsspektrums

Aus dem zu analysierenden Meßsignal wird mit einem Bandpaßfilter mit der Mittenfrequenz ω_0 ein Frequenzbereich $\Delta\omega$ herausgefiltert, das Bandpaßsignal quadriert und mittels eines Tiefpasses über eine bestimmte Zeit der Mittelwert gebildet. Aus diesem Mittelwert, im Bild als $\overline{h_B^2}$ bezeichnet, wird durch Division mit der Filterbandbreite $\Delta\omega$ der Wert des Leistungsdichtespektrums an der Stelle ω_0 bestimmt.

Durch Verschieben der Bandpaßfiltermittenfrequenz läßt sich das Leistungsdichtespektrum im gesamten interessierenden Frequenzbereich bestimmen.

Aus dem zeitfrequenzabhängigen Leistungsdichtespektrum kann durch einfache Multiplikation mit der Fahrgeschwindigkeit v die spektrale Unebenheitsdichte als Funktion der Wegkreisfrequenz Ω berechnet werden (siehe Gl. 1.2-18). Dabei wird vorausgesetzt, daß die Messung des Unebenheitsverlaufs $h(t)$ mit konstanter Fahrgeschwindigkeit v erfolgte.

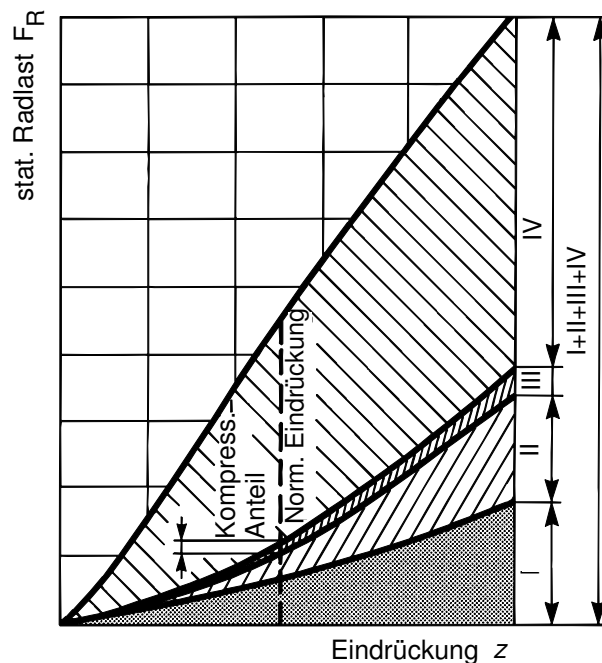
1.3 Komponenten des Gesamtsystems Federung

1.3.1 Reifen

Im folgenden wird der Fahrzeugreifen nur unter federungs- und dämpfungs-technischen Gesichtspunkten behandelt. Eine weiterführende Darstellung der Eigenschaften von Fahrzeugreifen ist in Kapitel 2.2 zu finden. Dort wird auf die Anforderungen an den Reifen hinsichtlich der Querdynamik eingegangen, wie z. B. Entstehung und Übertragung von Seitenkräften.

- Reifen als Feder

Die Radlast wird von der Felge auf den Reifen übertragen und preßt diesen auf die Standfläche. Die Reaktionskraft, die der Reifen der Belastung entgensezt, setzt sich aus unterschiedlichen Komponenten zusammen. **Bild 1.3-1** zeigt die Anteile der lastaufnehmenden Komponenten eines Reifens als Funktion der Eindrückung.



- I Tragkraft des luftleeren Reifens
- II Rundhaltekraft der Pressluft
- III Kompressionsanteil der Pressluft
- IV Tragkraft der Pressluft

© V 2/1.3-1

Bild 1.3-1: Aufbau der Federkennlinie eines Luftreifens /41/

Die *Komponente I* entspricht dem Tragkraftanteil des festen Gummi-Gewebe-Körpers infolge elastischer Formänderung. Die *Komponente II* stellt die sogenannte Rundhaltekraft der Preßluft dar, die den Reifen in seinen Wandungen versteift (Ballon-Effekt). Die *Komponente III* stellt den sehr geringen Anteil der Luftkompression dar. Die *Komponente IV* stellt den Hauptanteil dar, der auf Anpassung der Bodenaufstandsfläche A an die vertikale Belastung G_R beruht : $G_R \approx p_i \cdot A$ (mit p_i Reifeninnendruck, d.h. der Druck in der Radaufstandsfläche entspricht dem Reifeninnendruck).

Aufgrund der Reifeneinfederung entsteht mit der Rad- bzw. ungefederten Masse ein schwingungsfähiges Teilsystem. Dabei beeinflusst die Federkennlinie eines Reifens die Rad- bzw. Achseigenfrequenz.

Entscheidenden Einfluß auf die Reifenfederung hat neben dem Aufbau des Reifens auch der Reifeninnendruck. In **Bild 1.3-2** sind als Beispiel die Federkennlinien eines Nfz-Reifens mit vier unterschiedlichen Luftdrücken aufgetragen.

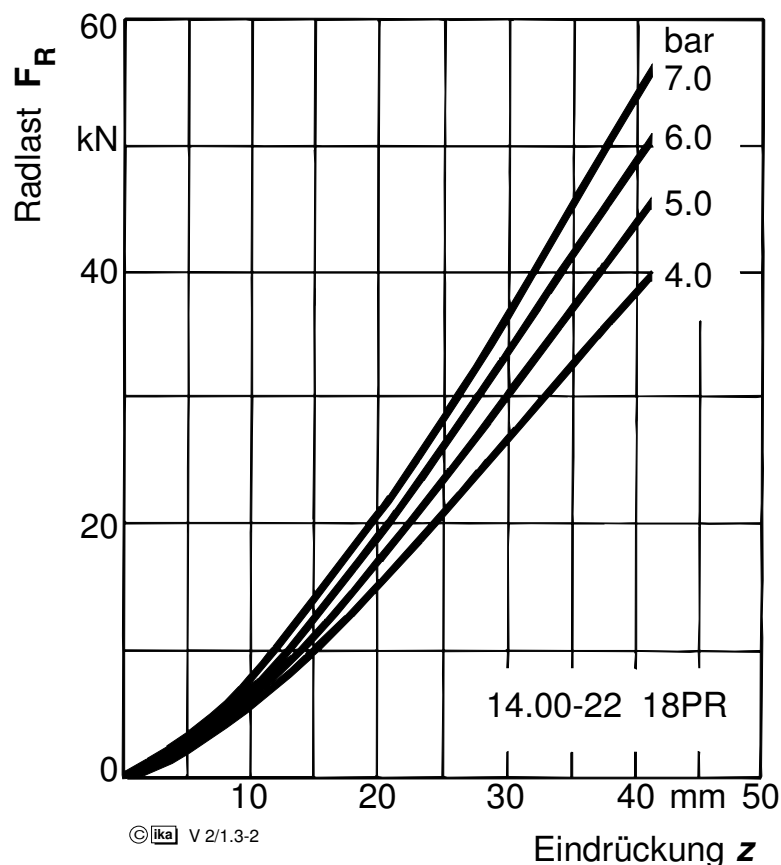


Bild 1.3-2: Federkennung eines Nfz-Reifens abhängig vom Innendruck /9/

Die Federkennlinien weisen im Arbeitsbereich einen linearen Verlauf auf. Aus der Änderung der Vertikallast F_R als Funktion der Einfederung z_R (Absenkung der Radachse) läßt sich die Federkonstante des Reifens c_R ermitteln:

$$c_R = \frac{dF_R}{dz_R} \quad (1.3-1)$$

Da der Kraftverlauf als Funktion der Eindrückung nicht konstant ist, ist die "Federkonstante" eine veränderliche Größe. Eine konstante Federsteifigkeit kann deshalb nur als Näherung für einen bestimmten Bereich der Kurve angegeben werden, der bei der statischen Radlast $F_{R\text{stat}}$ und der Eindrückung $z_{R\text{stat}}$ liegt, **Bild 1.3-3**.

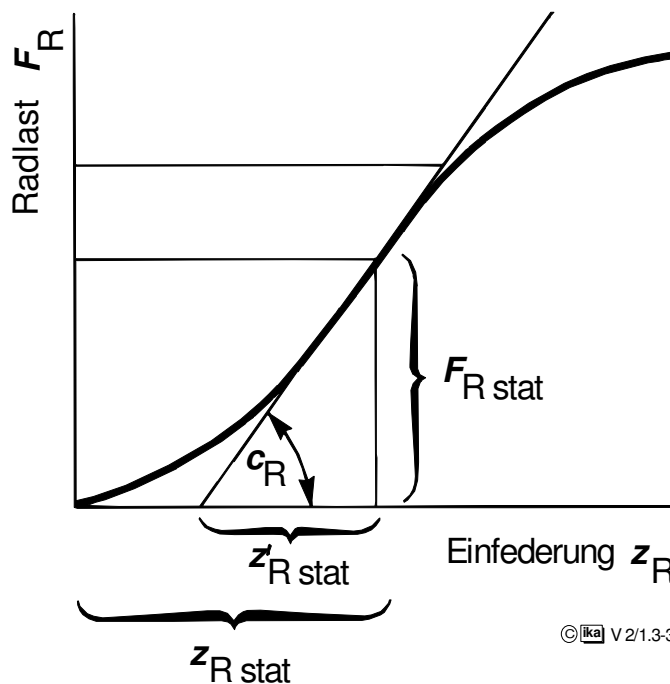


Bild 1.3-3: Linearisierung der Reifenfederkonstanten

Im Arbeitsbereich ergibt sich als Federkonstante

$$c_R = \frac{F_{R\text{stat}}}{z'_{R\text{stat}}} \quad (1.3-2)$$

Wird die Reifeneindrückung um z_{dyn} vergrößert oder vermindert, so verändert sich die Kraft näherungsweise um

$$F_{\text{dyn}} = c_R \cdot z_{\text{dyn}} \quad (1.3-3)$$

Als Maß für die Fahrsicherheit und Straßenschonung wird die auf die statische Last bezogene Gesamtlast angegeben:

$$\frac{F}{F_{R\text{stat}}} = \frac{(F_{R\text{stat}} + F_{\text{dyn}})}{F_{R\text{stat}}} \quad (1.3-4)$$

Mit der Gleichung (1.3-2)

$$\frac{F}{F_{R\text{stat}}} = 1 + \frac{C_R}{F_{R\text{stat}}} \cdot z_{\text{dyn}} \quad (1.3-5)$$

Der Quotient $F_{R\text{stat}} / C_R$ ist nach **Bild 1.3-3** gleich der Subtangente mit der Länge $z'_{R\text{stat}}$

$$z'_{R\text{stat}} = F_{R\text{stat}} / C_R \quad (1.3-6)$$

Diese Größe ist ein Maß für die auf die statische Last bezogene Zusatzlast bei einer Eindrückung z_{dyn} , z.B. infolge einer Straßenunebenheit. Für alle Reifen (PKW und LKW) gilt angenähert:

$$z'_{R\text{stat}} = 1,7 \dots 2,9 \text{ cm}$$

Dabei bezieht sich der niedrigere Wert auf Diagonal-Reifen und der obere Wert auf Radial-Reifen, d.h. letztere sind weicher und geben bei einer bestimmten Reifeneindrückung z_{dyn} kleinere Zusatzlasten F_{dyn} . Mit diesem Richtwert läßt sich bei bekannter Radlast $F_{R\text{stat}}$ und Radmasse m_R die Radeigenfrequenz angenähert bestimmen :

$$\omega_{eR} = \sqrt{\frac{C_R}{m_R}} \approx \sqrt{\frac{F_{R\text{stat}}}{z'_{R\text{stat}} \cdot m_R}} \quad (1.3-7)$$

Die Radeigenfrequenz liegt üblicherweise bei etwa $f_{eR} = 8 - 14$ Hz. Diese Abschätzung geht von der statischen Federkennlinie des Reifens aus.

Im Fahrbetrieb wird die radiale Federsteifigkeit des Reifens von einer Vielzahl weiterer Parameter beeinflusst. Aufgrund des visko-elastischen Verhaltens des Gummimaterials erhöht sich die Federsteifigkeit z.B. mit zunehmender Anregungsfrequenz bei Anregung durch Fahrbahnunebenheiten (siehe Kap. 1.4).

Daneben nimmt auch der jeweilige Betriebspunkt des Reifens Einfluß auf die Federsteifigkeit. Während z.B. mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit der Fliehkräfteinfluß am Reifenumfang eine Erhöhung der Federsteifigkeit verur-

sacht, führen die durch Schräglaufwinkel verursachten Reifenseitenkräfte (vgl. Kap. 2.2.4) zu einer seitlichen Auslenkung der Reifenaufstandsfläche, die eine ungleichmäßigere Belastung der Reifenschultern und damit eine Abnahme der Federsteifigkeit bedingt, **Bild 1.3-4**.

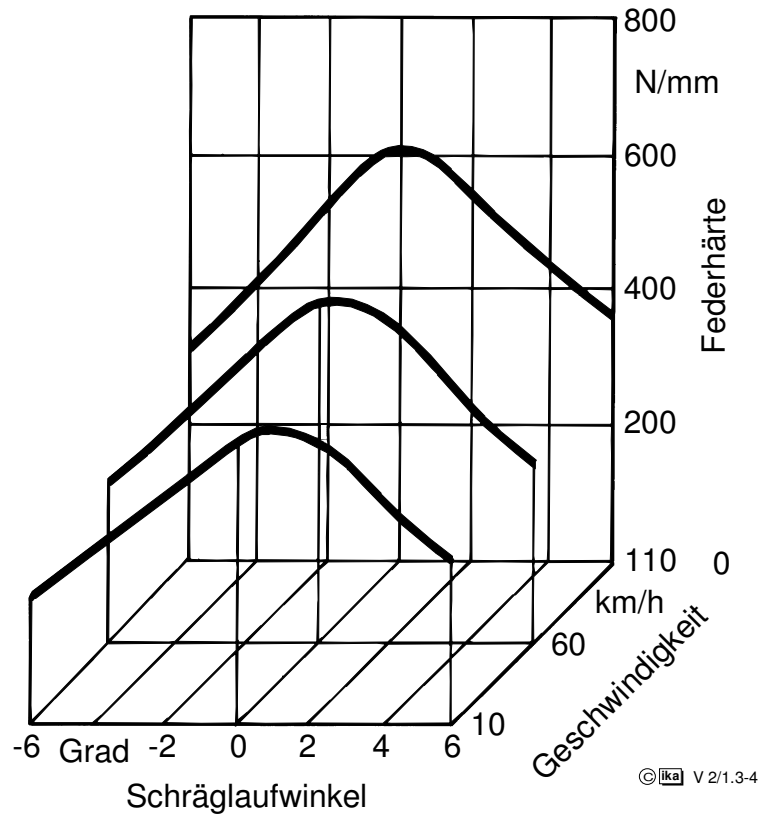


Bild 1.3-4: Radiale Federhärte eines Nfz-Reifens in Abhängigkeit von Geschwindigkeit und Schräglaufwinkel /17/

- Schluckfähigkeit des Reifens

Neben der Federung kommt der Schluckfähigkeit des Reifens eine besondere Bedeutung zu, da sie in direktem Zusammenhang mit dem Abrollkomfort steht.

Der Begriff "Schluckfähigkeit" charakterisiert dabei die Eigenschaft des Reifens, Unebenheiten, die im Verhältnis zur Latschlänge kurz sind, ohne Vertikalbewegung der Achse aufzunehmen /9/. Der Reifen verhält sich gegenüber einem solchen Hindernis weicher als gegenüber einer gleich hohen Einfederung der ganzen Latschfläche. Die Schluckfähigkeit wird hauptsächlich durch die Steifigkeit der Seitenwand beeinflusst.

- Reifendämpfung

Die Reifendämpfung ist eine Werkstoffdämpfung. Sie ist Ursache für die Erwärmung des Reifens und steigt mit der Lagenzahl und der Werkstoffmasse im Reifen.

Der Dämpfungsfaktor k_R ist dabei keine Konstante, sondern hängt wie die radiale Federsteifigkeit des Reifens von mehreren Einflußparametern ab, **Bild 1.3-5**.

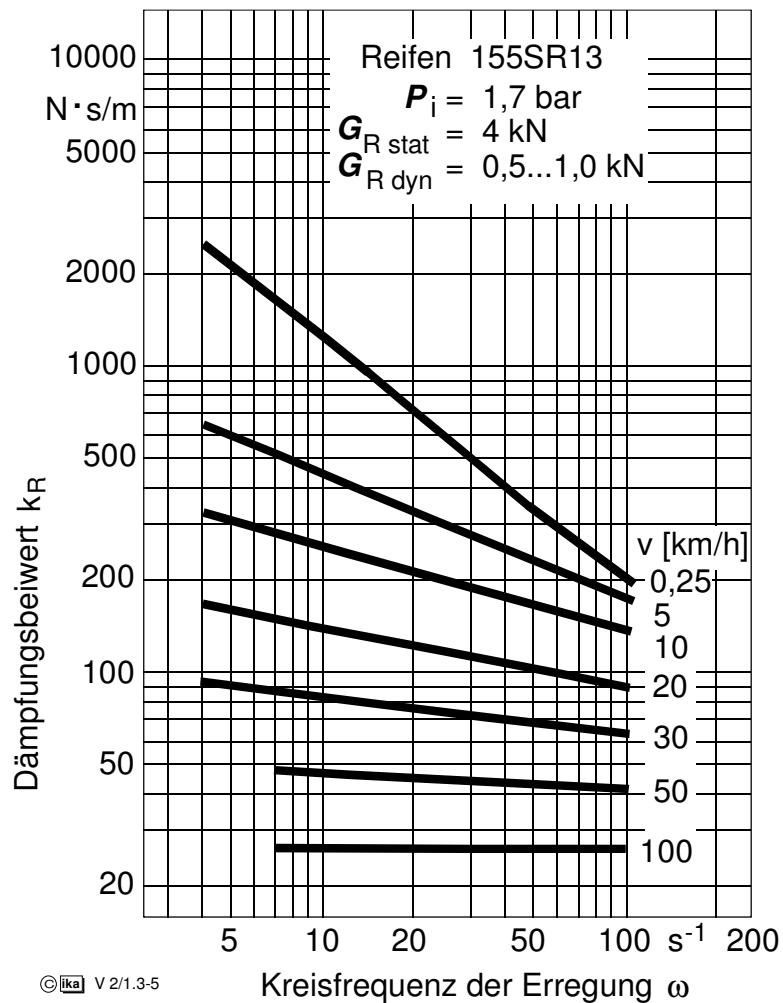


Bild 1.3-5: Dämpfungsbeiwert k_R eines Reifens in Abhängigkeit von Rollgeschwindigkeit und Anregungsfrequenz

Der Einfluß der Anregungsfrequenz durch Bodenunebenheiten kann nach Versuchen durch folgendes Dämpfungsgesetz beschrieben werden /20/:

$$k_R = \frac{\lambda}{\omega^e} \quad (1.3-8)$$

mit: λ Konstante } reifenspezifisch und
 e Exponent } geschwindigkeitsabhängig
 ω Kreisfrequenz der Anregung

Die Konstante λ und der Exponent e hängen nicht nur von der Reifenbauart, sondern vor allem von der Rollgeschwindigkeit v ab. Bei hohen Rollgeschwindigkeiten ist $e \approx 0$, d.h. k_R hängt nur noch von λ bzw. v ab und ist damit unabhängig von ω (siehe Bild 1.3-5).

Für eine Abschätzung der Größenordnung des Reifendämpfungsmaßes D_R eignet sich folgende Näherungsformel für den Dämpfungsfaktor k_R :

$$k_R \approx \frac{0,1 \cdot c_R}{\omega} \quad (1.3-9)$$

Die Reifendämpfung ist insbesondere im Resonanzbereich ($\omega = \omega_{eR}$) von Bedeutung. Mit der Näherungsformel (Gl. 1.3-8) erhält man:

$$D_{R\text{res}} = \frac{k_R}{2 \cdot m_R \cdot \omega_{eR}} = \frac{0,1 \cdot c_R}{2 \cdot m_R \cdot \omega_{eR} \cdot \omega_{eR}} = \frac{0,1 \cdot \omega_{eR}^2}{2 \cdot \omega_{eR}^2} = 0,05 \quad (1.3-10)$$

Ein Dämpfungsmaß $D_{R\text{res}}$ von 0,05 reicht zur Bedämpfung der Radmassen nicht aus. Für eine zufriedenstellende Dämpfung der Radschwingungen ist ein Dämpfungsmaß D_R von etwa 0,4 erforderlich, d.h. der hydraulische Schwingungsdämpfer für den Aufbau (siehe Kap. 1.3.3) muß gleichzeitig den Hauptteil der Raddämpfung übernehmen.

1.3.2 Aufbaufedern

Unter Aufbaufedern werden hier die Teile der Radaufhängungen von Kraftfahrzeugen behandelt, die bei einer elastischen Verformung Rückstellkräfte liefern. Neben den konventionellen Schrauben-, Blatt- und Torsionsstabfedern können dies auch Gasfedern sein.

1.3.2.1 Blattfedern

Blattfedern stellen die klassische Federform dar, die schon bei Kutschen eingesetzt worden sind.

Der wesentliche Vorteil der Blattfeder gegenüber anderen Federbauarten besteht darin, daß sie nicht nur als Federelement dient, sondern gleichzeitig als Konstruktionselement zur Verbindung von Aufbau und Achse (insbesondere zur Führung der Achse) eingesetzt werden kann. Mehrlagige Blattfedern besitzen aufgrund der Reibkräfte zwischen den Federblättern darüber hinaus noch Dämpfungseigenschaften.

In Verbindung mit Starrachsen finden konventionelle Blattfedern heute nur noch bei wenigen PKW-Typen (Kombiwagenhinterachsen, Geländewagen) Verwendung. Bei LKW ist diese Art der Achsführung und Abfederung nach wie vor an Vorder- und Hinterachse die Standardlösung, **Bild 1.3-6**.

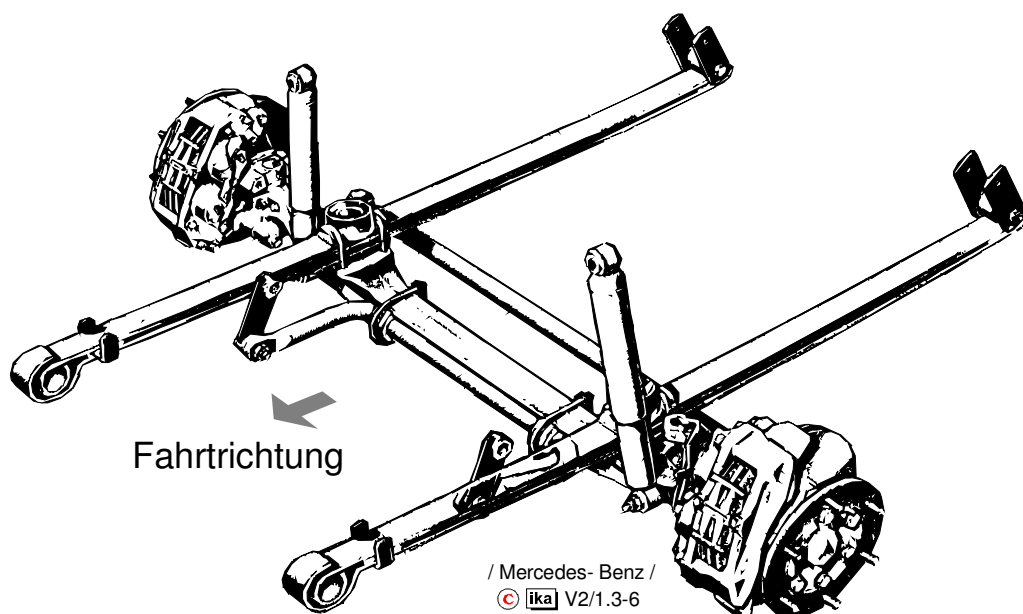


Bild 1.3-6: Blattfedergeführte Vorderachse LKW (Daimler-Benz)

Die Federkennlinie der Blattfeder ist - ohne spezielle Maßnahmen - linear. Aus der Festigkeitslehre ist die Beziehung zwischen der Durchbiegung f und der Last F am Ende eines einseitig eingespannten Biegebalkens bekannt:

$$f = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot J} \quad (1.3-11)$$

mit:

l	Länge des Biegebalkens
E	E-Modul
J	Flächenträgheitsmoment

Für das Flächenträgheitsmoment eines Rechteckquerschnittes gilt:

$$J = \frac{b \cdot s^3}{12} \quad (1.3-12)$$

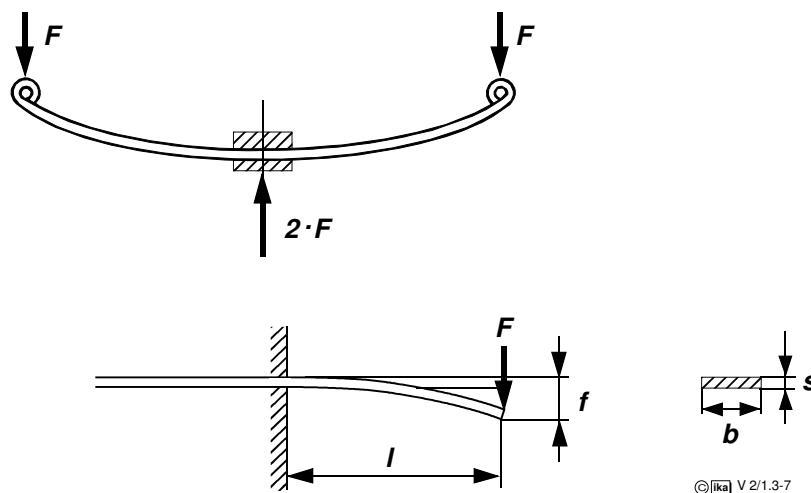


Bild 1.3-7: Durchbiegung einer Einblattfeder

Damit erhält man entsprechend **Bild 1.3-7** für die Federsteifigkeit einer Blattfederhälfte:

$$c = \frac{F}{f} = \frac{1}{4} \cdot \frac{b \cdot s^3}{l^3} \cdot E \approx \text{const} \quad (1.3-13)$$

Um die Achsführungseigenschaften einer Blattfeder zu gewährleisten, können die Breite b und die Blattdicke s zur Festlegung der Federsteifigkeit c nur in gewissen Grenzen variiert werden. In der Praxis sind daher in der Regel relativ große Federlängen l erforderlich. LKW-Blattfedern sind bis zu 1800 mm lang.

Da die Biegebeanspruchung von der Federmitte zu den Enden entsprechend abnimmt, schichtet man Federblätter mit unterschiedlicher Länge so übereinander, daß eine möglichst hohe und gleichmäßige Materialausnutzung erreicht wird.

Die Biegebeanspruchung entspricht der einer Einblattfeder in Trapezform, **Bild 1.3-8**. Diese Blattfederbauart wird daher als Trapezfeder bezeichnet.

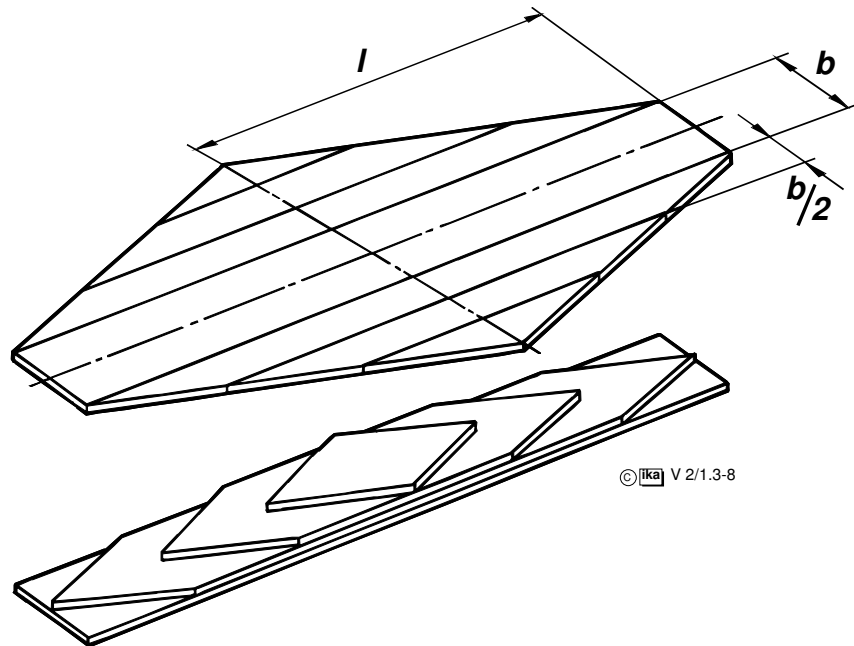


Bild 1.3-8: Geschichtete Trapezblattfeder

Aus der linearen Federkennlinie resultieren die beiden Hauptnachteile der Blattfeder:

- Federweg

Bei Beladung kann sich der noch verfügbare Federweg $\Delta z_{\text{Reserve}}$ oft auf nicht mehr ausreichende Werte reduzieren.

(Richtwerte für PKW: $\Delta z_{\text{Reserve}} \geq 50 \text{ mm}$)

LKW: $\Delta z_{\text{Reserve}} \geq 70 \text{ mm}$)

- Eigenkreisfrequenz $\neq \text{const.}$

Da die Federsteifigkeit sich bei Beladung nicht ändert, ist wegen $m_{\text{A beladen}} > m_{\text{A leer}}$ (Aufbaumasse) die Aufbaueigenfrequenz im leeren Zustand größer als im beladenen. Auf die Beschleunigung der Aufbaumasse wird in Kap. 1.4 eingegangen.

Diese Nachteile lassen sich bei mehrlagigen Blattfedern durch eine progressive Auslegung der Blattfederkennlinie vermindern. Diese kann durch unterschiedliche Vorspannung einzelner Federblätter und/oder durch Parallelschalten von Zusatzfedern erreicht werden, die erst ab einer bestimmten Belastung beaufschlagt werden, **Bild 1.3-9**.

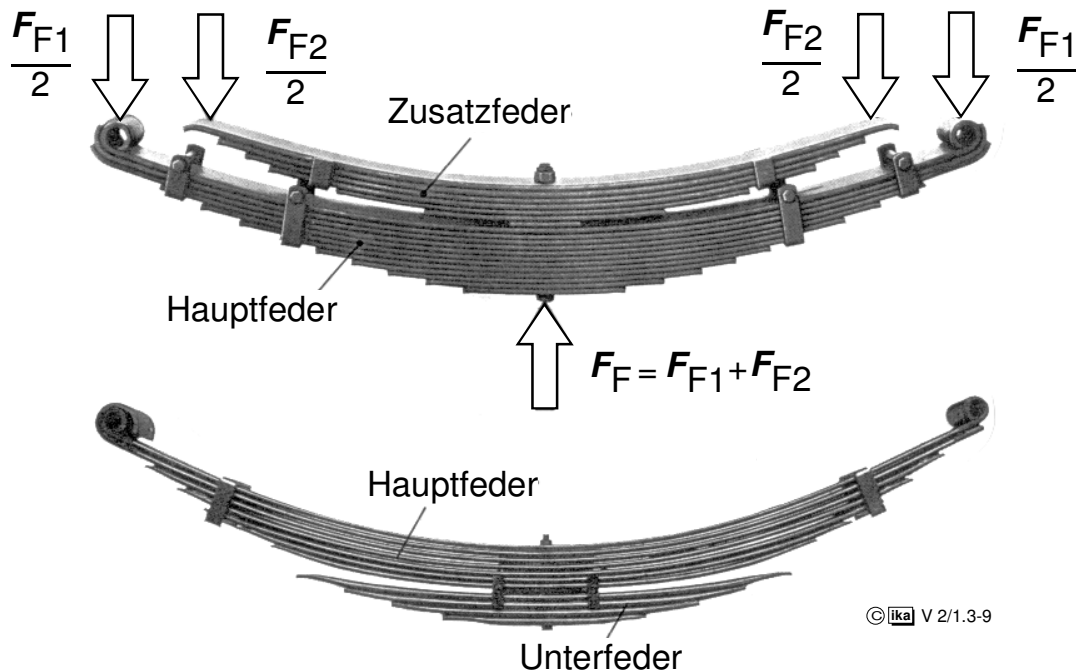


Bild 1.3-9: Blattfedern mit Zusatzfedern

Die Eigenfrequenz bleibt konstant, wenn sich die Steigung der Federkennlinie proportional der Beladung ändert, d.h.:

$$\frac{c_{\text{beladen}}}{c_{\text{leer}}} = \frac{m_{A_{\text{beladen}}}}{m_{A_{\text{leer}}}} \quad (1.3-14)$$

Die Federwegdifferenz zwischen leerem und beladenem Zustand ist bei einer derartigen progressiven Federkennung kleiner geworden, d. h. der gesamte Federweg kann verringert werden (wichtig für Platzbedarf in Radkästen, Einstieghöhe bei Bussen u.ä.), **Bild 1.3-10**.

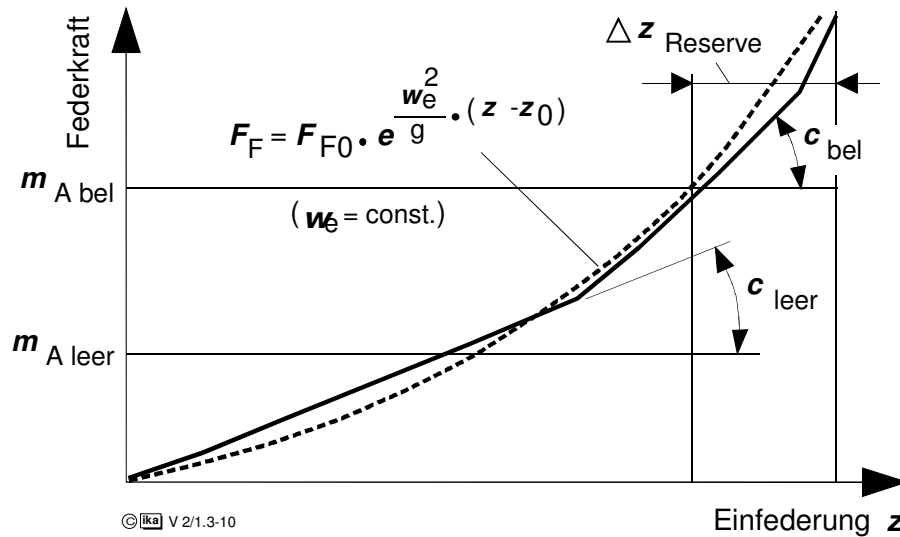


Bild 1.3-10: Federkennlinie einer Blattfeder mit Zusatzfedern

Ein weiterer Nachteil der Blattfeder besteht darin, daß sowohl in den Aufhängungen als auch bei mehrlagigen Federn zwischen den Blättern trockene Reibung auftritt (**Bild 1.3-11**), die sich ungünstig auf die Federungseigenschaften auswirkt (s. Abschnitt 1.4.2.2).

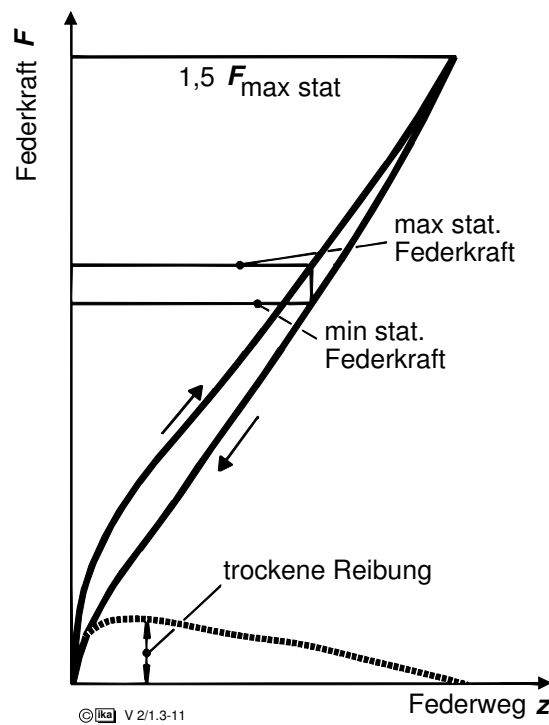


Bild 1.3-11: Federkennlinie einer Blattfeder mit trockener Reibung (Hinterachsfeder Transporter) /44/

Dieser Nachteil läßt sich dadurch mildern, daß die Aufhängung statt in Gleitschuhen in Gehängen erfolgt oder zwischen die Federblätter Kunststoff-Zwischenlagen eingebracht werden.

Besonders positiv auf die Verringerung der Reibkräfte wirkt sich die Verwendung einer geringeren Anzahl von Federblättern aus. Dies ist möglich, wenn der höheren Biegebeanspruchung in der Federmitte nicht durch zusätzliche Federblätter, sondern durch eine größere Blattstärke Rechnung getragen wird, die im Sinne einer optimalen Materialausnutzung zu den Enden hin abnimmt.

Die Biegebeanspruchung ist über der Blattlänge konstant, wenn die Federhälften im Längsschnitt die Kontur einer Parabel aufweisen. Blattfedern mit derartig ausgewalzten Blättern werden daher als Parabelfedern bezeichnet.

Die Entwicklung von der herkömmlichen geschichteten Blattfeder zur Parabelfeder veranschaulicht **Bild 1.3-12**.

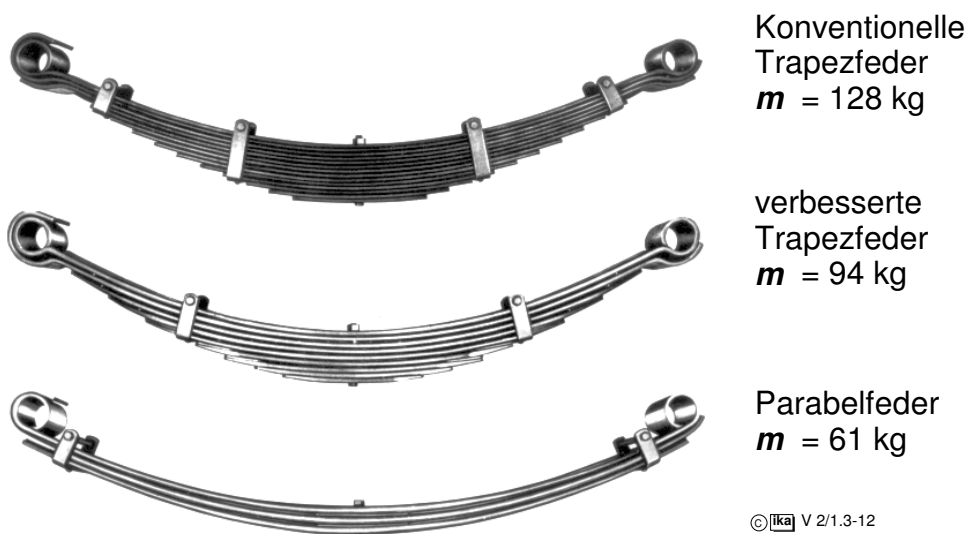


Bild 1.3-12: Entwicklungsstufen der Blattfeder

Die drei gezeigten Federn haben gleiche Länge, Federrate und Nennlast. Vorteil der Parabelfeder ist neben der Verringerung der Reibung die Senkung des Federgewichtes um ca. 50 % (Verringerung der ungefederten Massen). Der Hauptvorteil der Blattfedern, die Kombination von Federungs- und Achsführungselement, geht beim Übergang auf Parabelfedern mit wenigen Blättern zum Teil verloren.

Beim Bremsen neigen Parabelfedern zum sog. S-Schlag, der durch eine zusätzliche Momentenstütze verhindert werden muß, da sonst durch Veränderungen der Gleitgeschwindigkeiten zwischen Fahrbahn und Reifen Bremsrutschen auftreten kann (**Bild 1.3-13**).

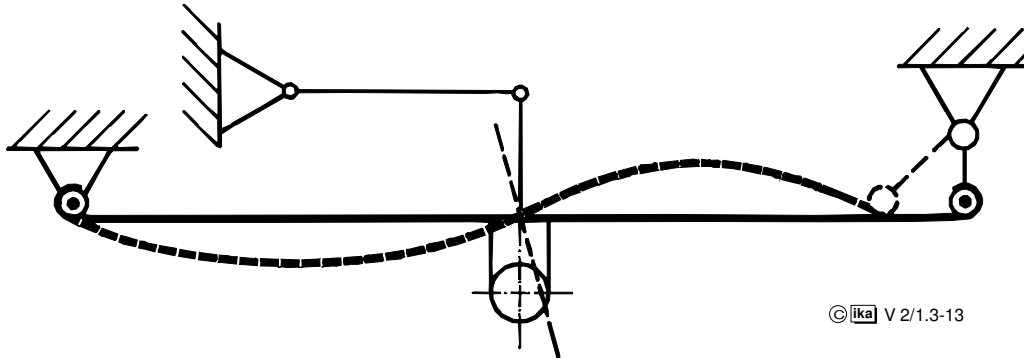


Bild 1.3-13: Einblattfeder mit Momentenstütze

1.2.2.3 Drehstabfedern

Drehstab- oder Torsionsstabfedern werden hauptsächlich zur Federung von PKW und Transportern eingesetzt.

Drehstabfedern sind gerade Stäbe aus Federstahl, die vorwiegend auf Torsion beansprucht werden. Die Stäbe werden an einem Ende fest eingespannt und am anderen drehbar gelagert, so daß der Schaft durch ein in Richtung seiner Achse wirkendes Moment elastisch verdrillt werden kann.

Für die Verwendung von Drehstäben als Kraftfahrzeugtragfedern wird die elastische Verdrehung des Torsionsstabes mit Hilfe einer Kurbel, die auf dem drehbar gelagerten Stabende sitzt und das Torsionsmoment aufbringt, in eine Hubbewegung umgewandelt, **Bild 1.3-14**.

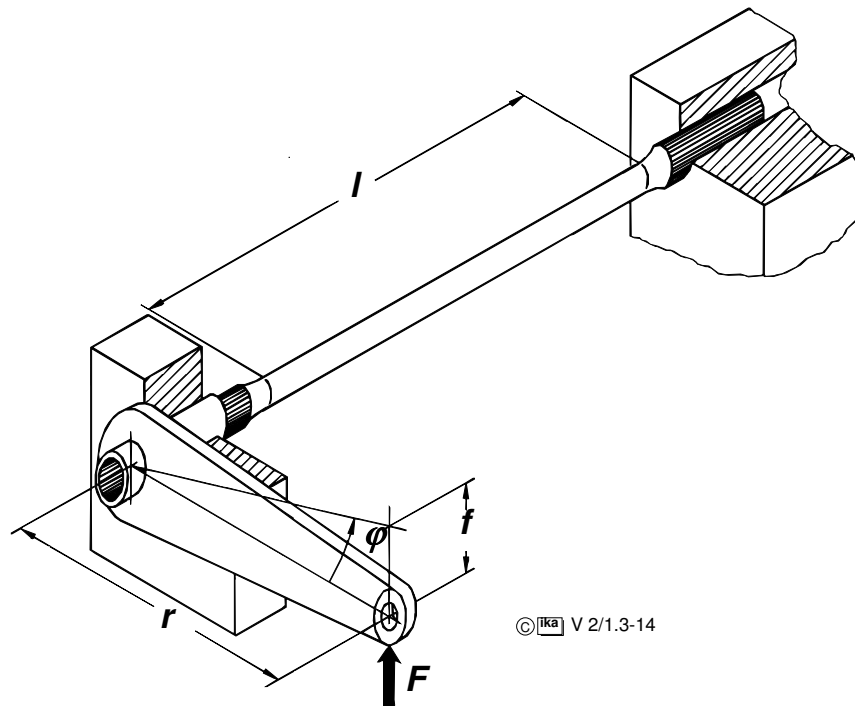


Bild 1.3-14: Kurbelmechanismus der Drehstabfederung

Als Kurbelarme dienen die Lenker der Achs- bzw. Radaufhängung. Die Drehstabfedern werden gewöhnlich in der aufbauseitigen Lagerachse der Lenker angeordnet, an deren gegenüberliegendem Ende die vertikale Radkraft als äußere Belastung angreift.

Zwischen dem Verdrehwinkel φ und dem Torsionsmoment M_t eines Drehstabes mit kreisförmigem Querschnitt besteht der Zusammenhang:

$$\varphi = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot J_p} \quad (1.3-15)$$

mit: G Schubmodul
 J_p polares Flächenträgheitsmoment
 l Stablänge

Für das polare Flächenträgheitsmoment eines Vollstabes mit Kreisquerschnitt gilt:

$$J_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad (d: \text{Stabdurchmesser}) \quad (1.3-16)$$

Damit folgt für die Verdrehsteifigkeit c_{tor} eines solchen Stabes:

$$c_{\text{tor}} = \frac{G}{l} \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad (1.3-17)$$

Bezogen auf das Kurbelende erhält man damit näherungsweise die Federsteifigkeit:

$$\Delta z \approx r \cdot \Delta \varphi$$

$$\Delta F \approx \frac{1}{r} \cdot \Delta M_t$$

$$c = \frac{\Delta F}{\Delta z} = \frac{1}{r^2} \cdot c_{\text{tor}} \quad (1.3-18)$$

Während die Federkennlinie des Drehstabes linear ist, hängt die am Kurbelende wirksame Federsteifigkeit von der Kinematik der Lenkeranordnung ab. In Gl. 1.3-18 sind für genaue Berechnungen dementsprechende trigonometrische Beziehungen einzusetzen.

An der Oberfläche eines Torsionsstabes mit Kreisquerschnitt beträgt die Schubspannung τ_t :

$$\tau_t = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3} \quad (1.3-19)$$

Der Drehstabdurchmesser d kann also zur Erzielung einer geeigneten Torsionssteife c_{tor} nicht frei gewählt werden. Ein Mindestdurchmesser ist in Abhängigkeit vom maximal zu erwartenden Torsionsmoment und der zulässigen Schubspannung festzulegen.

In der Praxis sind zur Erzielung geeigneter Federsteifigkeiten daher in der Regel relativ große Stablängen l erforderlich.

Drehstabfedern werden sowohl mit Quer- als auch Längslenkern und vereinzelt sogar mit Schräglenkern kombiniert. Sie werden vorwiegend parallel zum Fahrzeugboden angeordnet.

Für Vorderradaufhängungen werden Drehstabfedern überwiegend in Verbindung mit Querlenkern verwendet und in Fahrzeuginnenrichtung angeordnet, **Bild 1.3-15**. Bei der im Bild gezeigten Achse ist am Ende der Stäbe eine Höhenverstellung vorgesehen.

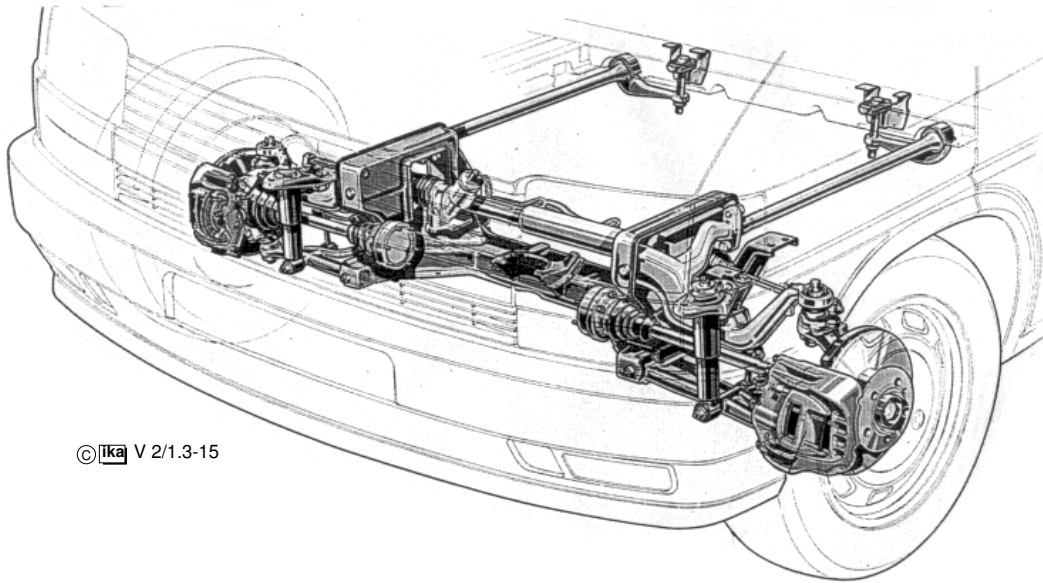


Bild 1.3-15: Drehstabfedern an einer Transportervorderachse (VW T4)

1.2.2.4 Schraubenfedern

Die in PKW gebräuchlichste Feder ist die Schraubenfeder. Sie kann als schraubenförmig gewickelter Drehstab aufgefaßt werden. Das Federmaterial wird überwiegend auf Torsion beansprucht.

Nimmt man als Hebelarm r , mit dem die Federkraft F an dem gewickelten Drehstab angreift, den halben Windungsdurchmesser $D/2$ der Schraubenfeder an, so folgt aus Gl. 1.3-18 für die Federsteifigkeit:

$$c \approx \frac{4}{D^2} \cdot c_{\text{tor}} \quad (1.3-20)$$

$$\text{mit: } c_{\text{tor}} = \frac{G}{l} \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{32}$$

Für die Gesamtlänge l des aufgewickelten Drehstabes gilt näherungsweise:

$$l \approx i \cdot \pi \cdot D \quad (1.3-21)$$

mit: i Anzahl der Windungen

Damit erhält man aus Gl. 1.3-20 und Gl. 1.3-21 für die Federsteifigkeit einer zylindrischen Schraubenfeder mit kreisförmigem Drahtquerschnitt:

$$c \approx \frac{G \cdot d^4}{i \cdot 8 \cdot D^3} \quad (1.3-22)$$

Die eigentlich lineare Kennlinie der Schraubenfeder läßt sich durch veränderlichen Gesamtdurchmesser, Drahtstärke und Steigung in eine progressive Kennlinie überführen, **Bild 1.3-16**.

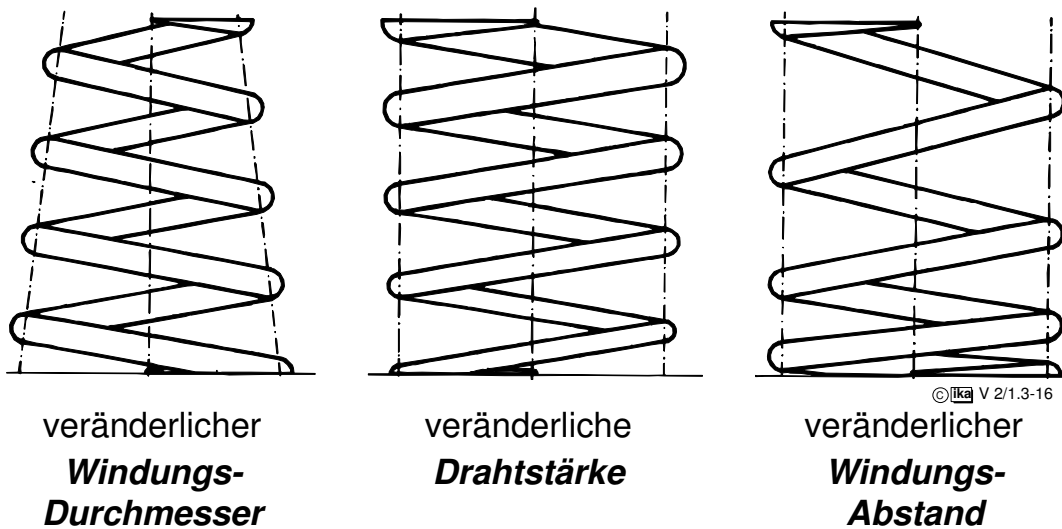


Bild 1.3-16: Progressive Schraubenfedern

Der Effekt beruht darauf, daß mit zunehmender Federzusammendrückung ein Teil der Windungen zur Anlage kommt, wodurch sich die wirksame Länge l des aufgewickelten Drehstabes verkürzt, vgl. Gl. 1.3-22.

Die Kombination aller drei Maßnahmen führte zur sog. Miniblockfeder, die neben ihrer Progressivität auch noch den Vorteil einer extrem niedrigen Bauhöhe aufweist, da sich die Windungen beim Zusammendrücken teilweise ineinanderlegen, **Bild 1.3-17**.

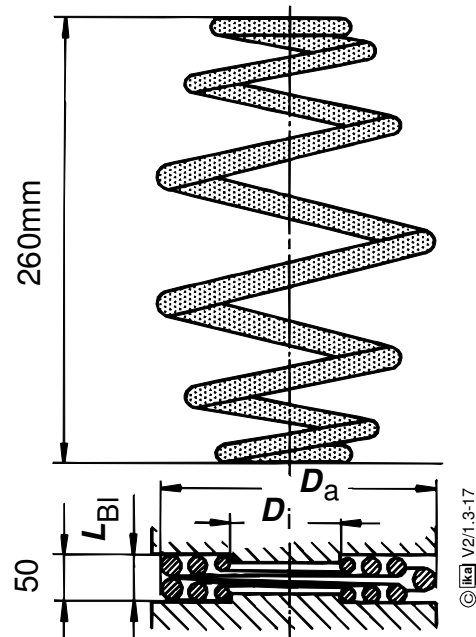


Bild 1.3-17: Miniblockfeder

Da Schraubenfedern im wesentlichen Kräfte in Richtung ihrer Längsachse und nur in sehr geringem Maße in Richtung ihrer Querachse aufnehmen können, werden sie bei Verwendung als Aufbaufedern ähnlich den Drehstäben mit den Lenkern der Radaufhängung kombiniert, die die von der Feder nicht übertragbaren Kraftkomponenten abstützen, **Bild 1.3-18**.

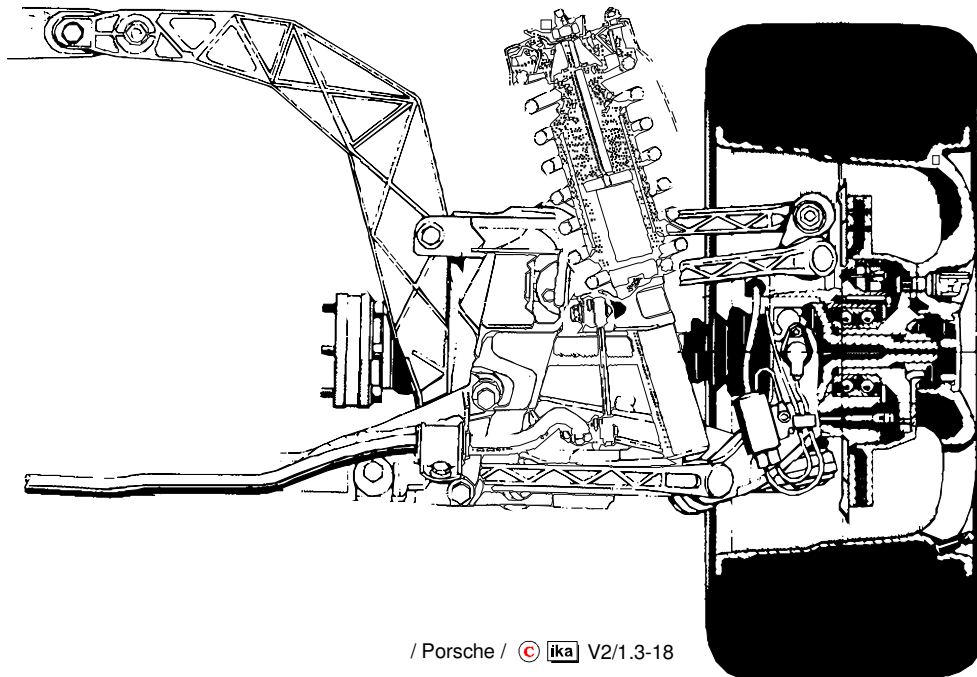


Bild 1.3-18: LSA-Hinterradaufhängung (Porsche 911 carrera)

Die Feder stützt sich einerseits gegen den Aufbau und andererseits gegen den Lenker ab, an dessen achsseitigem Ende die Radlast als äußere Kraft angreift.

In Abhängigkeit von der Kinematik der Radaufhängung und der Federanordnung besteht zwischen einer Einfederbewegung des Radaufstandspunktes Δz_R und der entsprechenden Zusammendrückung der Aufbaufeder Δf bei Einzelradaufhängungen ein Übersetzungsverhältnis i :

$$i = \frac{\Delta f}{\Delta z_R} \quad (1.3-23)$$

Das Federübersetzungsverhältnis i ist in der Regel kleiner als 1 und nicht konstant, sondern von der momentanen Lage der als Getriebeglieder aufzufassenden Radaufhängungsbauteile, also vom momentanen Einfederzustand abhängig.

Zwischen der Radlast F_R und der Federkraft F_F besteht mit dieser Hebelübersetzung i folgendes Gleichgewicht:

$$F_F = \frac{F_R}{i} \quad (1.3-24)$$

Damit kann die sog. radbezogene Federsteifigkeit einer Einzelradaufhängung für einen bestimmten Einfederzustand z_R angegeben werden:

$$\begin{aligned} c_{\text{radbezogen}} &= \frac{dF_R}{dz_R} = \frac{d(F_F \cdot i)}{dz_R} \\ &= \frac{dF_F}{dz_R} \cdot i + \frac{di}{dz_R} \cdot F_F \\ &= \frac{dF_F}{df} \cdot \frac{df}{dz_R} \cdot i + \frac{di}{dz_R} \cdot F_F \\ &= c \cdot i^2 + \frac{di}{dz_R} \cdot F_F \end{aligned} \quad (1.3-25)$$

Eine progressive Kennlinie der Federung kann also u.U. auch durch entsprechende Auslegung der Radaufhängungskinematik erzielt werden.

1.3.2.4 Gasfedern

Bei den bisher betrachteten Federn war das federnde Medium fest, die Federarbeit wurde durch eine Formänderung aufgenommen. Bei den in diesem Abschnitt betrachteten Federn ist das federnde Medium gasförmig, die Federarbeit wird durch eine Volumenänderung aufgenommen. Den prinzipiellen Aufbau einer Gasfeder zeigt **Bild 1.3-19**.

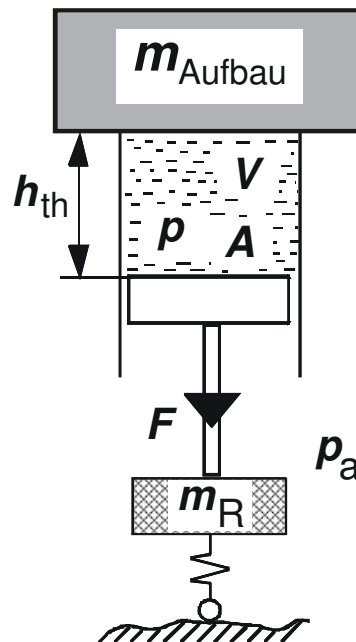


Bild 1.3-19: Kolben-Zylinder-Gasfeder

Eine charakteristische Kenngröße ist die theoretische Federlänge h_{th} , die sich als Quotient aus Arbeitsvolumen V (incl. evtl. Zusatzvolumen) und wirksamer, vom Gasdruck beaufschlagter Fläche A ergibt:

$$h_{th} = \frac{V}{A} \quad (1.3-26)$$

Die Federkraft F ergibt sich zu

$$F = (p - p_a) \cdot A \quad (1.3-27)$$

mit: p Gasdruck
 p_a Außendruck

Unter Berücksichtigung der Gasgleichung $p \cdot v^n = \text{const.}$, mit n als Polytro-
 penexponent, kann die Federsteifigkeit einer Gasfeder aus der Beziehung

$$c(f) = \frac{dF_F}{df} \quad (1.3-28)$$

hergeleitet werden:

$$c(f) = A \cdot n \cdot p(f) \cdot \frac{1}{h_{th}} \quad ; \quad h_{th} = \frac{V(f)}{A} \quad (1.3-29)$$

Der Polytropenexponent liegt dabei zwischen $n = 1$ (isotherm, langsame Federbewegung) und $n = 1,4$ (adiabat, schnelle Federbewegung). **Bild 1.3-20** zeigt, wie sich bei endlichem h_{th} die Federkraft bei quasistatischer (F_{stat}) und dynamischer Bewegung (F_{dyn}) ändert.

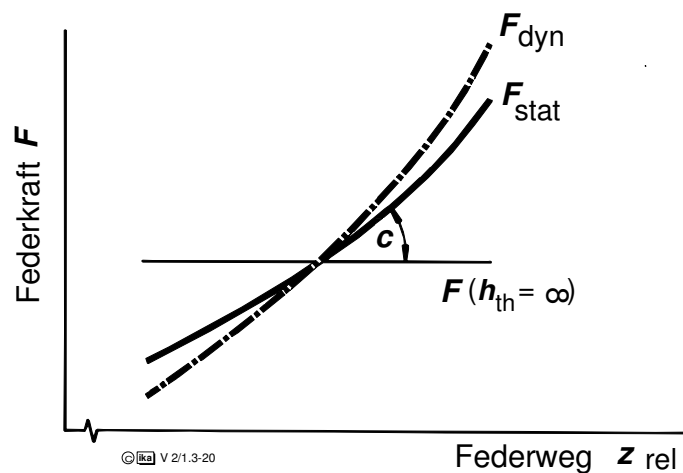


Bild 1.3-20: Federkraft in Abhängigkeit von der Einfederung einer Gasfeder

Das Verhältnis von Änderung der Federkraft zu Änderung des Weges gibt dabei die Größe der Federsteifigkeit c an. Zum Vergleich ist eine Linie $h_{th} = \infty$, d.h. $c = 0$ eingetragen. Eine geringe Federsteifigkeit (d.h. niedrige Eigenfrequenz) erfordert ein großes h_{th} , also ein großes Federvolumen.

Die Schwingung einer Masse m auf einer Gasfeder weist folgende Eigenfrequenz auf:

$$\omega_e = \sqrt{\frac{c}{m}} = \sqrt{\frac{c \cdot g}{(p - p_a) \cdot A}}$$

bzw. mit Gleichung 1.3-29:

$$\omega_e = \sqrt{\frac{g \cdot n \cdot p}{h_{th} \cdot (p - p_a)}} \quad (1.3-30)$$

Berücksichtigt man ein Federübersetzungsverhältnis i (hier vereinfachend $di / dz_R = 0$), dann erhält man gemäß Gl. 1.3-24 und Gl. 1.3-25:

$$\omega_e = \sqrt{\frac{c_{\text{radbezogen}}}{G_R / g}} = \sqrt{i} \cdot \sqrt{\frac{g \cdot n \cdot p}{h_{\text{th}} \cdot (p - p_a)}} \quad (1.3-31)$$

Bei verhältnismäßig kleinen Federdurchmessern wird $p \gg p_a$. Die Formeln für die Federsteifigkeit und die Eigenfrequenz vereinfachen sich damit zu:

$$c \approx \frac{g \cdot n \cdot m}{h_{\text{th}}} \quad ; \quad m \cdot g \approx p \cdot A$$

$$\omega_e = \sqrt{\frac{g \cdot n}{h_{\text{th}}}} \quad (1.3-32)$$

Die theoretische Kolben-Zylinder-Gasfeder wird nur in modifizierter Form in Kraftfahrzeugen eingesetzt. Man unterscheidet in der Praxis zwischen hydropneumatischer Feder und Faltenbalg - bzw. Rollbalg - Gasfeder.

- Hydropneumatische Feder

Hydropneumatische Feder Elemente werden von Citroën in verschiedenen PKW-Typen verwendet, **Bild 1.3-21**.

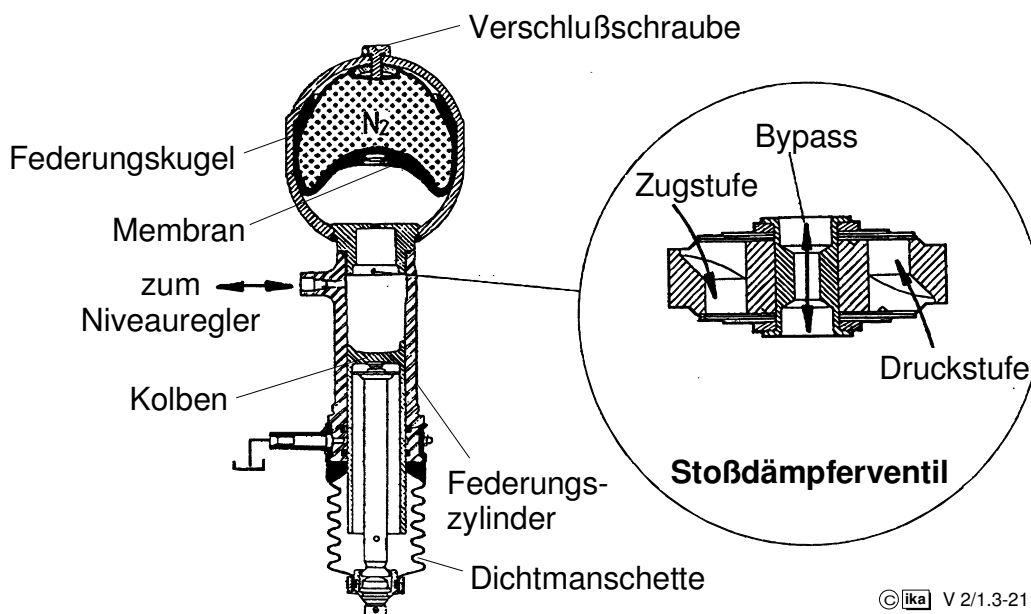


Bild 1.3-21: Hydropneumatische Feder (Citroën)

Die Federkraft wird von dem Kolben zunächst auf ein Fluid und dann auf ein Gas übertragen. Fluid und Gas sind durch eine undurchlässige Gummi-Membran voneinander getrennt.

Erst die Zwischenschaltung des Fluids gestattet eine weitgehend verschleißfreie und reibungsarme Abdichtung zwischen Kolben und Zylinder. Außerdem ist damit die Möglichkeit gegeben, das Federelement mit einer integrierten hydraulischen Dämpfung (siehe Bildvergrößerung) und einer hydraulischen Niveauregelung zu versehen. Merkmal der hydropneumatischen Gasfedern mit Niveauregulierung ist dabei:

Gasgewicht = const.

Die beim Beladen erfolgte Einfederung Δz wird bei hydropneumatischen Federn nur durch Zupumpen eines Fluids ausgeglichen. Für die theoretische Federlänge gilt ($A \approx \text{const.}$):

$$h_{th} \approx h_{th1} - \Delta f \quad (1.3-33)$$

Beim Wechsel des Betriebspunktes einer Gasfeder ist $n=1$ zu setzen. Die Gasgleichung vereinfacht sich damit zu:

$$p_1 \cdot v_1 = p \cdot v$$

bzw. mit $A = \text{const.}$:

$$p_1 \cdot h_{th1} = p \cdot (h_{th1} - \Delta f) \quad (1.3-34)$$

Aus Gl. (1.3-29) folgt damit für die Federsteifigkeit einer hydropneumatischen Federung:

$$c(f) \approx A \cdot n \cdot p^2(f) \cdot \frac{1}{h_{th1} \cdot p_1} \quad (1.3-35)$$

Die Federsteifigkeit nimmt also in diesem Fall quadratisch mit der Federbelastung, d.h. der abzufedernden Aufbaumasse zu, und es gilt:

$$\frac{c_{bel}}{c_{leer}} > \frac{F_{bel}}{F_{leer}} = \frac{m_{bel}}{m_{leer}} \quad (1.3-36)$$

Durch die einfederungsbedingte Verringerung von h_{th} steigt die Eigenfrequenz der Aufbauschwingungen also mit der Beladung an.

Eingesetzt werden hydropneumatische Federelemente vor allem an der Hinterachse von Kombiwagen und schweren Limousinen, da sie eine wirkungsvolle Niveauregulierung ermöglichen. Dabei werden auch teiltragende Systeme in Verbindung mit Stahlfedern (Parallelschaltung) verwendet, **Bild 1.3-22**. Der Vorteil dieser Kombination besteht darin, daß die einander entgegengesetzte Änderung der Eigenfrequenz der beiden Federarten letztendlich zu einer Federung mit nahezu konstanter Eigenfrequenz führt.

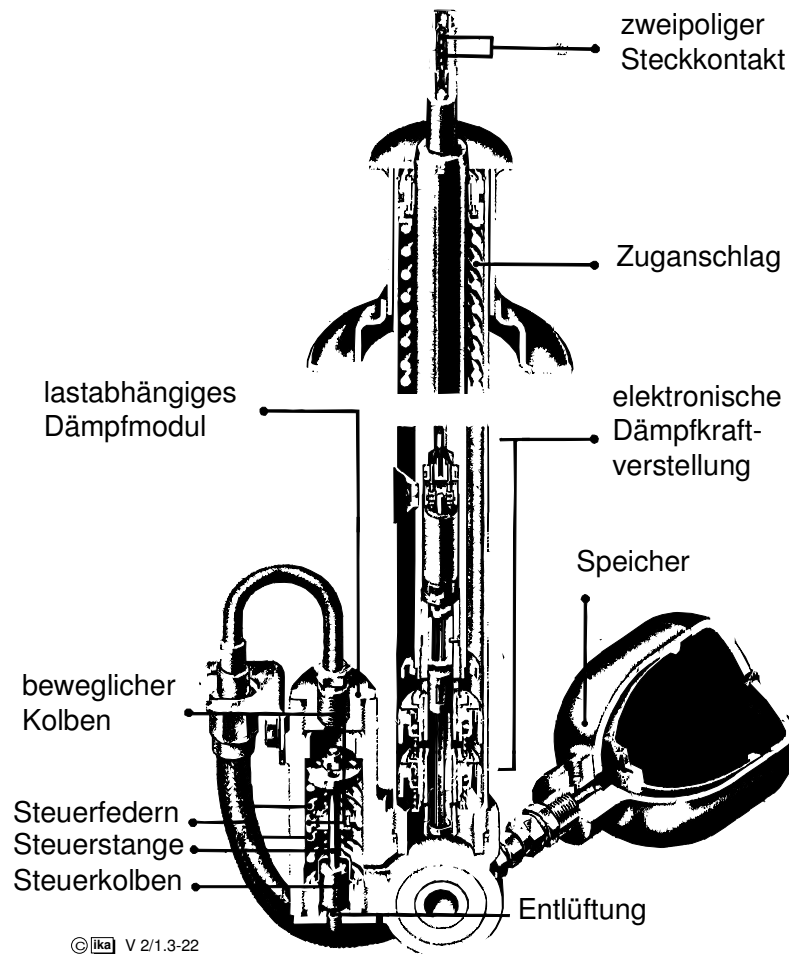
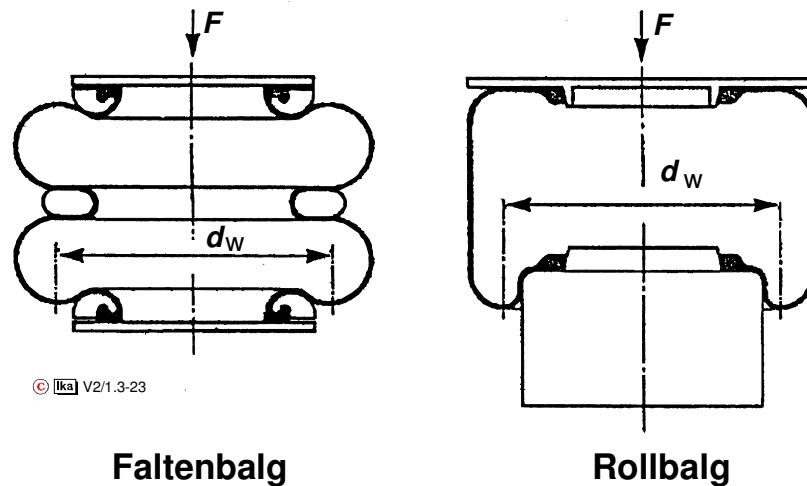


Bild 1.3-22: Teiltragender Federzylinder mit hydraulischer Niveauregulierung und verstellbarer Dämpfung (Sachs)

- Balg - Gasfedern

Bild 1.3-23 zeigt die beiden Bauformen der Balg - Gasfedern, die Gasfeder mit Faltenbalg und die Gasfeder mit Rollbalg. Die Gasfederbälge bestehen, ähnlich wie Luftreifen, aus durch Textilgewebe verstärktem Gummimaterial.

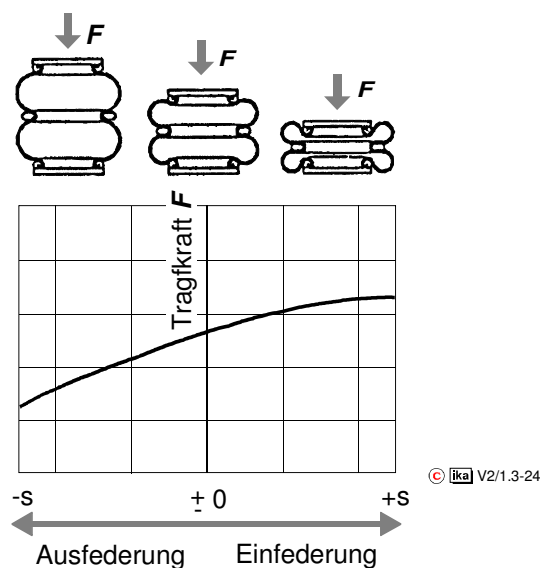


© Ika V2/1.3-23

Bild 1.3-23: Balg - Gasfedern

Die Fläche, über die der in der Luftfeder vorhandene Überdruck als Kraft auf das Fahrzeug wirkt, wird als wirksame Fläche A_w bezeichnet. Im Gegensatz zur oben behandelten hydropneumatischen Gasfeder ändert sich bei den Balg - Gasfedern die wirksame Fläche A_w über dem Hub. In Bild 1.3-23 ist die wirksame Fläche A_w durch den wirksamen Durchmesser d_w für beide Balg - Bauformen dargestellt.

Die Tragkraft der Feder wird aus dem Produkt von Überdruck und wirksamer Fläche bestimmt. Insbesondere bei den Gasfedern mit Rollbalg ist hier die Möglichkeit einer gezielten Einflußnahme gegeben, da die wirksame Fläche durch die Außenkontur des Kolbens (Abrollstempel) vorgegeben wird, **Bilder 1.3-24 und 1.3-25.**



© Ika V2/1.3-24

Bild 1.3-24: Kennlinien der Tragkraft der Gasfeder mit Faltenbalg

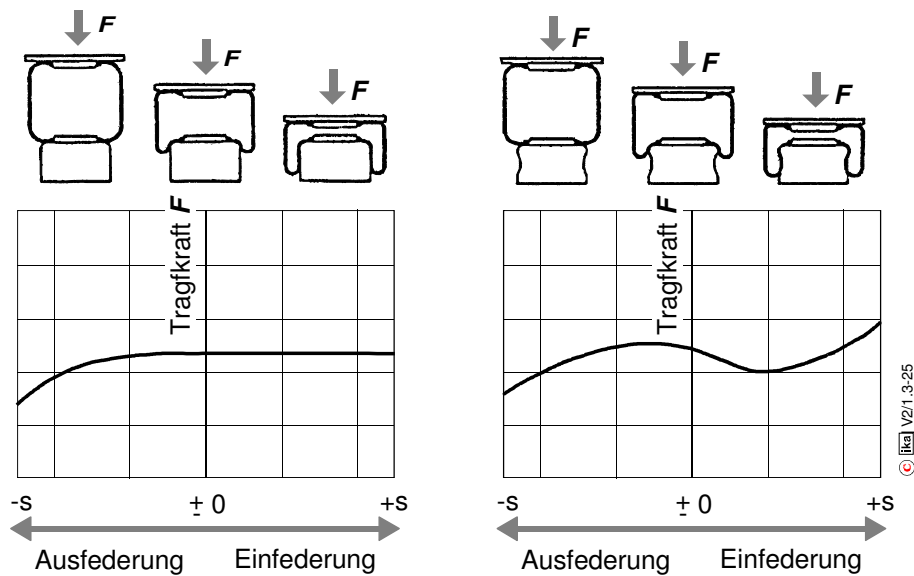


Bild 1.3-25: Kennlinien der Tragkraft der Gasfeder mit Rollbalg

Außerdem besteht generell die Möglichkeit, durch ein Zusatzvolumen in Form eines Luftkessels (Erhöhung von h_{th}) eine weniger progressive Federkennung zu realisieren.

Auch Balg - Gasfedern ermöglichen eine Niveauregulierung des Fahrzeugaufbaus bei Beladung. Die Federzusammendrückung durch eine statische Last wird hier durch Zupumpen von Gas ausgeglichen. Die theoretische Federlänge h_{th} bleibt also konstant. Merkmal der Balg - Gasfedern mit pneumatischer Regelung ist daher:

Gasvolumen = const.

Damit gilt für die Federsteifigkeit einer Balg - Gasfeder:

$$c(f) = A \cdot n \cdot p(f) \cdot \frac{1}{h_{th}} \quad (1.3-37)$$

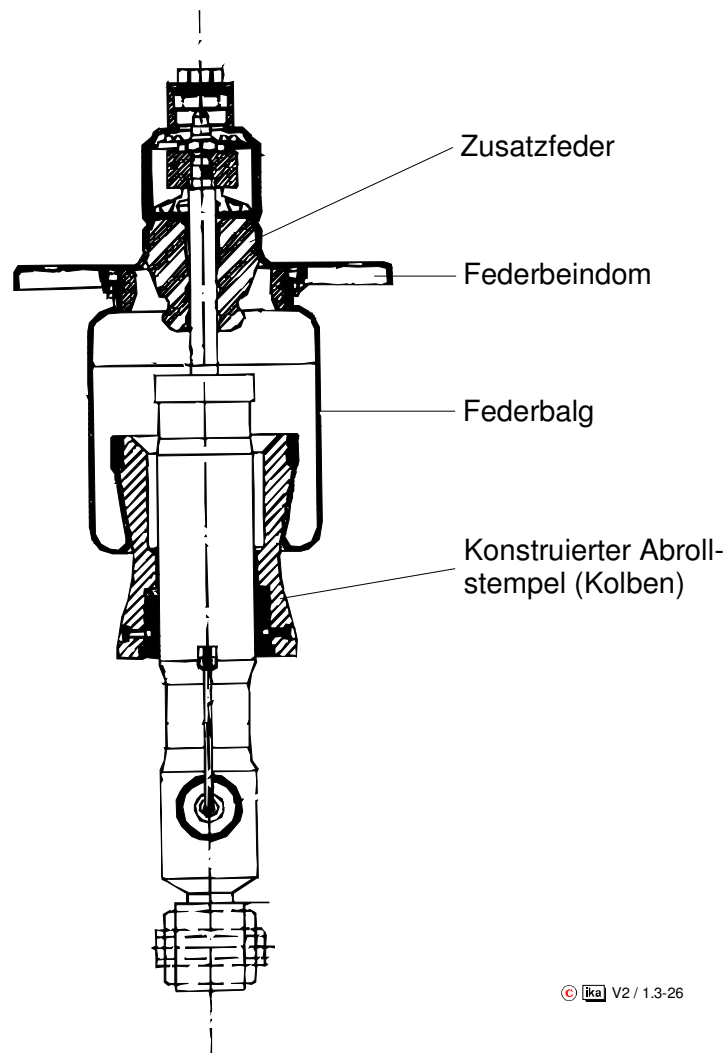
Die Federsteifigkeit ist in diesem Fall zur Federbelastung direkt proportional: ($p \gg p_a$)

$$\frac{c_{bel}}{c_{leer}} = \frac{F_{bel}}{F_{leer}} = \frac{m_{bel}}{m_{leer}} \quad (1.3-38)$$

Die Eigenfrequenz der Aufbauschwingungen ändert sich hier beim Beladen also nicht ($h_{th} = \text{const.} \rightarrow \omega_e = \text{const.}$).

Gasfedern werden - meist mit Rollbalg - vor allem bei Bussen (konstante Einstieghöhe) und LKW (hohe Zuladung bezogen auf das Eigengewicht) an-

gewandt. Ein Federelement mit volltragender Rollbalgluftfeder für PKW zeigt das folgende **Bild 1.3-26**.



© ifka V2 / 1.3-26

Bild 1.3-26: Luftfeder-Dämpfer-Einheit mit volltragender Rollbalgluftfeder

Neben einer Niveauregulierung ist hier eine stufenlose, pneumatische Dämpfungkraftverstellung realisiert (weiche Charakteristik günstig für Fahrkomfort, straffe Charakteristik günstig für Fahrstabilität).

Die taillierte Kontur des Abrollkolbens beeinflusst über eine Änderung der wirksamen Fläche A_w die Federkennlinien. Außerdem bewirkt die Zusatzfeder (Puffer) eine starke Progressivität der Federkennlinie beim Einfedern.

Das Ansprechverhalten der Luftfeder wird insbesondere durch die Orientierung des Federbalg-Fadenwinkels beeinflusst. Deutliche Verbesserungen ergeben sich, wenn der Festigkeitsträger axial zur Federrichtung angeordnet wird. Allerdings bedingt diese Orientierung eine äußere Führung des Luftfederbalgs mit einem Stützrohr, um Umfangskräfte aufnehmen zu können.

Einen abschließenden Überblick über die wichtigsten Merkmale von Stahlfedern und Luftfedern geben die **Bilder 1.3-26 a-c**.

Stahlfeder

1.) Fahrkomfort (s. **Bild 1.3-26b**)

Der Fahrkomfort ändert sich mit dem Beladungszustand. Der Fahrkomfort, beschrieben durch die Eigenfrequenz, ist proportional c/F und ändert sich bei konstanter Federsteifigkeit c und variabler Belastung F .

2.) Gesamtfederweg (s **Bild 1.3-26c**)

Der Gesamtfederweg ergibt sich aus der Summe der statischen und der dynamischen Einfederung:

$$S_{\text{ges}} = S_{\text{stat}} + S_{\text{dyn}}$$

Eine Stahlfeder läßt sich nicht beliebig weich ausführen, da der Gesamtfederweg zu groß wird. Der hierfür erforderliche Platzbedarf steht in den Radhäusern nicht zu Verfügung. Der Fahrkomfort aber hängt unmittelbar von der Federweichheit ab.

3.) Niveaulage

Aufgrund der statischen Einfederung hat ein stahlgederertes Fahrzeug, abhängig vom Beladungszustand, verschiedene Aufbauniveaulagen.

4.) Raumbedarf

Die heutige Bauweise der Schraubenfeder erlaubt einen immer geringeren Platzbedarf. Durch die Anwendung von Spiralschraubenfedern wird die Bauhöhe auf wenige Windungsdurchmesser minimiert.

Luftfeder

Der Fahrkomfort bleibt, unabhängig von der Belastung, nahezu konstant. Bei konstanter wirksamer Fläche ist die Eigenfrequenz proportional $p/p_{\bar{u}}$

Der Gesamtfederweg ergibt sich zu:

$$S_{\text{ges}} = S_{\text{dyn}}$$

Der statische Federweg ist Null, da je nach Belastung der Luftdruck bei konstanter Fahrzeughöhe variiert wird. Die Luftfederung kann also weicher ausgelegt werden, als die Stahlfeder.

Ein luftgederertes Fahrzeug hat durch den Wegfall der statischen Einfederung eine konstante Niveaulage.

Rollbalggasfedern benötigen immer Beschlagteile (Deckel und Abrollkolben). Die Länge des Abrollkolbens entspricht dabei dem halben Federweg der Luftfeder. Das Blockmaß der Luftfeder setzt sich aus der Höhe der Beschlagteile zusammen.

Bild 1.3-26 a: Federsysteme im Vergleich

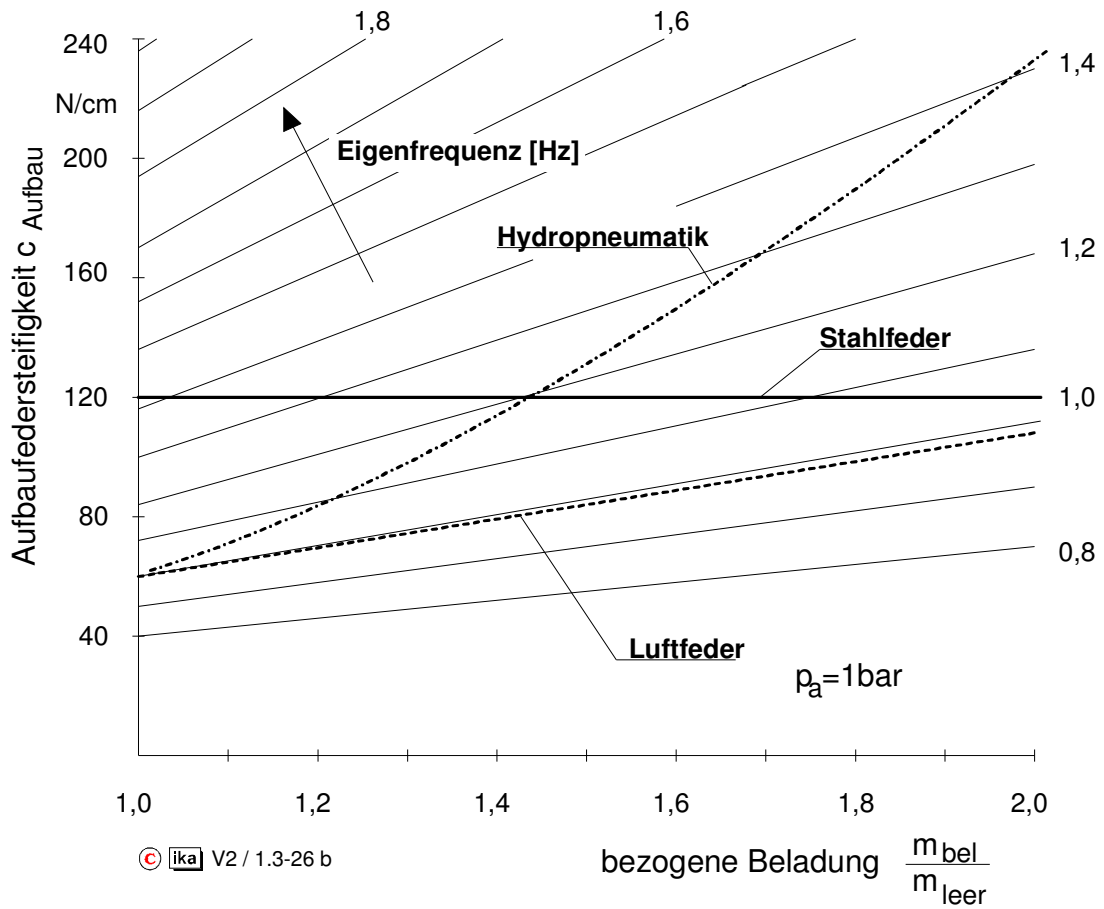


Bild 1.3-26 b: Vergleich der Eigenfrequenzen von unterschiedlichen Federungssystemen in Abhängigkeit von der Zuladung

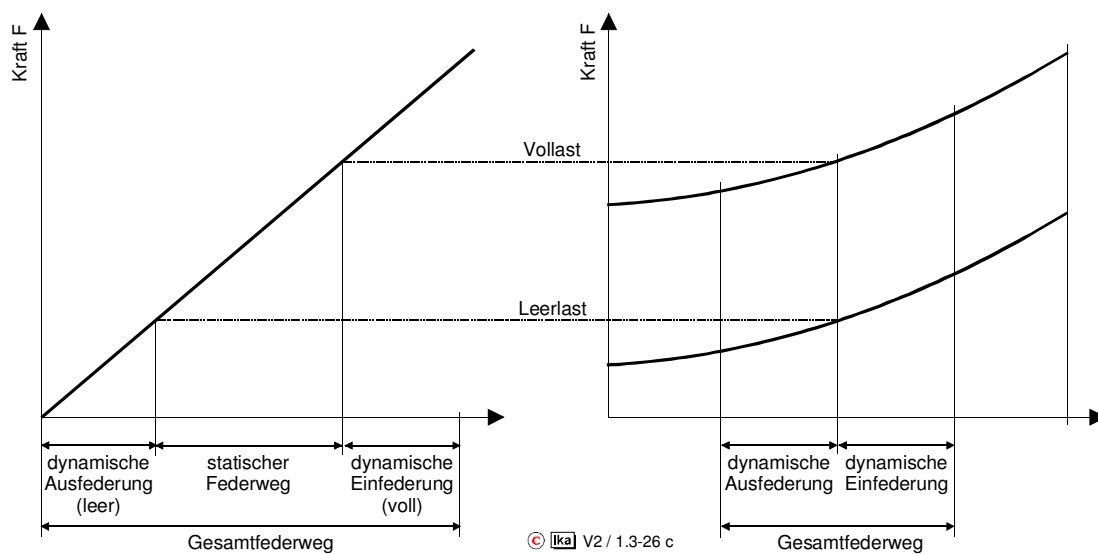


Bild 1.3-26 c: Unterschiede zwischen Stahl- und Luftfeder

1.3.3 Schwingungsdämpfer

Schwingungsdämpfer dienen sowohl dazu, die Fahrsicherheit eines Fahrzeugs zu gewährleisten, als auch dazu, den Fahrkomfort zu optimieren (**Bild 1.3-27**).

Die Fahrsicherheit wird stark durch die Bodenhaftung der Räder beeinflusst. Schwingungen der Radmassen, die zusammen mit den anteiligen Massen der Radaufhängungsbauteile auch als ungefederte Massen bezeichnet werden, da sie nur über die Reifenfeder und nicht über die Aufbaufedern ($c_R \gg c_A$) abgefedert sind, sind daher nach Möglichkeit zu minimieren, d.h. stark zu dämpfen.

Ein zufriedenstellender Fahrkomfort erfordert zwar einerseits, daß die Amplituden der Aufbauschwingungen klein sind, andererseits aber auch, daß die Aufbaubeschleunigungen, die auch von den Dämpferkräften verursacht werden, möglichst gering sind, also eine eher schwache Dämpfung.

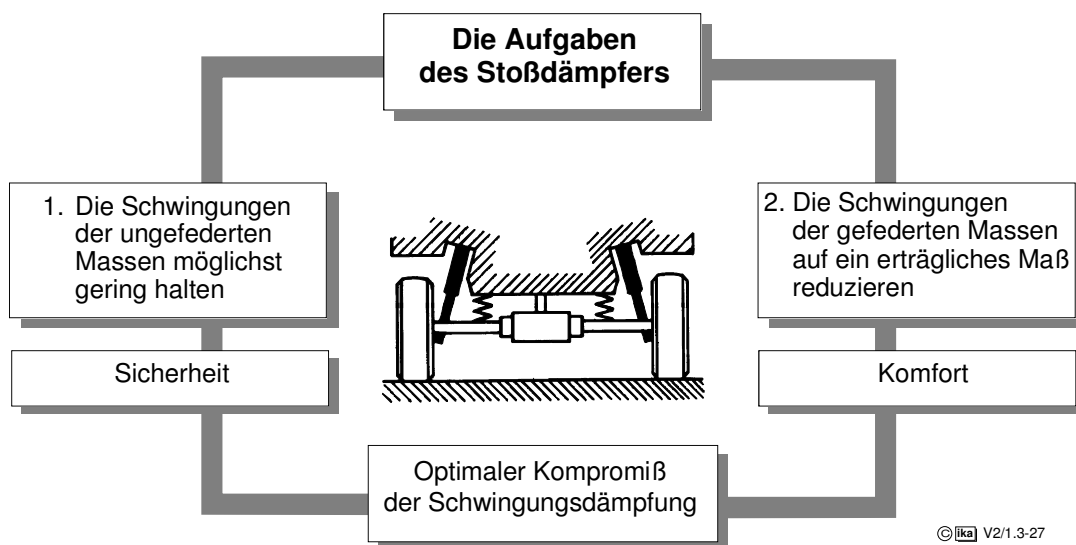
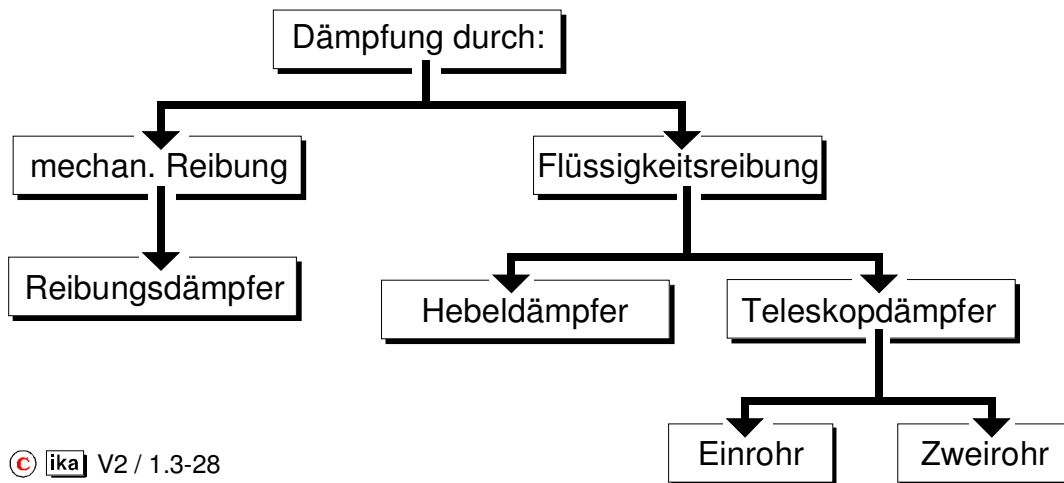


Bild 1.3-27: Aufgaben des Stoßdämpfers

Bei der Dämpferauslegung ist daher ein optimaler Kompromiß zwischen harter Sicherheitsdämpfung und weicher Komfortdämpfung anzustreben.

Schwingungsdämpfer oder auch Stoßdämpfer unterscheiden sich grundsätzlich durch die Art der Reibung, die die Umwandlung von Schwingungsenergie in Wärme bewirkt, **Bild 1.3-28**.



© Ika V2 / 1.3-28

Bild 1.3-28: Verschiedene Stoßdämpferarten

Während Stoßdämpfer von Fahrzeugen der 20´er und 30´er Jahre mit mechanischer Reibung arbeiteten, setzten sich im Laufe der Entwicklung Flüssigkeitsdämpfer durch, da der hier gegebene exponentielle Zusammenhang zwischen Dämpferkraft und Einfedergeschwindigkeit eine bessere Anpassung der Dämpferkennlinien an das Schwingungssystem Fahrzeug erlaubt, eine unsymmetrische Auslegung von Zug- und Druckstufe mit relativ geringem Aufwand ermöglicht und diese Dämpfer vor allem ein besseres Ansprechverhalten (Dämpferkrafteinsatz bei sehr kleinen Einfedergeschwindigkeiten) aufweisen.

Bei Stoßdämpfern mit Flüssigkeitsreibung kannte man zunächst die Hebel­dämpfer. Bei diesen Dämpfern wirkt ein häufig auch als Querlenker verwendeter Hebel über einen Betätigungs­nocken auf einen Kolben, der Öl durch ein Ventil preßt. Diese Dämpferart kommt heute kaum noch zum Einsatz. Heute verwendet man nahezu ausschließlich die sogenannten Teleskop­dämpfer.

Neben dem Wegfall von Verschleißteilen wie Hebel, Lagerung und Betätigungs­nocken weisen diese gegenüber den Hebel­dämpfern den Vorteil auf, daß sich die Dämpferwirkung feiner regulieren läßt, da Federweg und Kolbenweg des Dämpfers meistens übereinstimmen. Bedingt durch den großen Kolbenweg ist die Flüssigkeitsumwälzung größer. Der direktwirkende Dämpfer kann daher mit einem viel geringeren Druck (verglichen mit dem Hebel­dämpfer) arbeiten, was die Auslegung der Dämpfer­ventile erleichtert und sich günstig auf die Lebensdauer auswirkt.

Bei den Teleskopdämpfern unterscheidet man nach Zweirohr- und Einrohrsystem. **Bild 1.3-29** zeigt den prinzipiellen Aufbau beider Dämpfersysteme.

Zweirohr-Dämpfer

Einrohr-Dämpfer

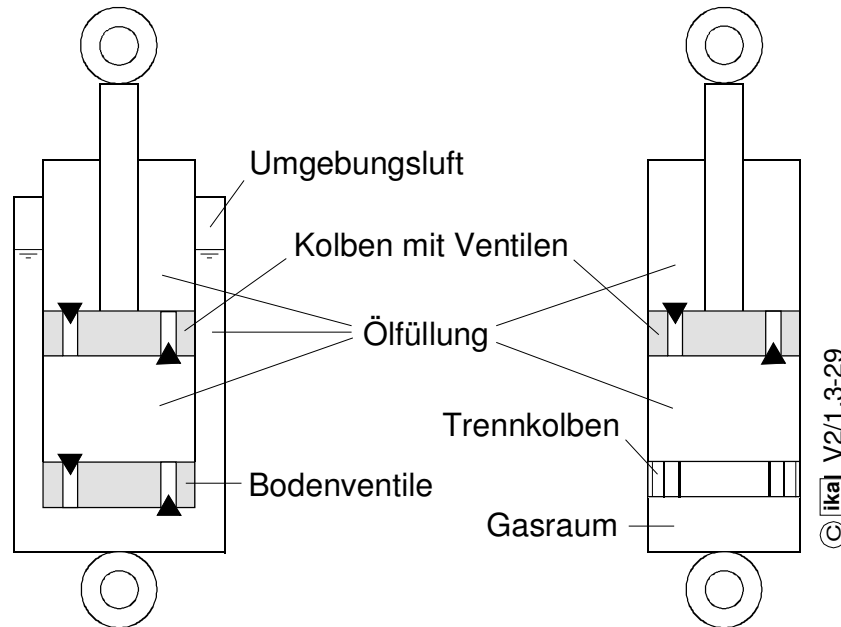


Bild 1.3.-29: Schematischer Aufbau hydraulischer Schwingungsdämpfer in Zweirohr- (links) und Einrohrbauart (rechts)

Bei beiden Dämpferarten bewegt sich unter Überwindung des Strömungswiderstandes ein mit Drossелеlementen versehener Kolben in einem flüssigkeitsgefüllten Zylinder. Die aufgenommene mechanische Arbeit wird dabei in Wärme umgewandelt und über das Dämpferaußenrohr an die Umgebung abgegeben. Reicht die Dämpferoberfläche zur Wärmeabfuhr nicht aus, muß entweder für Flächenvergrößerung gesorgt werden, oder es kommt zu Überhitzungen im Dämpfer, bei denen vor allem die Gummi- und Kunststoffteile Schaden nehmen können.

Beim konventionellen Zweirohrdämpfer wird das von der eintauchenden Kolbenstange verdrängte Flüssigkeitsvolumen über das Bodenventil in den als Ausgleichsraum dienenden Mantelraum zwischen Innen- und Außenrohr gedrückt und beim Ausfahren der Kolbenstange zurückgesaugt. Im nicht bewegten Zustand ist der Flüssigkeitsdruck gleich dem Umgebungsdruck.

Um Kavitationserscheinungen an den Ventilen zu unterdrücken, kann nennenswerte Dämpfungsarbeit jeweils nur von den Ölströmen geleistet werden,

die nicht in einen sich vergrößernden Teil des Arbeitsraumes nachgesaugt werden.

Beim Zusammendrücken des Zweirohrdämpfers leistet also wesentlich der Teil des Ölstromes aus dem unteren Teil des Arbeitsraumes die Dämpfungsarbeit, der aufgrund des Eintauchens der Kolbenstange durch das Bodenventil in den Mantelraum gedrückt wird, während der andere Teil nahezu widerstandslos in den oberen Teil des Arbeitsraums fließt.

Beim Auseinanderziehen des konventionellen Zweirohrdämpfers wird die Dämpfungsarbeit dagegen von dem Ölstrom geleistet, der über das Kolbenventil aus dem oberen Teil des Arbeitsraumes in den unteren strömt, während der Anteil am Ölvolumen, der aufgrund der ausfahrenden Kolbenstange aus dem Vorratsraum zurückfließen muß, mit nur geringer Gegenkraft durch die Bodenventile strömt.

Beim Einrohrdämpfer wird das von der Kolbenstange verdrängte Flüssigkeitsvolumen durch Komprimieren eines im Dämpfer eingeschlossenen Gasvolumens aufgenommen. Dieses Gasvolumen befindet sich entweder oberhalb des Ölspiegels und ist durch eine Prallplatte vom Hydrauliköl getrennt, oder es ist durch einen Trennkolben vom Ölvolumen abgetrennt, wenn das Gas im unteren Teil des Dämpfers angeordnet ist.

Die vom Gasdruck auf die Dämpferkolbenfläche ausgeübte Gaskraft muß größer sein als die maximale Dämpferkraft, da sonst bei schlagartigen Kolbenbewegungen das Gas komprimiert würde, während in dem Teil des Dämpferarbeitsraums, der dem Gasvolumen gegenüberliegt, der Druck auf 0 bar abfällt. Dies würde bei plötzlicher Richtungsumkehr der Kolbenstangenbewegung zum kurzzeitigen Aussetzen des Dämpfers und zu Kavitationserscheinungen an den Kolbenventilen führen. Der Gasdruck beträgt üblicherweise 30-40 bar. Die vom Gasdruck auf die Fläche des Kolbenstangenquerschnitts ausgeübte Gaskraft bedingt eine Ausfahrkraft der Kolbenstange, die bei der Auslegung der Aufbaufederung berücksichtigt werden muß.

Den Vorteilen des Zweirohrdämpfers hinsichtlich der Kosten und der Lebensdauer stehen als Nachteile die Neigung zur Gasblasenbildung, die ungünstige Wärmeabfuhr, der relativ große Durchmesser und der im allgemeinen nur senkrecht oder leicht geneigt mögliche Einbau gegenüber.

Der Hauptnachteil des Einrohrdämpfers besteht darin, daß die Herstellung wegen der notwendigen Fertigungspräzision teuer und seine Lebensdauer wegen der kritischen Kolbenstangendichtung u. U. geringer ist als beim Zweirohrdämpfer.

- Ausführungsbeispiele

Die konstruktive Ausführung der Teleskopdämpfer ist bei den einzelnen Herstellern, aber auch je nach Einsatzgebiet unterschiedlich.

Bild 1.3-30 zeigt einen nach dem von De Carbon in den 40er Jahren entwickelten Prinzip aufgebauten Einrohrdämpfer, bei dem ein Trennkolben Gas- und Ölvolumen voneinander trennt und so ein Verschäumen des Öls vermeidet.

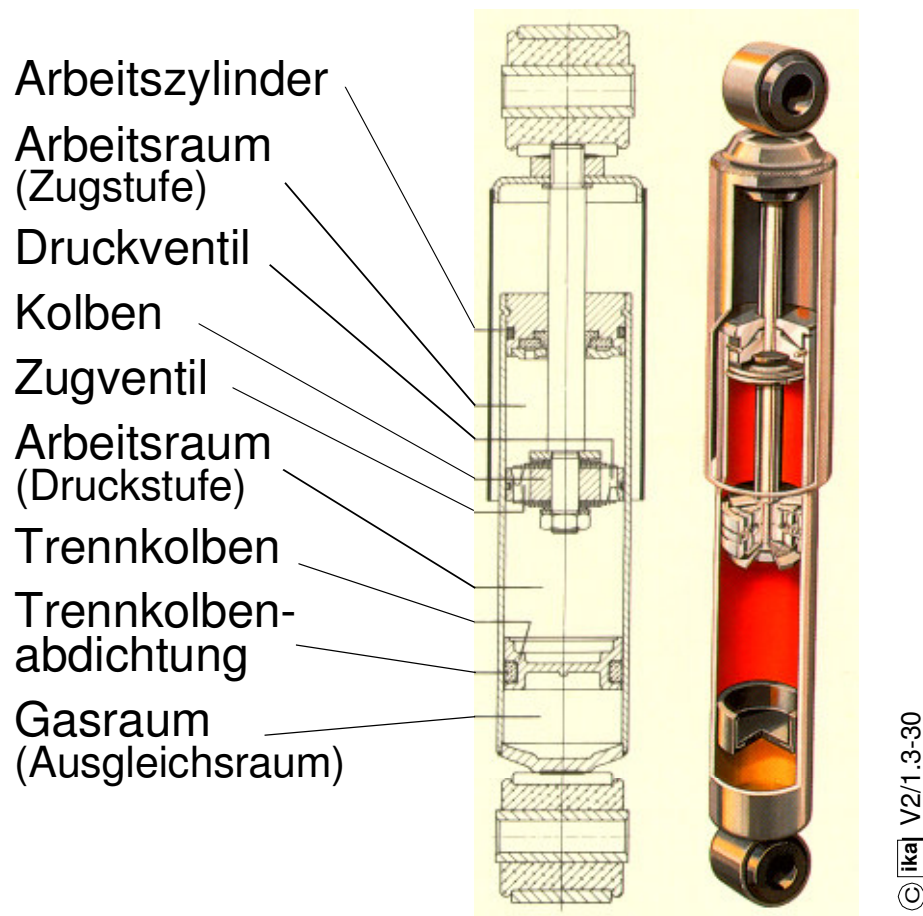


Bild 1.3-30: Ausführungsbeispiele des Einrohrdämpfers

Dieser Trennkolben ermöglicht eine beliebige Einbaulage, hat aber auf die Funktion des Dämpfers keinen Einfluß. Das Verschäumen von Öl und Gas läßt sich auch durch andere Maßnahmen verhindern. Beispielsweise verringert bereits eine Prallscheibe das Verschäumen von Öl und Gas, indem sie die aus den Kolbenventilen austretenden und an der Zylinderwand hochschießenden Ölstrahlen sowohl ablenkt als auch bremst.

Ein Schnittbild eines Zweirohrdämpfers zeigt **Bild 1.3-31**. Der Arbeitsraum, in dem sich der Kolben bewegt, ist ganz, der Vorratsraum zwischen Arbeitszylinder und Behälterrohr zu ca. 2/3 mit Öl gefüllt. Dieser Mantelraum dient als Ausgleichsraum für das von der eintauchenden Kolbenstange verdrängte Öl. Die Dämpfungsventile - Boden- und Kolbenventile - bestehen aus einem System von Federscheiben und Ventilkörpern mit Drosselbohrungen. Durch eine schwache Schraubenfeder werden sie gegen den Ventilsitz gedrückt und können so gleichzeitig die Funktion eines Rückschlagventils übernehmen.

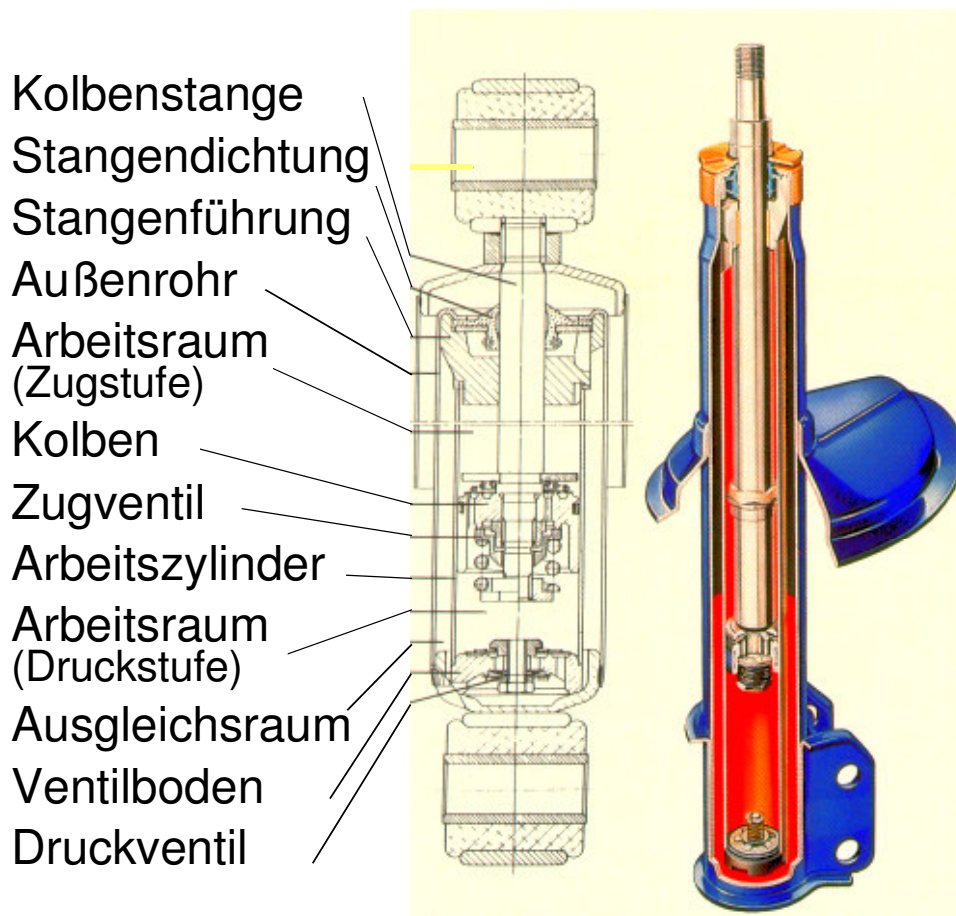


Bild 1.3-31: Ausführungsbeispiel eines Zweirohrdämpfers

Speziell für den Einsatz in Federbeinen wurde der Gasdruck-Zweirohrdämpfer konzipiert. Bei Feder- und Dämpferbein-Radaufhängungen wird die Kolbenstange des Dämpfers nicht nur zur Übertragung der Dämpferkräfte, sondern gleichzeitig zur Radführung benutzt.

Um eine Durchbiegung der Kolbenstange unter den dabei auftretenden Querkräften in Grenzen zu halten, sind größere Kolbenstangendurchmesser

(~ 25 mm) erforderlich als bei ausschließlich auf Zug/Druck beanspruchten Dämpfern bzw. Federträgern (~ 12 mm), **Bild 1.3-32**.

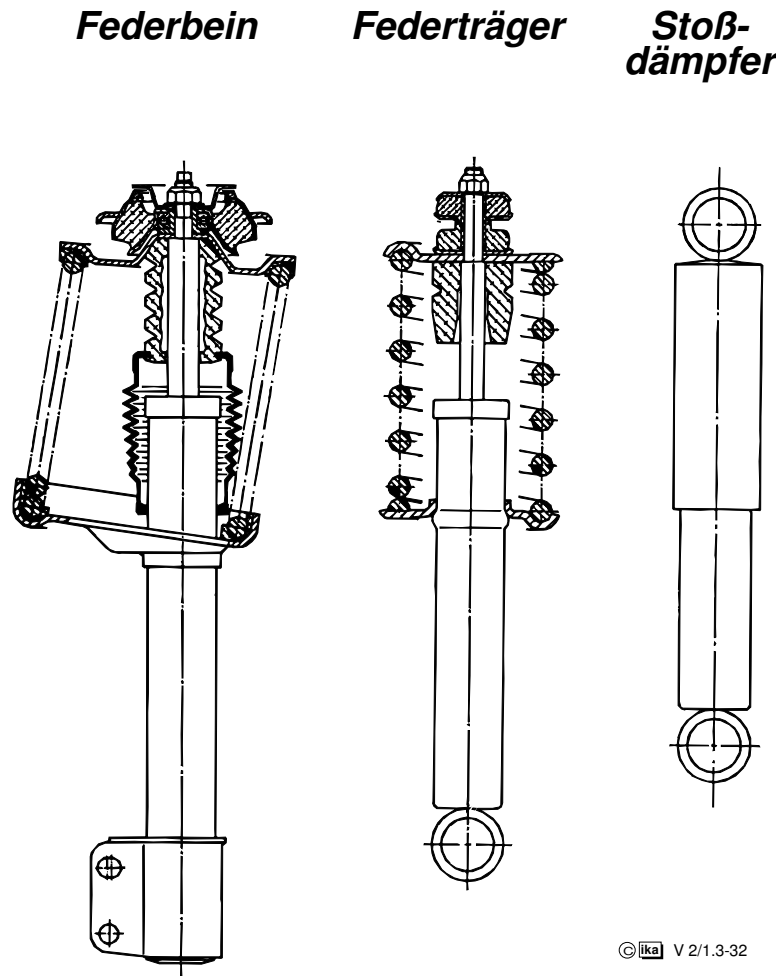


Bild 1.3-32: Typische Bauarten von Dämpfern /22/

Dementsprechend sind auch die beim Ein- und Ausfahren der Kolbenstange zwischen Arbeitsraum und Ausgleichsraum hin- und herströmenden Ölvolümina größer, wodurch die Gefahr größer wird, daß an den Rückschlagventilen in Kolben und Boden Kavitationserscheinungen auftreten, die zu kurzzeitigem Aussetzen des Dämpfers führen. Eine deutliche Verbesserung des Betriebsverhaltens ließ sich bei diesen Dämpfern dadurch erzielen, daß der Ölvorratsraum mit einem relativ geringen Gasdruck (üblich sind 6-8 bar) beaufschlagt wurde.

Dadurch erhält man eine exakte Funktion des Dämpfers, ohne den bei Einrohrdämpfern vorhandenen Nachteil in Kauf nehmen zu müssen, daß das Ansprechen des Dämpfers durch die Klemmreibung an der aufgrund des

hohen Innendruckes mit hoher Flächenpressung ausgelegten Kolbenstangendichtung verschlechtert wird.

- Betriebsverhalten und Dämpferkennung

Wie bereits erwähnt, arbeiten die heute eingesetzten Dämpfer ausnahmslos auf hydraulischer Basis. Die Dämpferkraft F_D ist eine Funktion der Einfeder- geschwindigkeit und folgt dabei der Beziehung:

$$F_D = -\text{sign}(\dot{z}_{\text{rel}}) \cdot k \cdot |\dot{z}_{\text{rel}}|^n \quad (1.3-39)$$

mit: n Dämpfungsexponent
 k Dämpfungskonstante

" $\text{sign}(\dot{z}_{\text{rel}})$ " gibt dabei das Vorzeichen der Dämpferkraft an.

Die Dämpferkennlinie beschreibt den funktionalen Zusammenhang zwischen Dämpferkraft und Einfeder- geschwindigkeit. Zur Bestimmung der Dämpfer- kennlinie eines ausgeführten Dämpfers können die Dämpferkräfte z.B. auf einer Prüfmaschine mit Schubkurbelmechanismus bei konstantem Hub und unterschiedlichen Prüfmaschinendrehzahlen aufgenommen werden, woraus sich jeweils unterschiedliche maximale Kolbengeschwindigkeiten ergeben, **Bild 1.3-33**.

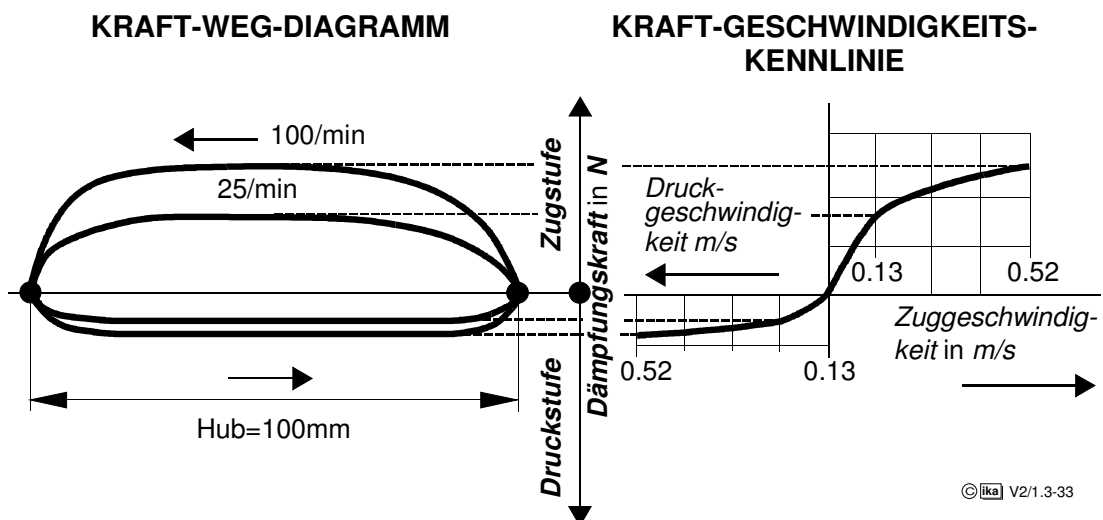


Bild 1.3-33: Dämpferarbeitsdiagramm zur Ermittlung der Dämpferkennlinie

Zum Aufstellen der Dämpferkennlinien werden die maximalen Zug- und Druckkräfte als Funktion der maximalen Kolbengeschwindigkeit aufgetragen.

Arbeitsdiagramm und Kennlinie hängen eng zusammen. Die möglichen Auslegungsfälle zeigt **Bild 1.3-34**.

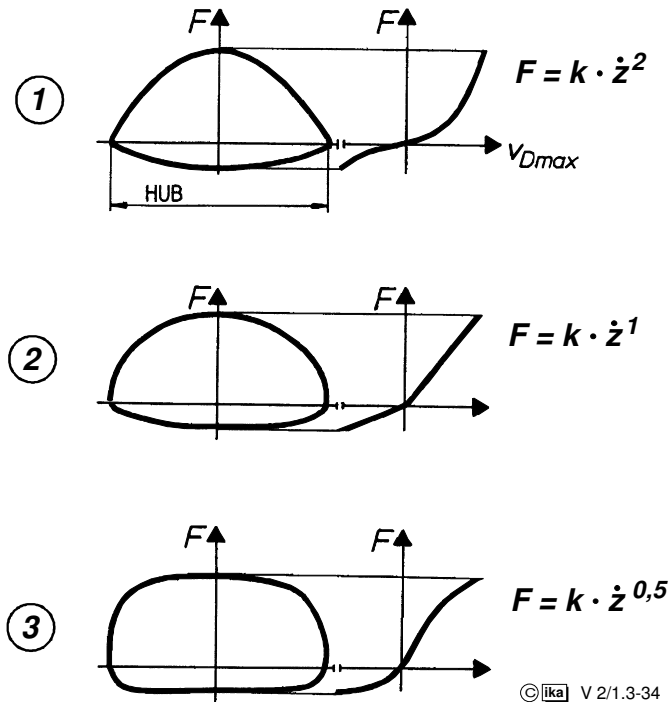


Bild 1.3-34: Dämpferkraft in Abhängigkeit von der Relativgeschwindigkeit bei verschiedenen Dämpfungsexponenten /33/

Dem degressiven Verlauf der Kennlinie ③ ist das Arbeitsdiagramm mit der größten Fläche zuzuordnen, und die Auslegung weist somit die höchste mittlere Dämpfung auf. Infolge des im Vergleich zu den Auslegungen ① und ② höheren Gradienten im Nullpunkt liegt bei dieser Auslegung bereits bei kleinen Kolbengeschwindigkeiten eine relativ große Dämpferkraft vor. Dies wirkt sich nachteilig auf die Schluckfähigkeit der Federung bei kleinen Unebenheiten aus, bringt aber Vorteile bezüglich der Wank- und Nickdämpfung.

Die progressive Dämpfung ① dagegen hat den Vorteil, daß die Kräfte um den Nullpunkt herum klein sind und begünstigt damit ein weiches Abrollen auch bei Reifen mit größerer Abrollhärte. Die bei höheren Kolbengeschwindigkeiten stark ansteigenden Kräfte bewirken einen Anstieg von Rad- und Aufbaudämpfung, der sich positiv auf den Bodenkontakt bei schlechter Fahrbahn auswirkt.

Die mittlere Dämpfung ist, wie das Arbeitsdiagramm zeigt, geringer als bei der degressiven Auslegung ③.

Das Verhältnis von Zug- zu Druckstufe ist je nach Hersteller und Einsatzzweck eines Fahrzeuges unterschiedlich. **Bild 1.3-35** zeigt den Einfluß der Auslegung von Zug- und Druckstufe auf die Radlastschwankungen.

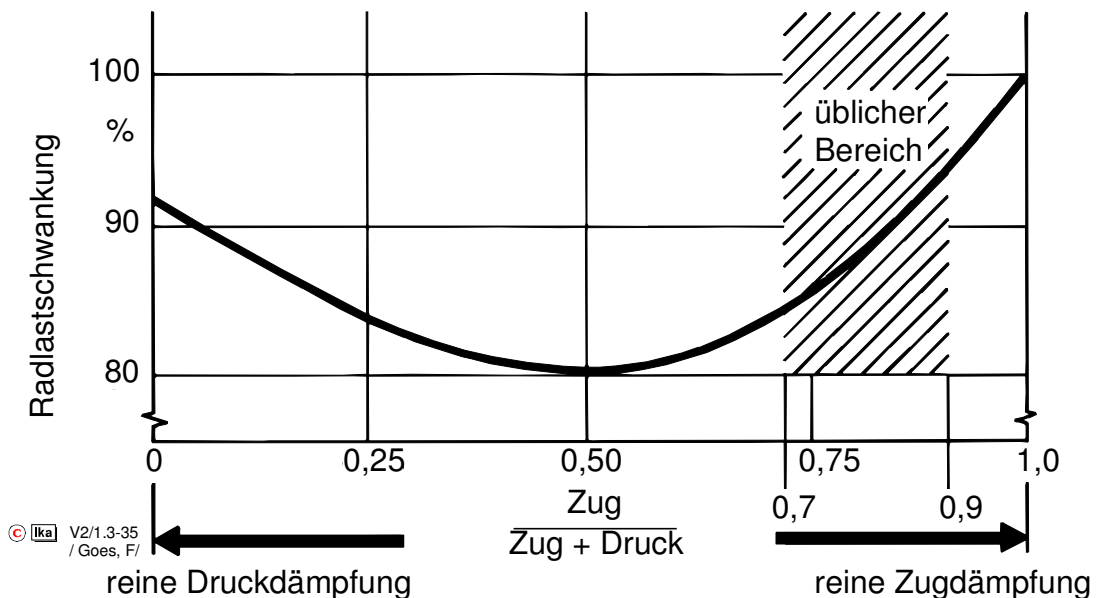


Bild 1.3-35: Einfluß der Dämpferauslegung auf die Radlastschwankungen
/18/

Ein Verhältnis von Zug- zu Druckstufe von 1 läßt eine Achsschwingung sehr schnell abklingen. Die Radlastschwankungen erreichen für diese Abstimmung ihr Minimum, was mit einer besseren Bodenhaftung der Räder gleichzusetzen ist. Im Hinblick auf den Federungskomfort ist diese Auslegung jedoch nicht günstig /22/.

Sowohl das Verhältnis von Zug- zu Druckstufe als auch die absolute Größe der Dämpferkonstanten k werden in der Regel anhand von Versuchsreihen herausgefunden, bei denen man eine für das Spektrum der möglichen Belastungszustände eines Fahrzeuges und der möglichen Fahrbahnoberflächen optimale Dämpferauslegung festlegt.

Um dem Zielkonflikt zwischen möglichst großer Fahrsicherheit und maximal erreichbarem Komfort besser gerecht zu werden, existieren seit einiger Zeit Fahrzeuge mit einstellbarer Fahrwerksdämpfung.

Bild 1.3-36 zeigt einen sogenannten Doppelkolbendämpfer mit in Stufen variierbaren Dämpferkennlinien.

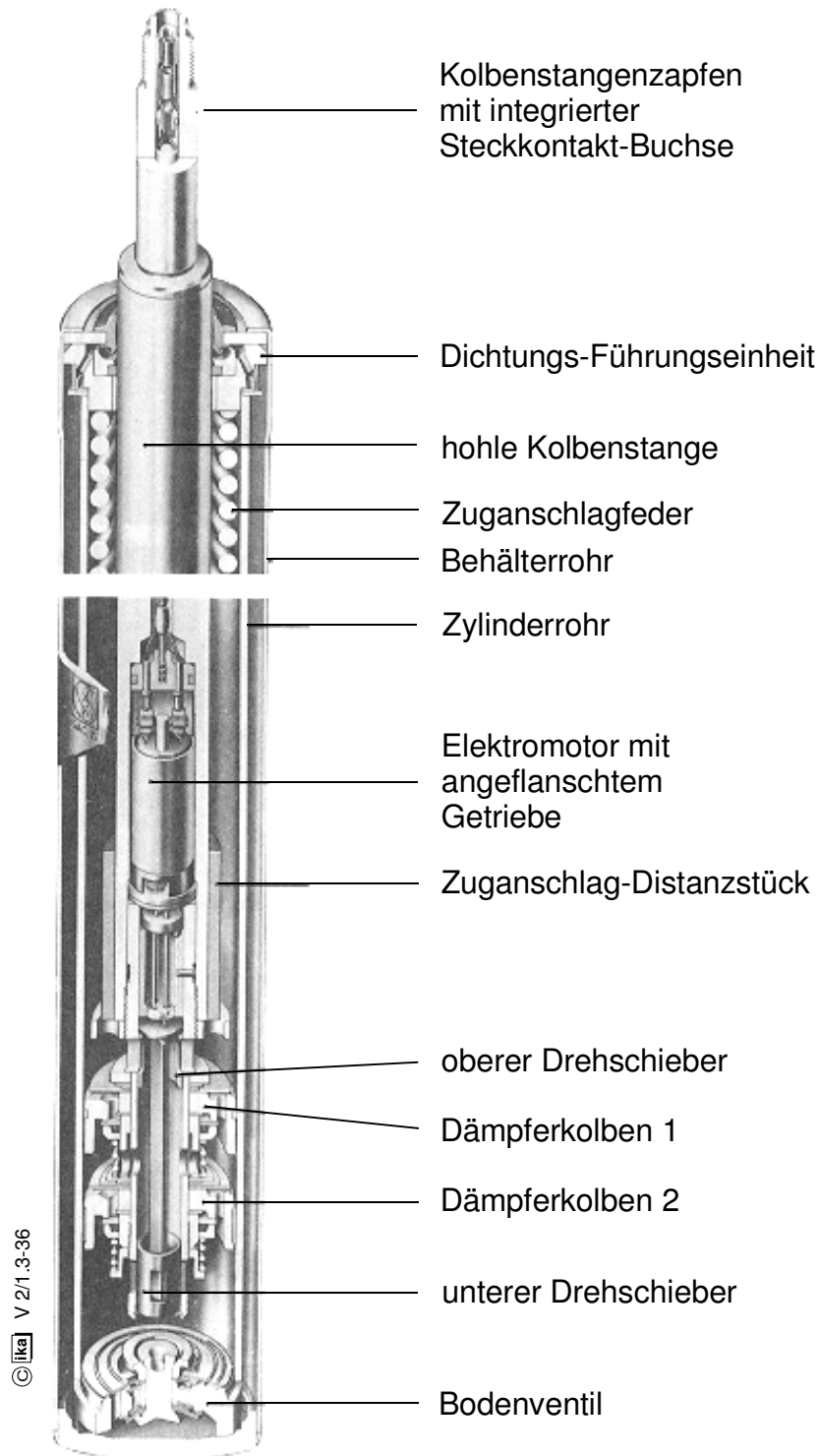


Bild 1.3-36: Doppelkolbendämpfer (F & S, ADC-1)

Die Hauptbestandteile sind ein Koppelkolben und ein in der hohlen Kolbenstange angeordneter Gleichstrommotor. Dieser Motor betätigt zwei in der Kolbenstange liegende Drehschieber, die jeweils mit einem eigenständigen Satz an Kolbenventilen bestückt sind. Dadurch sind zwei voneinander unabhängige Kennlinien realisierbar, **Bild 1.3-37**. Damit die Verstellung in Zug- und Druckrichtung wirksam werden kann, ist jedem Drehschieber ein federsteifes Rückschlagventil für die Zugstufe und ein weiches für die Druckstufe zugeordnet.

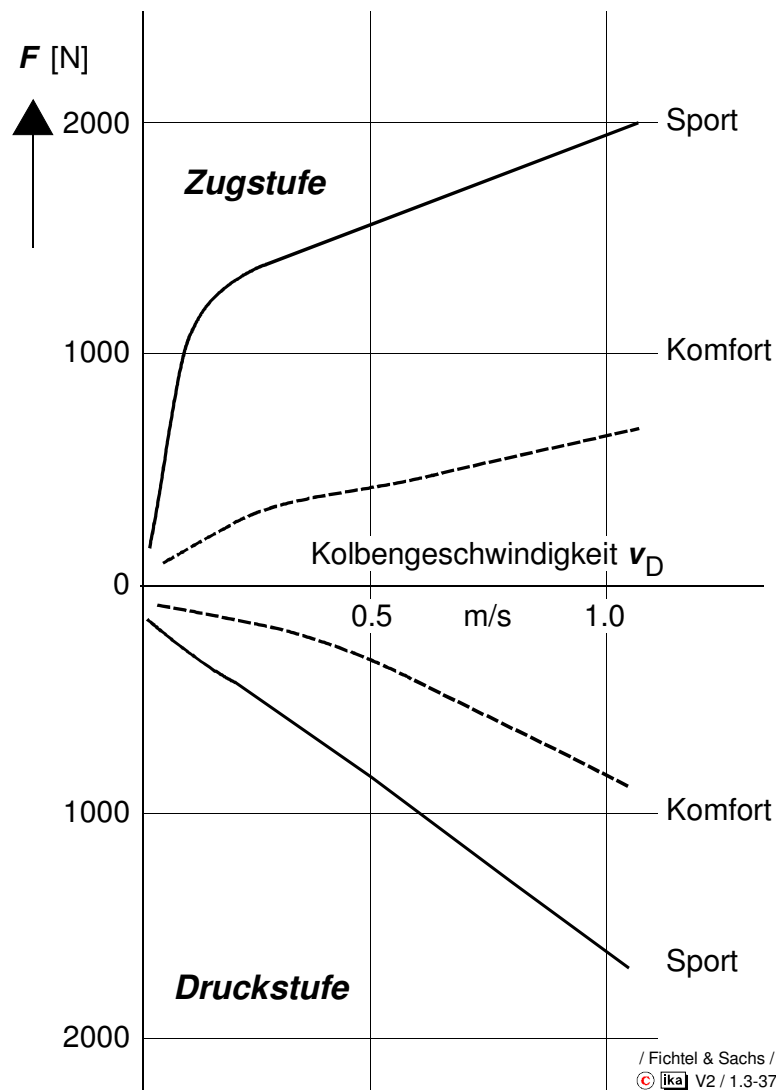


Bild 1.3-37: Dämpferkennlinien bei den Einstellungen 'Sport' und 'Komfort' (F & S, ADC-1)

Die Verstellzeiten für das ADC-1-System liegen allerdings in einem Zeitbereich (30 - 200 ms), der es nicht gestattet, auf Einzelhindernisse zu reagieren. Deutlich kürzere Schaltzeiten (20 - 100 ms) und somit in begrenztem

Maße auch eine Reaktion auf Einzelhindernisse erlauben dagegen Verstelldämpfer mit innenliegenden Schaltventilen. **Bild 1.3-38** zeigt ein voll in den Dämpfer integriertes Verstellsystem, bei dem die Ansteuerung der Kolbenventile über Elektromagnete (Magnetventile) erfolgt.

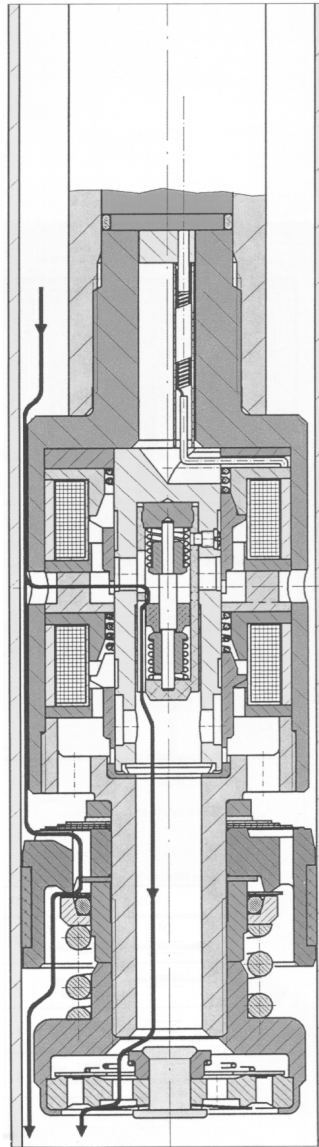


Bild 1.3-38: Verstelldämpfer mit innenliegenden Schaltventilen (F & S, ADC-2.2)

Kontinuierliche Dämpferverstellungen ohne feste Kennlinien, die z.B. mit Hilfe von Proportionalventilen zu realisieren wären, befinden sich derzeit noch im Entwicklungsstadium /22/.

1.3.4 Sitze

Sitze mit Federkernen haben ursprünglich nur die Funktion der "Polsterung". Mit dem darauf befindlichen Menschen bilden Sitze jedoch ein schwingungsfähiges System, dessen Eigenfrequenz, abhängig von der Federsteifigkeit des Polsters, zwischen 2,5 und 5 Hz liegt, **Bild 1.3-39**.

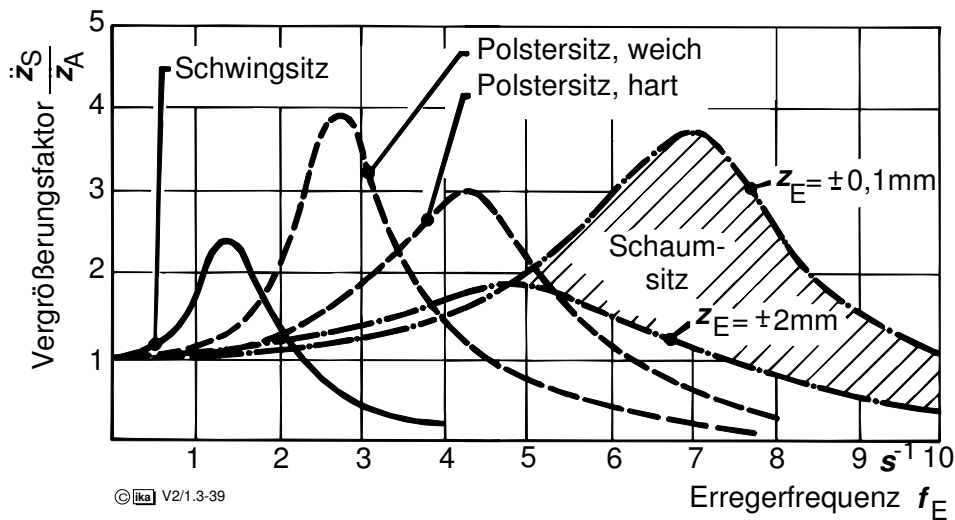


Bild 1.3-39: Vergrößerungsfunktionen verschiedener Fahrzeugsitze

Die Lage der Resonanzüberhöhung zwischen Sitz- (\ddot{z}_S) und Aufbaubeschleunigung (\ddot{z}_A) von $\ddot{z}_S / \ddot{z}_A > 3$ kann den Federungskomfort stark reduzieren, insbesondere dann, wenn die Aufbaueigenfrequenz hoch liegt, wie bei Baumaschinen, Ackerschleppern und z.T. bei LKW, da Sitz- und Aufbau-resonanzfrequenz in diesem Fall dicht beieinander liegen. Abhilfe kann hier durch den Einsatz von Schwingsitzen erzielt werden, **Bild 1.3-40**.



Bild 1.3-40: Schwingsitz

1.3.5 Schwingungsbewertung durch den Menschen

Die quantitative Bewertung des Schwingungskomforts setzt einen Maßstab für die Schwingungseinwirkung voraus (und eine Bezugsfahrbahn). Hierfür wurden nach Reihenuntersuchungen die Richtlinien VDI 2057 und ISO 2631 erarbeitet. In diesen Richtlinien wird zwischen der Wahrnehmungsstärke und der Einwirkdauer differenziert.

- Wahrnehmungsstärke des sitzenden Menschen

Der menschliche Körper stellt ein schwingungsfähiges System dar, das für den im Fahrzeug sitzenden Menschen durch ein Ersatzsystem nach **Bild 1.3-41** angenähert werden kann.

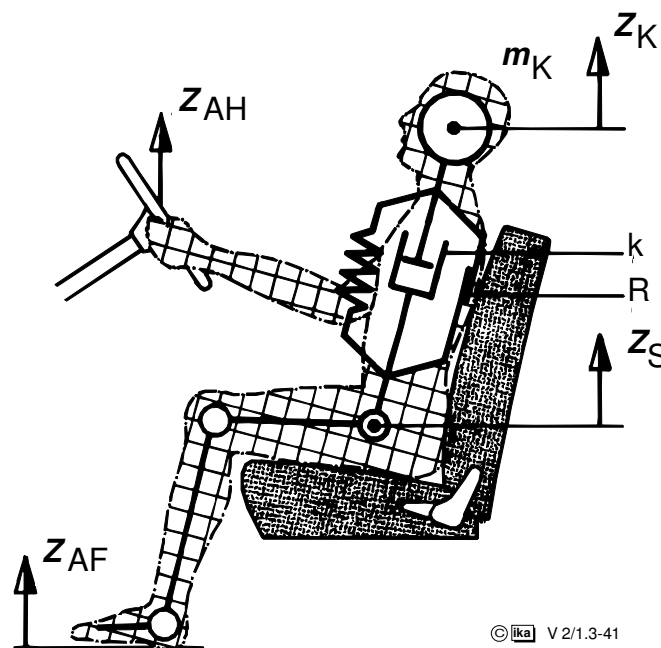


Bild 1.3-41: Ersatzsystem des im Fahrzeug sitzenden Menschen

Da der Mensch selber ein schwingungsfähiges Gebilde ist, beurteilt er die Schwingungseinwirkung nicht allein nach deren Stärke, sondern er nimmt Schwingungen gleicher Stärke, aber unterschiedlicher Frequenz unterschiedlich wahr; das heißt, zwischen physikalischen Meßwerten und subjektiver Wahrnehmung besteht eine frequenzabhängige Bewertung, die für die einzelnen Körperteile und verschiedenen Wirkrichtungen unterschiedlich ist.

Betrachtet man zunächst nur die Anregung des Körpers durch den Sitz und wird die im Sitzpolster und zwischen Rücken und Sitzlehne im Mittel auftretende Reibung R der geschwindigkeitsabhängigen Dämpfung zugeschlagen, so ergeben sich aufgrund entsprechender Versuchsreihen mit unterschiedlichen Versuchspersonen für diesen einfachen, gedämpften Schwinger etwa folgende Daten:

$$f_e \approx 5 \text{ s}^{-1}, \quad D \approx 0,45$$

und die entsprechende Vergrößerungsfunktion, **Bild 1.3-42**

$$V = z_K(f) / z_S(f) \quad (1.3-40)$$

oder - bei sinusförmiger Schwingungsanregung -

$$V = \ddot{z}_K(f) / \ddot{z}_S(f) \quad (1.3-41)$$

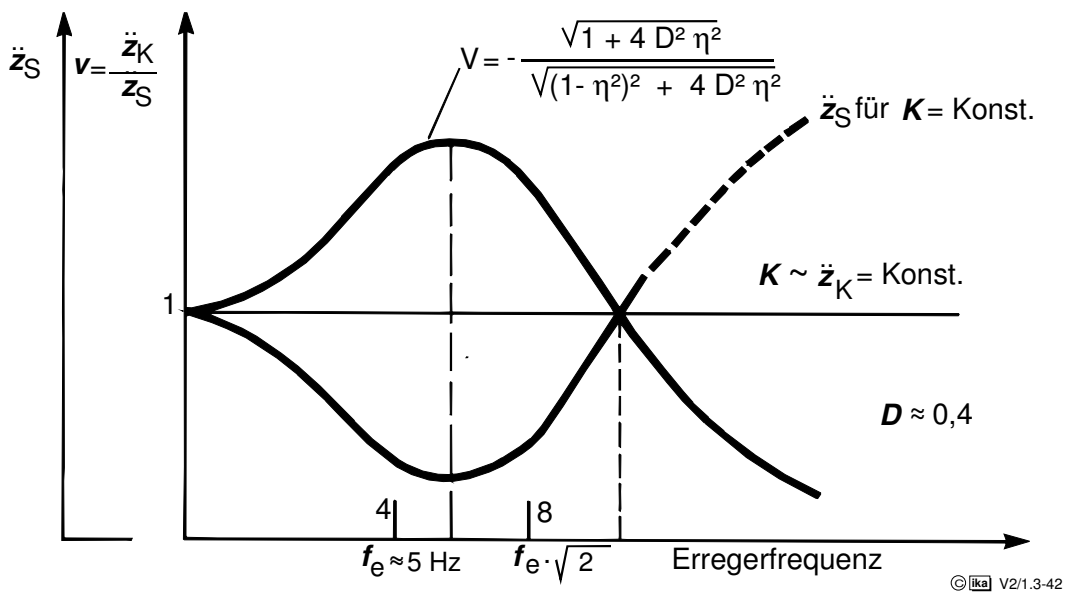


Bild 1.3-42: Vergrößerungsfunktion der Kopfbeschleunigung bei eindimensionaler vertikaler Sitzanregung

Wenn als Maß für die Wahrnehmungsstärke K die vertikale Beschleunigung \ddot{z}_K des Kopfes zugrunde gelegt wird, so erhält man für die Wahrnehmungsstärke:

$$K \approx \ddot{z}_K(f) = V(f) \cdot \ddot{z}_S(f) \quad (1.3-42)$$

Mit der Vergrößerungsfunktion V für einen einfachen Schwinger gilt:

$$K \approx \ddot{z}_S \cdot \frac{\sqrt{1 + 4 D^2 \eta^2}}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + 4 D^2 \eta^2}} \tag{1.3-43}$$

mit: $\eta = \frac{f}{f_e}$

Damit gilt für die Anregung $\ddot{z}_S(f)$, die zu einer konstanten Wahrnehmungsstärke K^* führt:

$$\ddot{z}_S(f) \approx \frac{1}{V(f)} \quad (\text{für } K^* = \text{const.}) \tag{1.3-44}$$

Bild 1.3-43 zeigt die in der VDI-Richtlinie 2057 festgelegten Kurven gleicher Wahrnehmungsstärke für den sitzenden und stehenden Menschen. Zum Vergleich ist die reziproke Vergrößerungsfunktion Gl. 1.3-44 eingezeichnet.

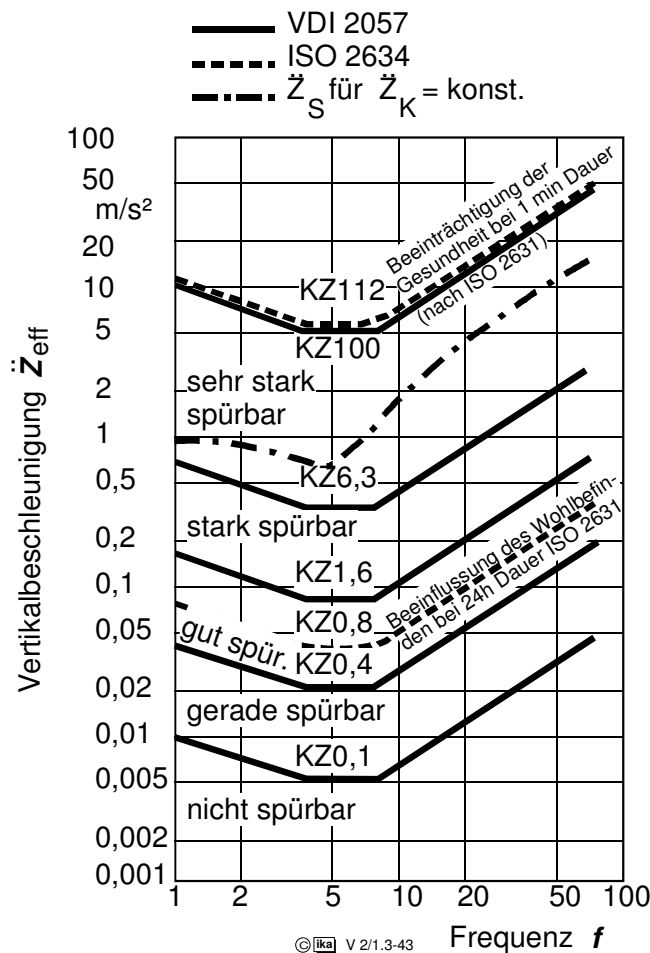


Bild 1.3-43: Kurven gleicher Wahrnehmungsstärke KZ des sitzenden und stehenden Menschen nach VDI 2057 und ISO 2631

Die Kurven sind in drei Bereiche aufgeteilt, die zur Vereinfachung der Auswertung linearisiert wurden.

Da alle bisherigen Untersuchungen ziemlich übereinstimmend gezeigt haben, daß die Wahrnehmung des Menschen bei etwa 0.8 bis 1 Hz beginnt und bei etwa 70 bis 100 Hz aufhört, wurden die Kurven in einem Frequenzbereich zwischen 1 und 80 Hz aufgetragen. Der erste Kurvenabschnitt reicht von 1 bis 4 Hz. In diesem Bereich berechnet sich der KZ-Wert aus

$$KZ = 10 \cdot \frac{\ddot{z}}{\text{m/s}^2} \cdot \sqrt{f/\text{Hz}} \quad (1.3-45)$$

mit \ddot{z} als Effektivwert in einem schmalen Frequenzband Δf um die Frequenz f .

Im Bereich zwischen 4 und 8 Hz weist der Mensch seine größte Schwingungsempfindlichkeit auf:

$$KZ = 20 \cdot \frac{\ddot{z}}{\text{m/s}^2} \quad (1.3-46)$$

Im Bereich zwischen 8 und 80 Hz berechnet sich der KZ-Wert aus:

$$KZ = 160 \cdot \frac{\ddot{z}}{\text{m/s}^2} \cdot \frac{1}{f/\text{Hz}} \quad (1.3-47)$$

Während die Wahrnehmung einer einwirkenden Schwingung sogleich eintritt, hängt die Beanspruchung neben der Stärke der Schwingung von der Dauer der Einwirkung ab. **Bild 1.3-44** zeigt die bewertete Schwingstärke (Effektivwert der nach Gl. 1.3-45 -1.3-47 bewerteten Vertikalbeschleunigungen) in Abhängigkeit von der Einwirkdauer bei gleicher Beanspruchung für die Kriterien "Wohlbefinden", "Leistung" und "Gesundheit".

Danach führen Expositionsdauern zwischen 1 und 10 Minuten zu gleicher Beanspruchung. Hält die Einwirkung länger an, bleibt die Beanspruchung gleich, wenn das Quadrat der bewerteten Schwingstärke K umgekehrt zur Expositionszeit t abnimmt (Bild 1.3-43 in doppelt logarithmischem Maßstab).

Ein K -Wert von 20 gilt als Grenzwert, bei dem auch bei kurzer Einwirkzeit das Wohlbefinden des Menschen beeinträchtigt ist. Mit der gleichen Belastung treten bereits nach 1,5 Stunden Beeinträchtigungen der Leistungsfähigkeit auf und bei einer täglichen Expositionsdauer von mehr als 4 Stunden sind gesundheitliche Schädigungen möglich.

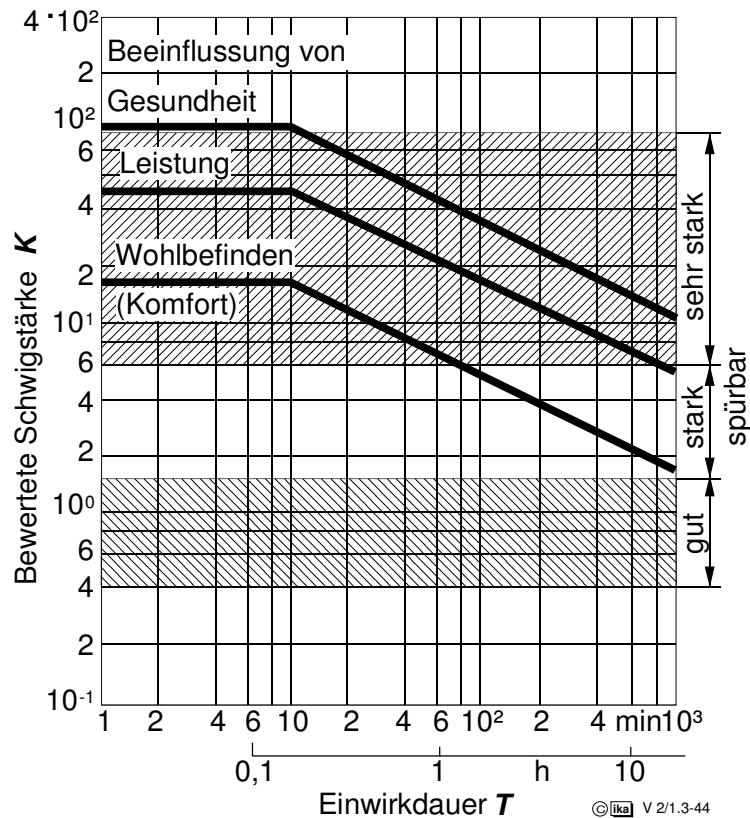


Bild 1.3-44: Bewertete Schwingstärke in Abhängigkeit von der Einwirkdauer bei gleicher Beanspruchung für die Kriterien "Wohlbefinden", "Leistung" und "Gesundheit" /30/

- Wahrnehmungsstärke des liegenden Menschen

Die Schwingungseinwirkung auf den liegenden Menschen interessiert z.B. in LKW mit Fernfahrerschlafkabine oder in Kranken- oder Rettungswagen (KTW oder RTW). Eine große Zahl bereits vorliegender Versuchsergebnisse deutet darauf hin, daß wegen der direkten Schwingungseinwirkung auf den Kopf die hier wirkende Beschleunigung eher ohne Bewertung als Maß für die Schwingungsbelastung des liegenden Menschen gelten kann. Die in der VDI-Richtlinie 2057 festgelegten Kurven gleicher Wahrnehmungsstärke für den liegenden Menschen zeigt **Bild 1.3-45**.

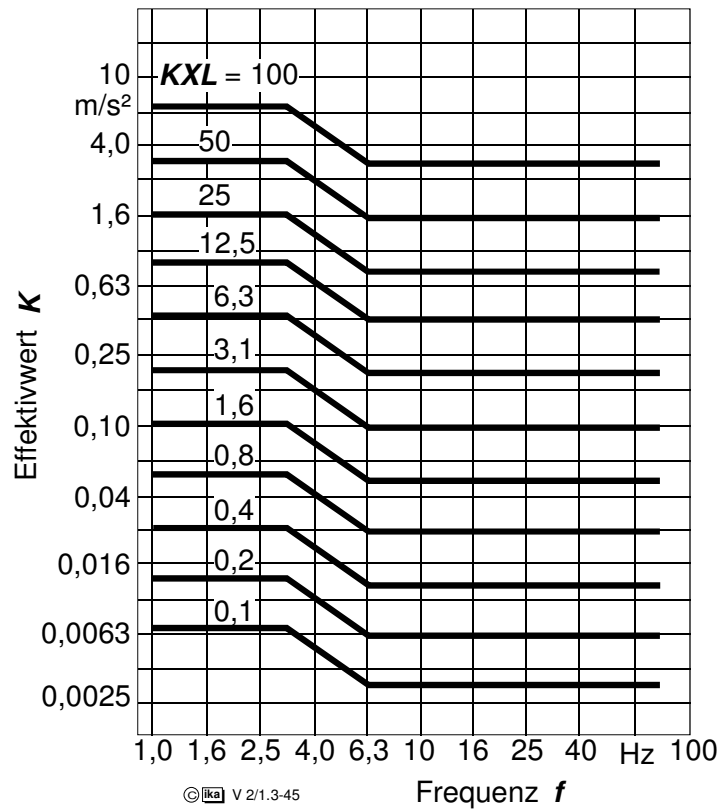


Bild 1.3-45: Kurven gleicher Wahrnehmungsstärke für den liegenden Menschen nach VDI 2057

Auch hier wird der Frequenzbereich bei Einwirkung senkrecht zur Wirbelsäule (X-Richtung) in drei Bereiche unterteilt:

$$1 \leq f \leq 3,15 \text{ Hz} \quad KXL = 15 \cdot \frac{\ddot{x}}{\text{m/s}^2} \quad (1.3-48)$$

$$3,15 \leq f \leq 6,3 \text{ Hz} \quad KXL = 4,8 \cdot \frac{\ddot{x}}{\text{m/s}^2} \cdot f / \text{Hz} \quad (1.3-49)$$

$$6,3 \leq f \leq 80 \text{ Hz} \quad KXL = 30 \cdot \frac{\ddot{x}}{\text{m/s}^2} \quad (1.3-50)$$

1.4 Einrad-Federungsmodell

Zur Beschreibung der Vertikaldynamik von Kraftfahrzeugen können verschiedenen mechanische Ersatzmodelle herangezogen werden. Sie reichen vom einfachen Einmassen-System bis hin zu räumlichen Fahrzeug-Schwingungsmodellen. Im folgenden sollen einige Ersatzsysteme vorgestellt werden.

Von zentraler Bedeutung ist in allen Modellvorstellungen die Abbildung der vertikalen Reifeneigenschaften, **Bild 1.4-1**.

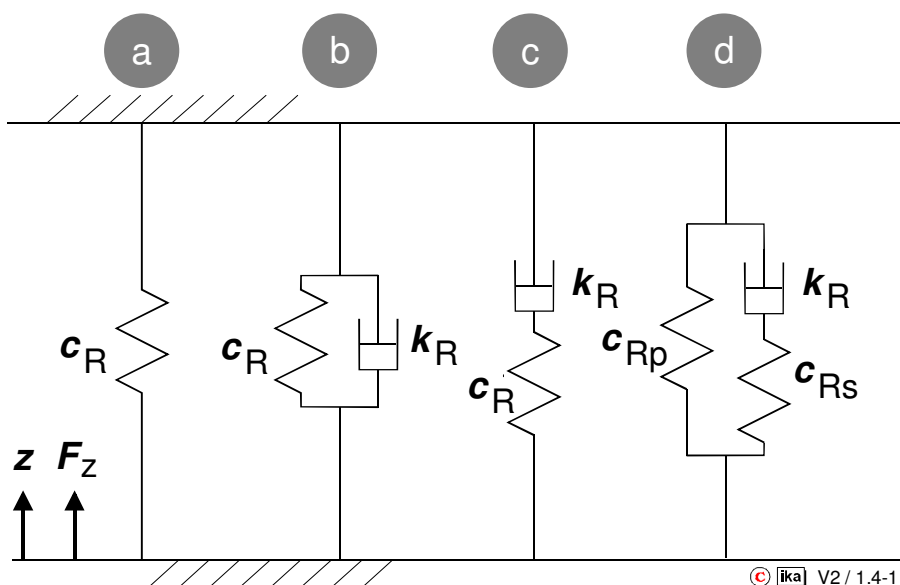


Bild 1.4-1: Modellvorstellungen - Reifen (Vertikaldynamik)

Im einfachsten Fall kann der Reifen als lineare Feder (a) abgebildet werden. Die in Kapitel 1.3.1 angesprochene Reifendämpfung berücksichtigen die Modellvorstellungen nach Voigt-Kelvin (b), Maxwell (c) und Gehmann (d).

Folgend sollen die vier Modellansätze hinsichtlich ihres dynamischen Verhaltens verglichen werden. Dazu werden die Laplace-Transformierten

$$\text{Modell a} \quad \frac{F_z(s)}{z(s)} = c_R \quad (1.4-1a)$$

$$\text{Modell b} \quad \frac{F_z(s)}{z(s)} = c_R + k_R \cdot s \quad (1.4-1b)$$

$$\text{Modell c} \quad \frac{F_z(s)}{z(s)} = \frac{k_R \cdot s}{1 + \frac{k_R}{c_R} \cdot s} \quad (1.4-1c)$$

$$\text{Modell d} \quad \frac{F_z(s)}{z(s)} = \frac{c_{Rp} + k_R \cdot \left(1 + \frac{c_{Rp}}{c_{Rs}}\right) \cdot s}{1 + \frac{k_R}{c_{Rs}} \cdot s} \quad (1.4-1d)$$

der vier Modelle (a)-(d) im Frequenzbereich abgebildet, **Bild 1.4-2**.

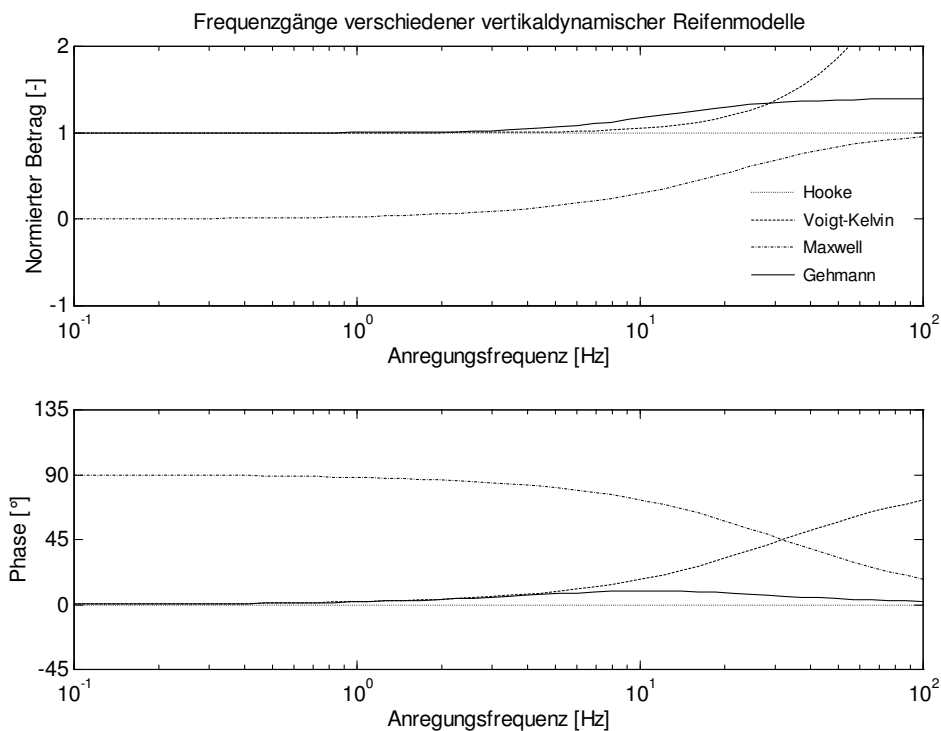


Bild 1.4-2: Frequenzgangfunktionen der Reifenmodelle nach Bild 1.4-1
(Der Amplitudengang zeigt die auf z normierten Betragsverläufe)

Das Verhalten des Hook'schen Ansatzes (a) äußert sich in einem konstanten Betragsverlauf ohne Phase. Im Vergleich dazu zeigen die mit Dämpfelementen versehenen Reifenmodelle (b)-(d) deutliche Frequenzabhängigkeiten, wobei ersichtlich wird, daß das Maxwell-Modell als Reifenmodell ungeeignet ist. Die statische Federrate verschwindet, über dem gesamten Frequenzbereich ist der normierte Betrag der Amplitude kleiner Eins.

Die dynamische Federverhärtung, die bei Gummireifen mit zunehmender Anregungsfrequenz auftritt, läßt sich mit den Modellen von Voigt-Kelvin (b) und Gehmann (d) nachbilden, wie die zugehörigen Amplitudengänge zeigen. Da diese Verhärtung in eine Sättigung übergeht /20/, beschreibt das Gehmann-Modell das Reifenverhalten in realistischerer Art und Weise.

In Kapitel 1.3.1 (Bild 1.3.5) wurde gezeigt, daß die Reifendämpfung bei stillstehendem (langsam rollenden) Reifen mit zunehmender Anregungsfrequenz abnimmt. Auch dieser Effekt wird durch Modell (d) wiedergegeben, wie der Phasengang des Gehmann-Modells zeigt. Für hohe Frequenzen fällt der Phasenverlauf in Modell (d) gegen Null.

Insgesamt gesehen zeigt damit das Gehmann-Modell die beste Annäherung an das vertikaldynamische Reifenverhalten. Für grundlegende Untersuchungen, wie sie folgend durchgeführt werden, kann aber auch das Voigt-Kelvin-Modell herangezogen werden.

1.4.1 Einmassen-Ersatzsystem

Das einfachste Fahrzeugmodell ist das Einmassen-Ersatzsystem gemäß **Bild 1.4-3**. Die Masse entspricht der des Anteiles der Aufbaumasse, der auf das betrachtete Fahrzeugrad entfällt. Die Achsmasse ist mit dem Aufbau ungefedert verbunden. Die Federung - z.B. bei Baumaschinen oder Muldenkippern - wird vom Reifen übernommen. Als Dämpfung wirkt lediglich die Reifendämpfung.

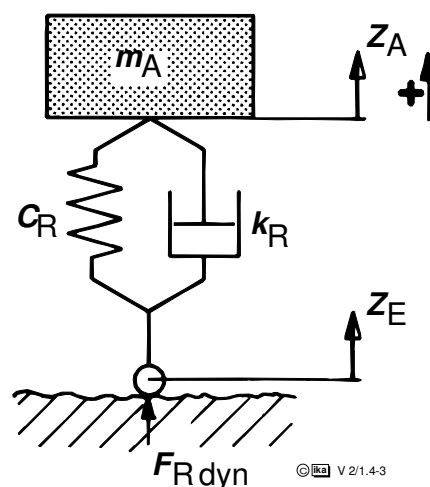


Bild 1.4-3: Einmassen-Federungsmodell

Das System wird durch folgende Bewegungsgleichung beschrieben:

$$m_A \cdot \ddot{z}_A = -k_R \cdot (\dot{z}_A - \dot{z}_E) - c_R \cdot (z_A - z_E) \quad (1.4-2)$$

bzw.

$$\ddot{z}_A = -\frac{k_R}{m_A} \cdot (\dot{z}_A - \dot{z}_E) - \frac{c_R}{m_A} \cdot (z_A - z_E) \quad (1.4-3)$$

Die Eigenfrequenz ω_e und die Lehr'sche Dämpfung D ergeben sich bei Vernachlässigung der Fußpunkterregung z_E , d.h. durch Lösung des homogenen Teiles dieser Differentialgleichung mittels des Ansatzes $z = z_0 \cdot e^{\omega t}$ zu

$$\omega_e = \sqrt{\frac{c_R}{m_A}} \quad \text{und} \quad D = \frac{k_R}{k_{\text{krit}}} = \frac{k_R}{2 \cdot m_A \cdot \omega_e} \quad (1.4-4)$$

Dabei besteht zwischen ungedämpfter Eigenkreisfrequenz ω_e , gedämpfter Eigenkreisfrequenz $\omega_{e \text{ m.D.}}$ und Dämpfung D folgender Zusammenhang:

$$\omega_{e \text{ m.D.}} = \omega_e \sqrt{1 - D^2} \quad (1.4-5)$$

Zur Ermittlung des Schwingungsverlaufes des Aufbaus $z_A(t)$ sowie der Feder- und Dämpferkräfte bei beliebig vorgegebener Erregung (z.B. gemessenes Fahrprofil) eignen sich digitale Rechenanlagen, insbesondere dann, wenn Nichtlinearitäten zu berücksichtigen sind (z.B. Reifenabheben, geknickte Schwingungsdämpfer- und Federkennlinien).

Verwendet man als Anregungssignal z_E einen Gleitsinus (Sinus konstanter Amplitude und variierender Frequenz), so läßt sich aus den Scheitelwerten von Aufbauamplitude und Anregungsamplitude die Vergrößerungsfunktion ermitteln:

$$V(f) = \frac{z_A}{z_E} \quad (1.4-6)$$

Bem.: Die Vergrößerungsfunktion für die Aufbauamplituden bezogen auf die Erregeramplituden z_A / z_E ist mit der Vergrößerungsfunktion für die Aufbaubeschleunigung bezogen auf die Erregerbeschleunigungen \ddot{z}_A / \ddot{z}_E identisch, da aus der zweifachen Differentiation einer Sinusschwingung mit der Frequenz $f = 2 \cdot \pi \cdot \omega$ folgt:

$$\ddot{z}_E(t) = -\omega^2 \cdot z_E(t)$$

$$\ddot{z}_A(t) = -\omega^2 \cdot z_A(t)$$

und damit

$$\frac{z_A(t)}{z_E(t)} = \frac{\dot{z}_A(t)}{\dot{z}_E(t)}$$

Die Vergrößerungsfunktion des Einmassen-Federungsmodells ist in **Bild 1.4-4** für Reifendaten gemäß Abschnitt 1.2.1 aufgetragen.

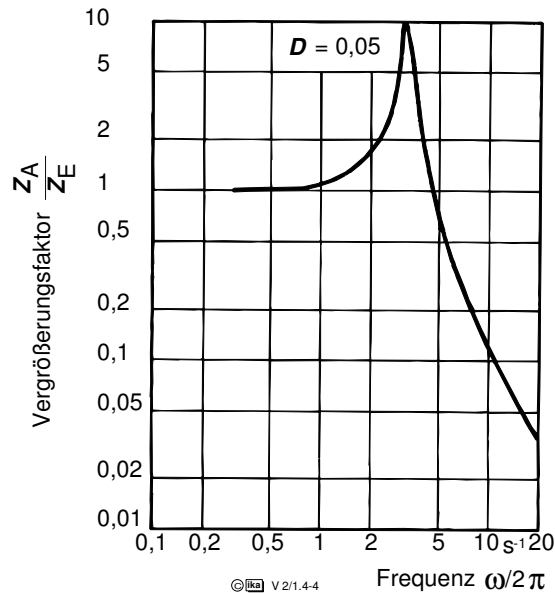


Bild 1.4-4: Vergrößerungsfunktion des Einmassen-Federungsmodells

Wegen geringer Eigendämpfung der Reifen tritt eine ausgeprägte Resonanzamplitude auf. Dabei liegt die Eigenfrequenz - resultierend aus anteiliger Aufbau- und Achsmasse und der Reifenfederkonstante - mit etwa 3 - 4 Hz in einem Frequenzbereich hoher Schwingungsempfindlichkeit des Menschen.

1.4.2 Zweimassen-Ersatzsystem

Übliche Kraftfahrzeuge haben nicht nur Reifen-, sondern auch Aufbaufedern. Das einfachste Ersatzsystem, das jedoch bereits wesentliche Merkmale einer realen Fahrzeugfederung aufweist, ist das im folgenden behandelte Zweimassen-Ersatzsystem. Es entsteht durch Reduktion aus einem Vierradfahrzeug, indem als Aufbaumasse der auf das betrachtete Rad entfallende Anteil eingesetzt wird; dabei wird unter anderem der Einfluß von Massenkopplung vernachlässigt.

Die Struktur eines Zweimassen-Ersatzsystems zeigt **Bild 1.4-5**. Das System besteht aus der anteiligen Aufbaumasse, einer Rad- bzw. Achsmasse, den Aufbaufedern und -dämpfern sowie der Reifenfederung und -dämpfung.

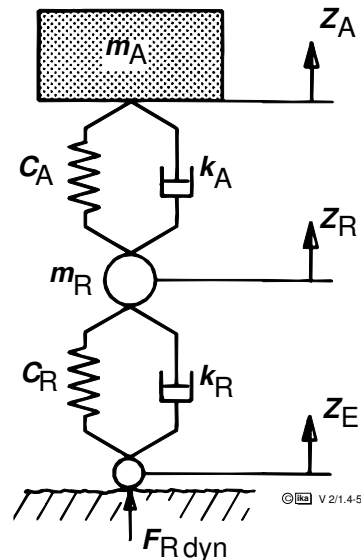


Bild 1.4-5: Zweimassen-Federungsmodell

Die das System beschreibenden Differentialgleichungen ergeben sich durch Formulierung des Kräftegleichgewichts an der Aufbau- (Gl. 1.4-7) und der Radmasse (Gl. 1.4-8):

$$m_A \cdot \ddot{z}_A = -k_A \cdot (\dot{z}_A - \dot{z}_R) - c_A \cdot (z_A - z_R) \quad (1.4-7)$$

$$m_R \cdot \ddot{z}_R = -k_A \cdot (\dot{z}_R - \dot{z}_A) - c_A \cdot (z_R - z_A) - k_R \cdot (\dot{z}_R - \dot{z}_E) - c_R \cdot (z_R - z_E) \quad (1.4-8)$$

Die beiden Differentialgleichungen sind über die Aufbaufederung bzw. die Aufbaudämpfung miteinander gekoppelt. Zur *näherungsweise* Bestimmung der beiden Eigenkreisfrequenzen ω_e und Dämpfungen D soll die Kopplung der beiden Differentialgleichungen vernachlässigt werden, so daß nur die homogenen Teile der Differentialgleichungen betrachtet werden.

Für die Aufbaumasse m_A ergibt sich damit:

$$m_A \cdot \ddot{z}_A + k_A \cdot \dot{z}_A + c_A \cdot z_A = 0 \quad (1.4-9)$$

woraus für Eigenkreisfrequenz ω_{eA} und Dämpfung D_A folgen:

$$\omega_{eA} = \sqrt{\frac{c_A}{m_A}} \quad (1.4-10)$$

$$D_A = \frac{k_A}{2 m_A \omega_{eA}} \quad (1.4-11)$$

Ebenso ergibt sich bei der Radmasse m_R aus:

$$m_R \cdot \ddot{z}_R + (k_R + k_A) \cdot \dot{z}_R + (c_R + c_A) \cdot z_R = 0 \quad (1.4-12)$$

Eigenkreisfrequenz ω_{eR} und Dämpfung D zu:

$$\omega_{eR} = \sqrt{\frac{c_R + c_A}{m_R}} \quad (1.4-13)$$

$$D_R = \frac{k_A + k_R}{2 m_R \omega_{eR}} = \frac{k_A + k_R}{2 \sqrt{m_R (c_R + c_A)}}$$

Desweiteren läßt sich durch eine Formulierung des Kräftegleichgewichts am Radaufstandspunkt und mit Hilfe der Gleichungen 1.4-6 und 1.4-7 ein Ausdruck für die auf die Fahrbahn wirkenden Reifenkräfte ermitteln, d.h. eine Gleichung für die dynamische Radlast $F_{R_{dyn}}$:

$$F_{R_{dyn}} = -k_R \cdot (z_R - z_E) - c_R \cdot (\dot{z}_R - \dot{z}_E) = m_A \cdot \ddot{z}_A + m_R \cdot \ddot{z}_R \quad (1.4-14)$$

Mit Hilfe dieser Gleichung läßt sich durch Messen der jeweiligen Beschleunigung von Aufbau- und Radmasse und in Kenntnis der Massen ein Verfahren zur indirekten Messung der dynamischen Radlast herleiten.

Die Vergrößerungsfunktion wurde beim Einmassen-Ersatzsystem ermittelt, indem das System mit einem Gleitsinus als Anregungssignal z_E beaufschlagt wurde und die Scheitelwerte der Aufbauamplitude z_A berechnet wurden. Genauso möglich ist es, das System mit einer synthetisch erzeugten Fahrbahn anzuregen und daraus auf die Vergrößerungsfunktion zu schließen. Dieser Weg soll für das Zweimassen-Ersatzsystem demonstriert werden.

Mit Hilfe der Simulation wird bei diesem Verfahren die spektrale Leistungsdichte der Aufbaubeschleunigung $\phi_{z_A}(\omega)$ ermittelt. Die spektrale Dichte der

Erregungsamplitude $\phi_{z_E}(\omega)$ wird durch die Fahrbahn vorgegeben. Sie muß in die spektrale Dichte der Erregungsbeschleunigung $\phi_{\ddot{z}_E}(\omega)$ umgerechnet werden. Aus der Verknüpfung zwischen Leistungsdichte und quadratischem Mittelwert der Amplitude im Zeitbereich

$$\bar{z}_E^2(t) = \int_0^{\infty} \Phi_{z_E}(\omega) d\omega \quad (1.4-15)$$

und der analogen Beziehung für die Erregerbeschleunigung

$$\bar{\ddot{z}}_E^2(t) = \int_0^{\infty} \Phi_{\ddot{z}_E}(\omega) d\omega \quad (1.4-16)$$

sowie aus dem Zusammenhang zwischen der Erregerbeschleunigung und der Erregeramplitude

$$\ddot{z}_E(t) = -\omega^2 \cdot z_E(t) \quad (1.4-17)$$

folgt die Beziehung zwischen dem Leistungsdichtespektrum der Erregeramplitude und der Erregerbeschleunigung:

$$\Phi_{\ddot{z}_E}(\omega) = \omega^4 \cdot \Phi_{z_E}(\omega) \quad (1.4-18)$$

Die Vergrößerungsfunktion V läßt sich dann durch folgenden Zusammenhang bestimmen:

$$V^2 = \left(\frac{\ddot{z}_A}{\ddot{z}_E} \right)^2 = \frac{\phi_{\ddot{z}_A}(\omega)}{\phi_{\ddot{z}_E}(\omega)} \quad (1.4-19)$$

Bild 1.4-6 verdeutlicht obige Zusammenhänge.

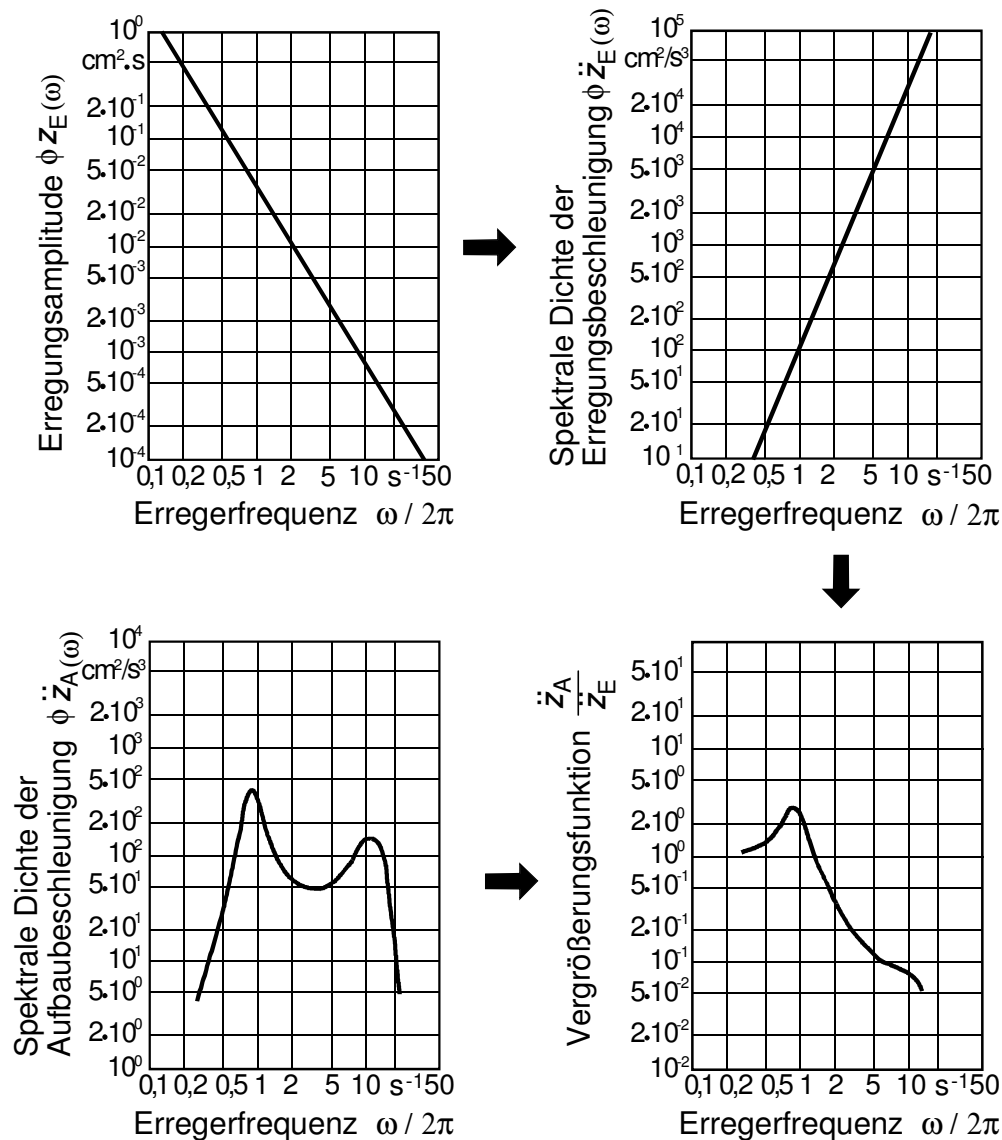


Bild 1.4-6: Ermittlung der Vergrößerungsfunktion \ddot{z}_A / \ddot{z}_E aus spektraler Dichte der Aufbaubeschleunigung $\phi_{z_A}(\omega)$ und spektraler Dichte der Erregungsamplitude $\phi_{z_E}(\omega)$

Mit Hilfe der oben dargelegten Zusammenhänge läßt sich in einfacher Weise der Einfluß verschiedener Fahrbahnen (Unebenheitsgrad $\phi_h(\Omega_0)$ und Welligkeit w) auf die spektrale Dichte der Aufbaubeschleunigung $\phi_{z_A}(\omega)$ diskutieren.

Beispielsweise würde eine Fahrbahn mit einem sehr hohen Anteil an kurzwelligen Erregungen (geringe Welligkeit w), aufgrund von Gl. 1.4-17 zu einer hohen Dichte der Erregungsbeschleunigung im Bereich großer Frequenzen führen. Das wiederum würde einerseits die Resonanzüberhöhung im Bereich der Radeigenfrequenz ($f_{eR} \approx 12$ Hz) überproportional stark betonen und andererseits den Bereich der Aufbaueigenfrequenz ($f_{eA} \approx 1$ Hz) zu schwach betonen.

Analog zur Vergrößerungsfunktion für die Aufbauamplituden kann eine Vergrößerungsfunktion für die dynamischen Radlastschwankungen bezogen auf die Erregeramplituden $F_{R_{dyn}} / z_E$ ermittelt werden. Diese Vergrößerungsfunktion wird hier auf die statische Radlast $F_{R_{stat}}$ normiert angegeben (**Bild 1.4-7**), sie folgt direkt aus der spektralen Dichte der Erregeramplitude $\phi_{z_E}(\omega)$:

$$V^2 = \left(\frac{F_{R_{dyn}}}{F_{R_{stat}} \cdot z_E} \right)^2 = \frac{\phi_{F_{R_{dyn}}/F_{R_{stat}}}(\omega)}{\phi_{z_E}(\omega)} \quad (1.4-20)$$

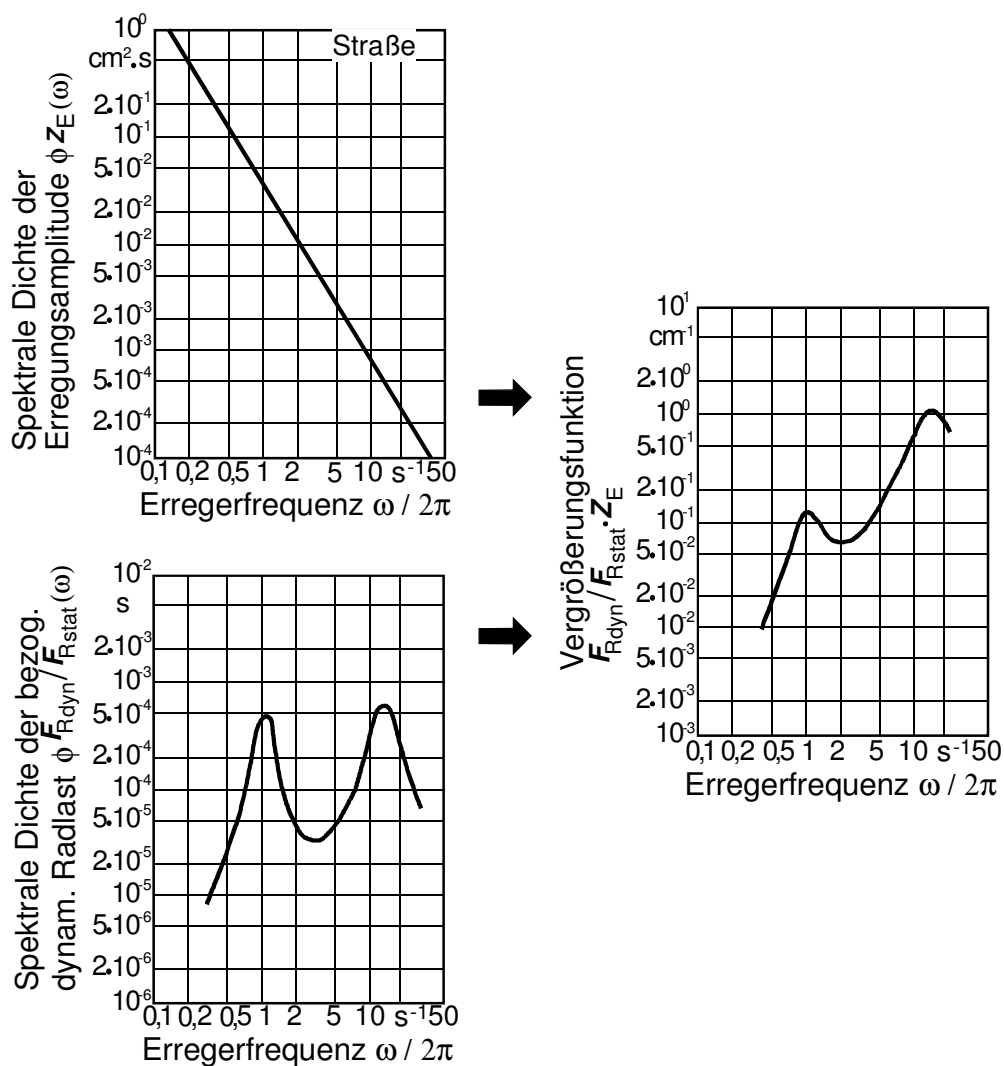


Bild 1.4-7: Ermittlung der Vergrößerungsfunktion $F_{R_{dyn}} / (F_{R_{stat}} \cdot z_E)$ aus spektraler Dichte von Erregeramplitude $\phi_{z_E}(\omega)$ und dynamischer Radlast $\phi_{F_{R_{dyn}}/F_{R_{stat}}}(\omega)$

1.4.2.1 Parameterstudie PKW-Federung

Im folgenden soll untersucht werden, in welcher Weise sich die Änderung wesentlicher Parameter des Zweimassen-Modells auf Aufbaubeschleunigung, die auch ohne Sitzfederung und Schwingungsbewertung durch den Menschen bereits in grober Näherung als Kriterium für den Federungskomfort betrachtet werden kann, und bezogene dynamische Radlast, d.h. Bodenhaftung der Räder (Fahrsicherheit) auswirkt.

Die Schwingungsgleichungen des Zwei - Massenmodells Gl. 1.4-7 und 1.4-8 werden hierbei im Programm MATLAB abgebildet und durch ein synthetisch erzeugtes Fahrbahnsignal angeregt. Aus den Simulationsergebnissen werden die spektralen Leistungsdichten (engl. **Power Spectral Density**) von Aufbaubeschleunigung und dynamischer Radlast ermittelt. Das der Simulation zugrunde liegende Fahrbahnsignal ist in **Bild 1.4-8** sowohl als Weg - Zeit - Funktion als auch als zeitfrequenzabhängige Leistungsdichte abgebildet.

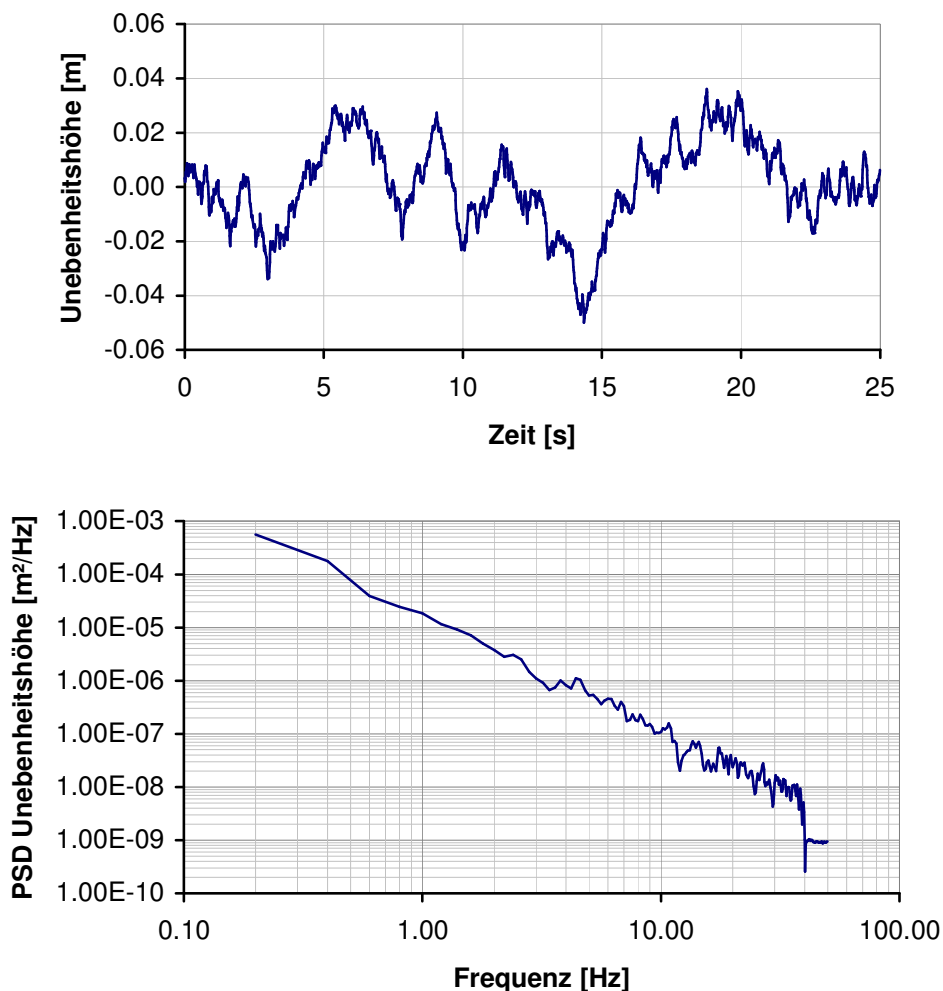


Bild 1.4-8: Synthetisch erzeugtes Fahrbahnsignal mit $w = 2.14$ und $\phi_h(\Omega_0) = 3.7 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$

Als Ausgangsvariante dient ein Viertel - Fahrzeug mit folgenden Parametern:

$$\begin{array}{ll} c_R = 150.000 \text{ N/m} & c_A = 21.000 \text{ N/m} \\ k_R = 100 \text{ Ns/m} & k_A = 1500 \text{ Ns/m} \\ m_R = 40 \text{ kg} & m_A = 400 \text{ kg} \end{array}$$

Wie sich für dieses Fahrzeug das Fahrbahnsignal aus Bild 1.4-8 auf die vertikalen Bewegungsgrößen von Rad und Aufbau auswirken ist, in **Bild 1.4-9** dargestellt. Gut zu erkennen ist die deutliche Dämpfung und Reduktion der Bewegungsgrößen zwischen Straße und Aufbau. Die Kurvenverläufe von Aufbau und Rad wurden zwecks besserer Erkennbarkeit vertikal verschoben.

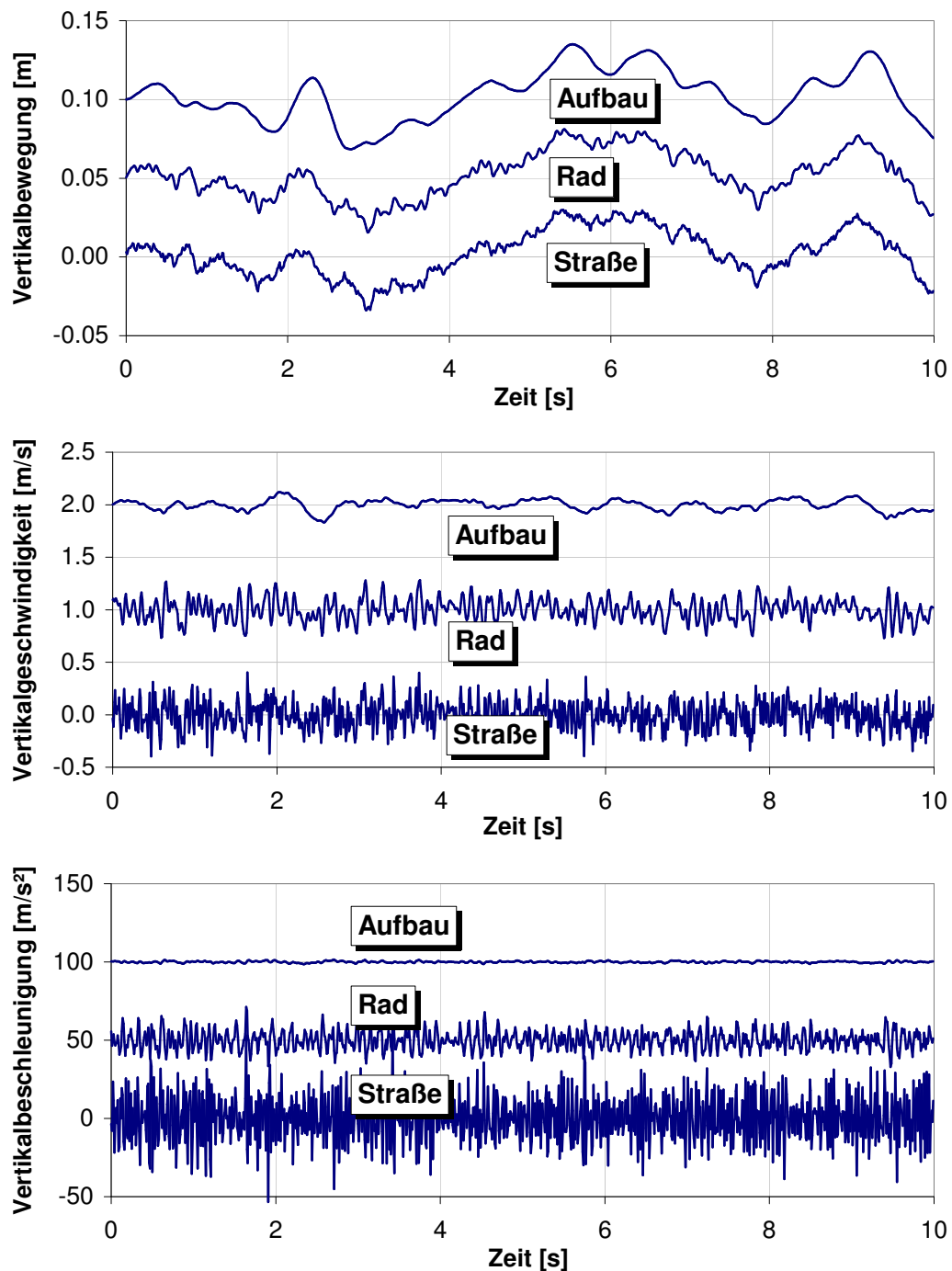


Bild 1.4-9: Vertikale Bewegung, Geschwindigkeit und Beschleunigung von Straße, Rad und Aufbau

- Variation der Radmasse m_R

In **Bild 1.4-10** wird zunächst die Radmasse variiert. Diese Maßnahme wirkt sich im Bereich der Aufbauresonanz weder auf die Lage der Aufbaueigenfrequenz noch auf die Intensität der Aufbauresonanz aus.

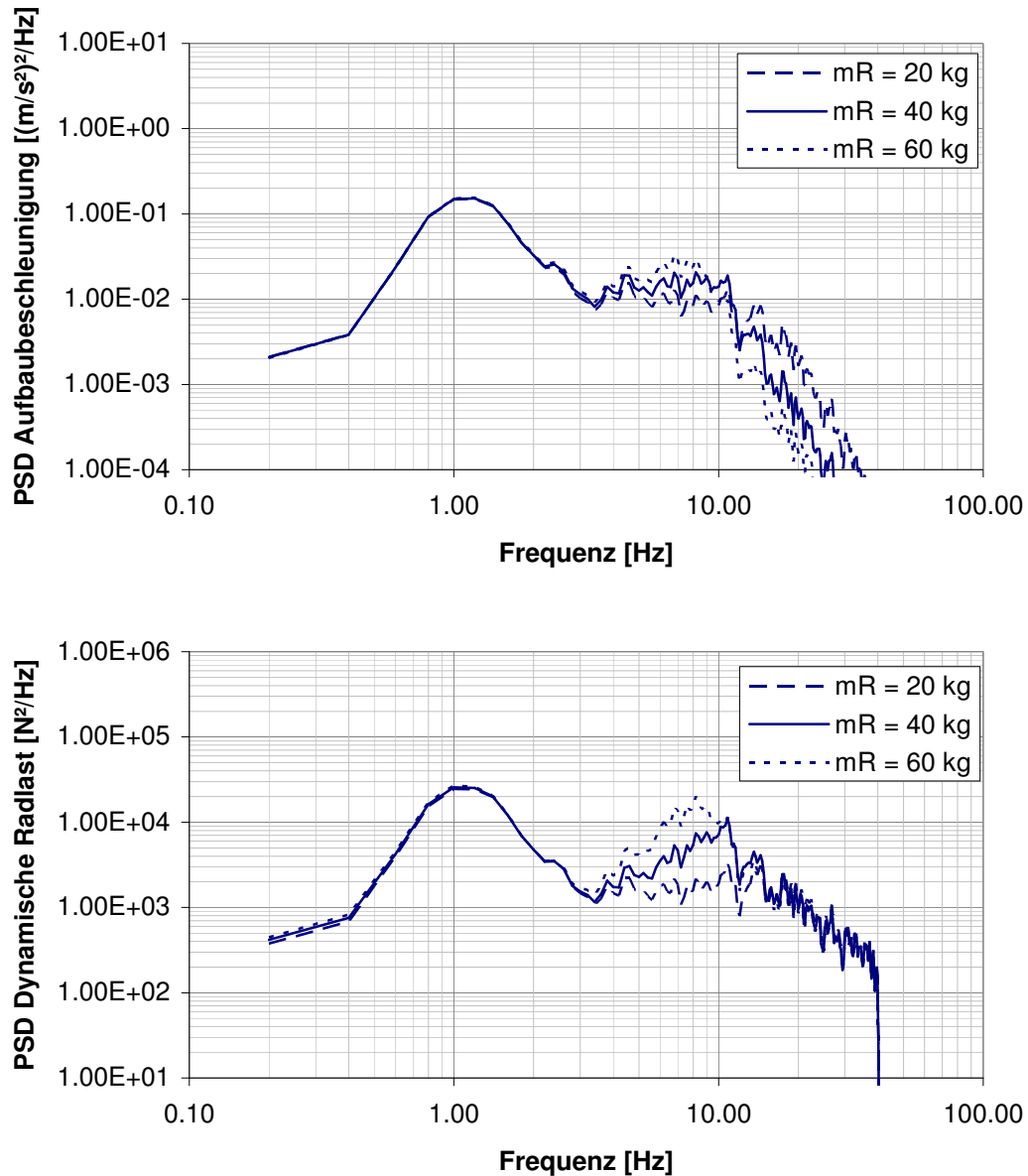


Bild 1.4-10: Parametervariation mit unterschiedlicher Radmasse

Im Radresonanzbereich fallen jedoch die erhöhten bezogenen dynamischen Radlasten auf, die sich bei einer größeren Radmasse ergeben. Dies liegt daran, daß eine größere Masse von gleich gebliebenen Dämpfern beruhigt werden muß. Hinsichtlich der dynamischen Radlastschwankungen und damit der Fahrsicherheit ist also eine möglichst kleine Radmasse anzustreben.

- Variation der Reifenfedersteifigkeit c_R

In **Bild 1.4-11** wird die Federkonstante der Reifenfeder verändert. Tendenziell verringern sich bei einer weicheren Reifenfeder die Radeigenfrequenz und die dynamischen Radlasten, d.h. die Bodenhaftung wird verbessert. Weichere Reifen würden die Fahrsicherheit also deutlich verbessern; ihrer Realisierung sind allerdings aufgrund der damit verbundenen Vergrößerung von Rollwiderstand und Walkarbeit enge Grenzen gesetzt.

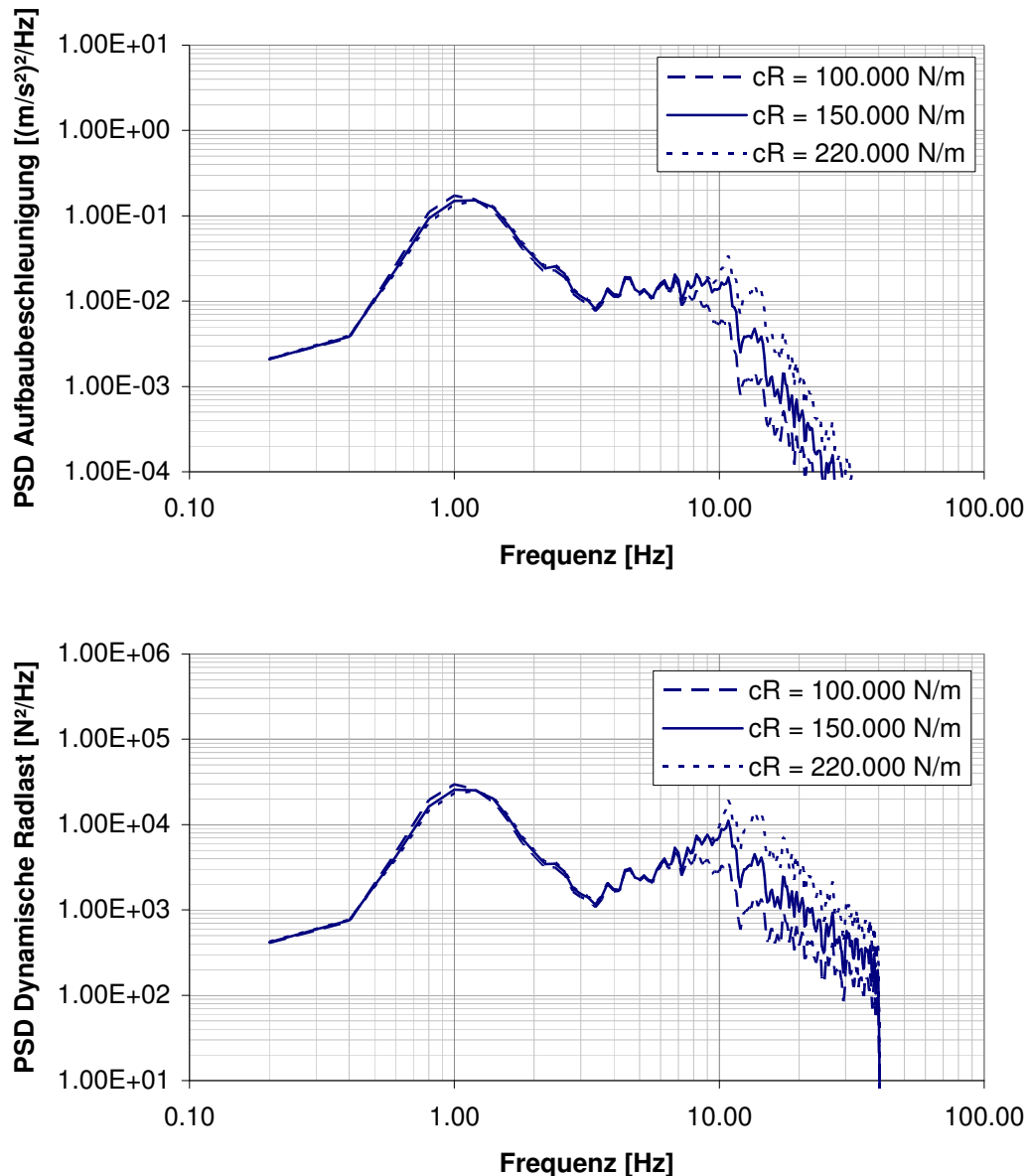


Bild 1.4-11: Parametervariation mit unterschiedlichen Reifenfedersteifigkeiten

- Variation der Aufbaufedersteifigkeit c_A

In **Bild 1.4-12** wird die Federkonstante der Aufbaufeder variiert. Bei weicherer Aufbaufeder verringert sich die Aufbaueigenfrequenz und als Folge vergrößert sich die relative Dämpfung; Aufbaubeschleunigung und bezogene dynamische Radlast werden kleiner.

Eine weichere Aufbaufeder würde sich also bezüglich der Kriterien Fahrsicherheit und Fahrkomfort positiv auswirken. Ihre Realisierung ist in der Praxis durch Effekte wie Kurvenneigung, Bremsnicken, große Niveaueverschiebung durch Beladung und vor allem aufgrund der dann erforderlichen großen Federwege nur begrenzt möglich.

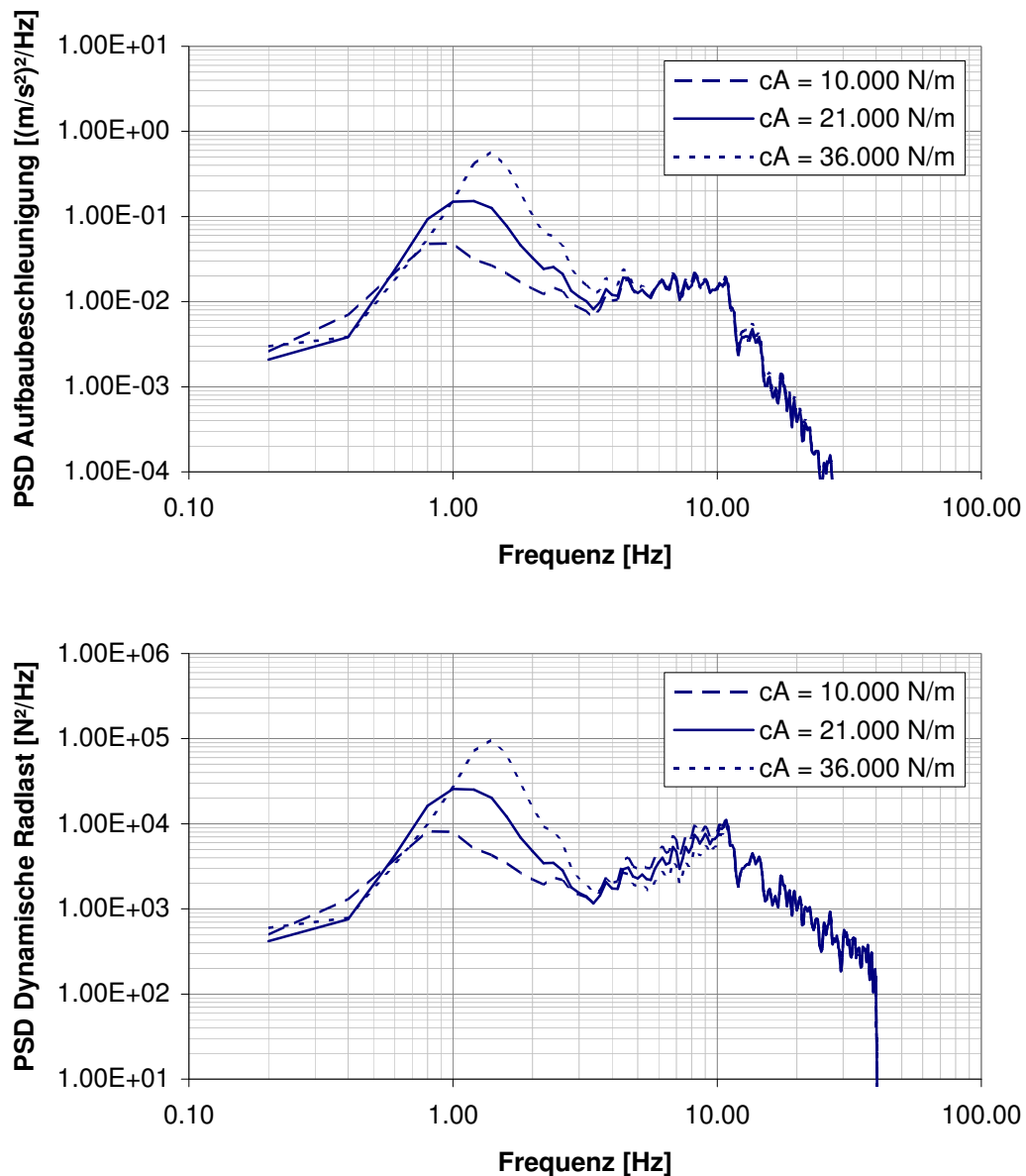


Bild 1.4-12: Parametervariation mit unterschiedlicher Aufbaufedersteifigkeit

- Variation der Aufbaudämpfung k_A

In **Bild 1.4-13** wird die Aufbaudämpfung verändert. Eine härtere Aufbaudämpfung wirkt sich sowohl bei der Aufbaubeschleunigung (Federungskomfort) als auch bei den dynamischen Radlasten (Bodenhaftung der Räder, aktive Sicherheit) jeweils im Bereich der Eigenfrequenzen positiv aus. Im Bereich außerhalb der Resonanzstellen wird allerdings insbesondere die Aufbaubeschleunigung durch einen weichen Dämpfer positiv beeinflusst.

Die Abstimmung der Aufbaudämpfung ist also in jedem Fall ein Kompromiß zwischen den Anforderungen der verschiedenen Frequenzbereiche.

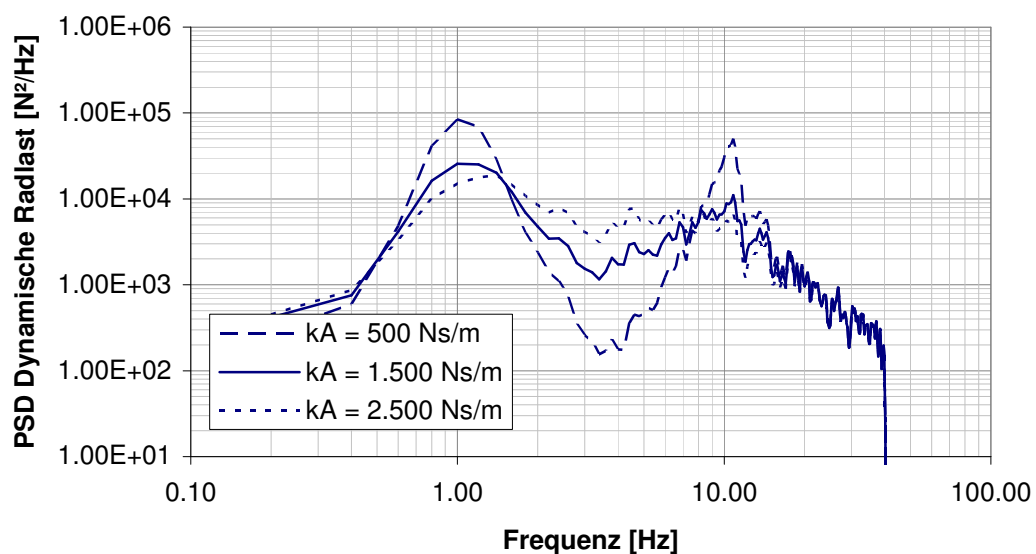
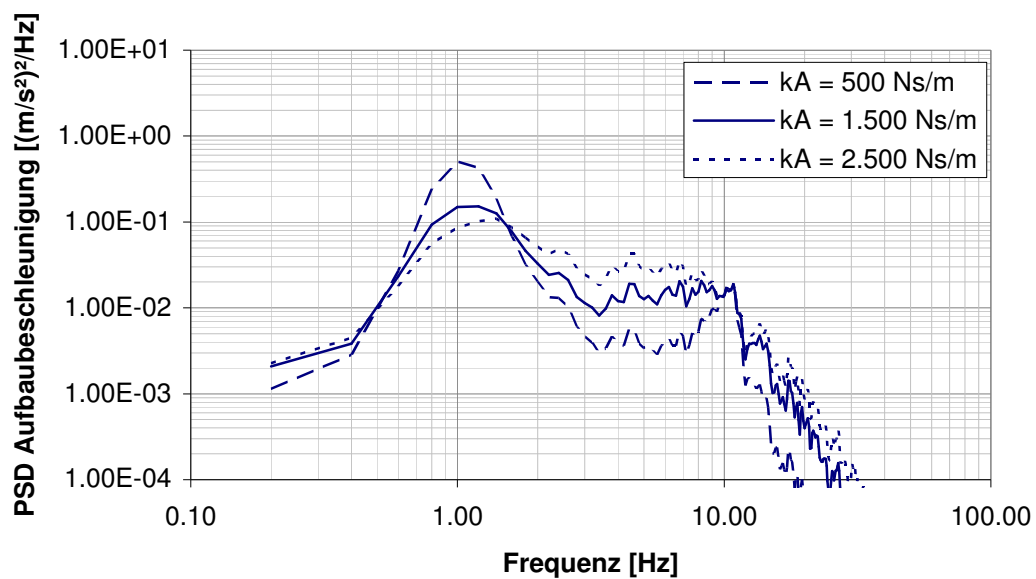


Bild 1.4-13: Parametervariation mit unterschiedlichen Aufbaudämpfungen

In **Bild 1.4-14** sind die anhand der Bilder 1.4-10 - 1.4-13 gewonnenen Ergebnisse für Fahrsicherheit und Fahrkomfort in einer Tabelle zusammengestellt. Darin ist - entsprechend Aufbau- und Radeigenfrequenz - nach lang- und kurzweiliger Wirkung unterschieden.

	Fahrsicherheit		Fahrkomfort	
	langwellig	kurzwellig	langwellig	kurzwellig
Erregung:				
Massnahme:				
Tragfeder weich:	↑ ↑		↑ ↑	
Dämpfer weich:	↓	↓	↓	↑
Reifen weicher:		↑ ↑		↑ ↑
Achse leichter:		↑		↑
Empfehlung:				
Tragfeder:	weich		weich	
Dämpfung:	stark	stark	stark	schwach
Reifen:		weich		weich
Achse:		leicht		leicht

Bild 1.4-14: Auswirkung konstruktiver Änderungen am Federungssystem auf Fahrsicherheit (dynamische Radlasten) und Fahrkomfort (Aufbaubeschleunigung); ↑ = positiv, ↓ = negativ

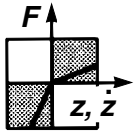
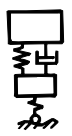
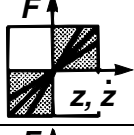

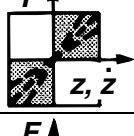

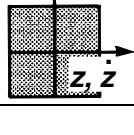
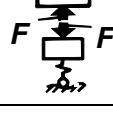
Neben den bisher behandelten „klassischen“ Möglichkeiten, das Federungsverhalten zu beeinflussen, werden folgend „unkonventionelle“ Lösungen vorgestellt. Im Gegensatz zu passiven Systemen hängt hier die am Aufbau angreifende Kraft F nicht über eine einzige Kennlinie vom Einfederweg z und der Einfedergerwindigkeit \dot{z} der Bauelemente ab. Eine Übersicht über geregelte Federungssysteme gibt **Bild 1.4-15**.

Adaptive Systeme können gegenüber dem passiven System zusätzlich zwischen verschiedenen Kennlinien der Bauelemente schalten, wobei jedoch die Kraftrichtung auch hier vom Vorzeichen des Einfederwegs und der Einfedergerwindigkeit bestimmt bleibt.

Im *semiaktiven* Fall sind die Schaltfrequenzen größer als die charakteristische Schwingungsdauer von Rad und Aufbau. Es kann also so schnell von einer zu anderen Kennlinie geschaltet werden, daß auch jeder dazwischen liegende Punkt dynamisch zu erreichen ist.

Adaptives und semiaktives System benötigen Energie lediglich zur Ansteuerung der Steller und der Elektronik.

Erst bei der *aktiven* Federung wird die Kraft F zwischen Aufbau und Rad unabhängig von der Einfederbewegung des Rades. Zur Aufbringung der Stellkraft wird jedoch eine externe Energiezufuhr erforderlich.

	Kräfte	Schaltfrequenz	Energiebedarf	
passiv		-	-	
adaptiv		kleiner als die charakteristischen Schwingungsfrequenzen	gering	
semiaktiv		größer als die charakteristischen Schwingungsfrequenzen	gering	
aktiv		größer als die charakteristischen Schwingungsfrequenzen	hoch	

© Ika V2 / 1.4-15

Bild 1.4-15: Klassifikation von geregelten Federungssystemen

- Adaptive Dämpfersteuerung

Die Ergebnisse der Parametervariation zur Dämpferhärte (Bild 1.4-13) deuten darauf hin, daß sowohl die Aufbaubeschleunigungen als auch die Radlastschwankungen in einem großen Frequenzband minimiert werden können, wenn im Aufbau- und Radresonanzbereich eine relativ hohe Dämpfung vorliegt und im Bereich außerhalb dieser Resonanzstellen die Dämpfung gering ist.

Eine deutliche Verbesserung konventioneller Federungssysteme kann theoretisch also mit einer Dämpfung erzielt werden, die abhängig von der Anregungsfrequenz des Systems arbeitet, **Bild 1.4-16**.

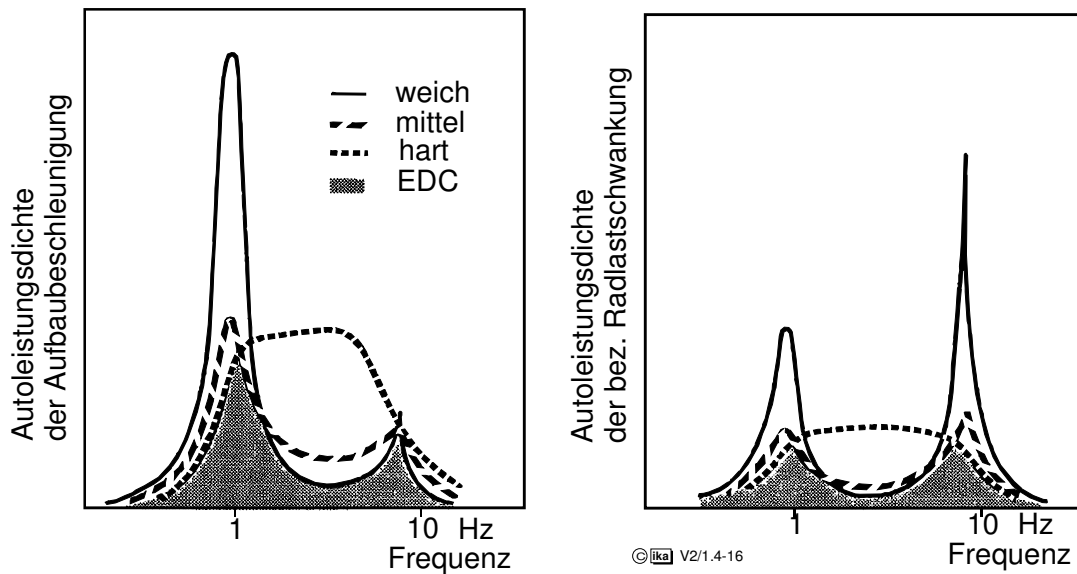


Bild 1.4-16: Simulationsergebnisse mit einem Einrad-Federungsmodell zur ideal frequenzabhängigen Dämpferkraftverstellung /21/

Dem mit einer derartigen Dämpferregelung zu erzielenden Verbesserungspotential sind dadurch Grenzen gesetzt, daß aufgrund des stochastischen Charakters der Fahrbahnunebenheiten eine eindeutige Frequenzselektion nicht möglich ist. Daneben hängt das Verbesserungspotential davon ab, welche Variationsbreite der Dämpfercharakteristik zu realisieren ist und wie weit die Systemlaufzeiten herabgesetzt werden können.

Das EDC-System (Electronic Damper Control) von BMW wurde in Zusammenarbeit mit Boge und VDO entwickelt. Die Dämpferkennlinien werden hier adaptiv in drei Stufen mittels einer Steuerelektronik verstellt. Die Identifizierung der Fahrbahnanregung erfolgt beim EDC-System mit Hilfe eines am Aufbau befestigten Beschleunigungssensors.

Die Sensorsignale werden von dem elektronischen Steuergerät so verarbeitet, daß sich daraus getrennte Kennwerte für die Anregungen im Gebiet der Aufbau- und Achseigenfrequenz ermitteln lassen. Abhängig von der Beladung des Fahrzeuges und der Intensität der momentanen Schwingungsanregung führen unterschiedliche Schwellenwerte zur stufenweisen Dämpferverstellung.

Die Systemwirkung wird anhand des Konfliktogramms zwischen Komfort und Fahrsicherheit deutlich, **Bild 1.4-17**.

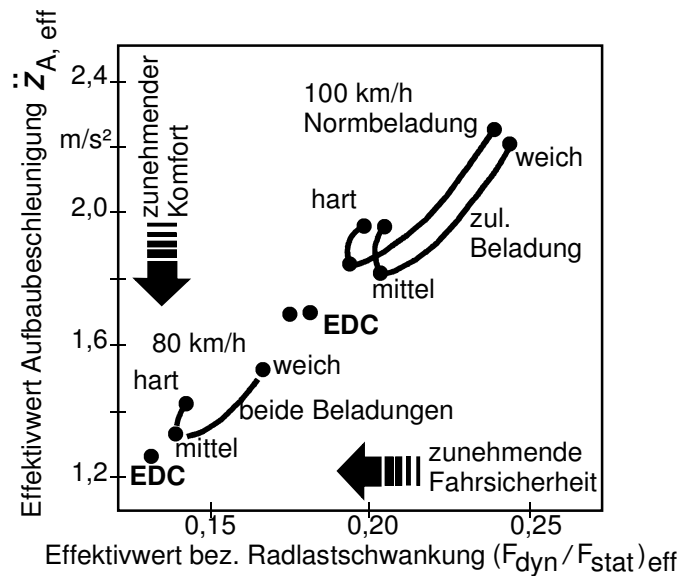


Bild 1.4-17: Vergleich der Federungseigenschaften eines Versuchsfahrzeugs mit unterschiedlichen Dämpfereinstellungen des EDC-Systems anhand des Konfliktschaubilds Komfort-Fahrsicherheit /21/

Bei dem hinsichtlich der Systemfunktionen mit dem EDC-System vergleichbaren adaptiven Dämpfungssystem ADS von Mercedes-Benz erfolgt die unebenheitsabhängige Dämpferverstellung in 4 Stufen gemäß einem Kennfeld, in dem ein Vergleichswert für die spektrale Leistungsdichte der Unebenheiten $\Phi(\Omega_0)$ und ein Vergleichswert für die Welligkeit w der momentan befahrenen Fahrbahn berücksichtigt werden, **Bild 1.3-18**.

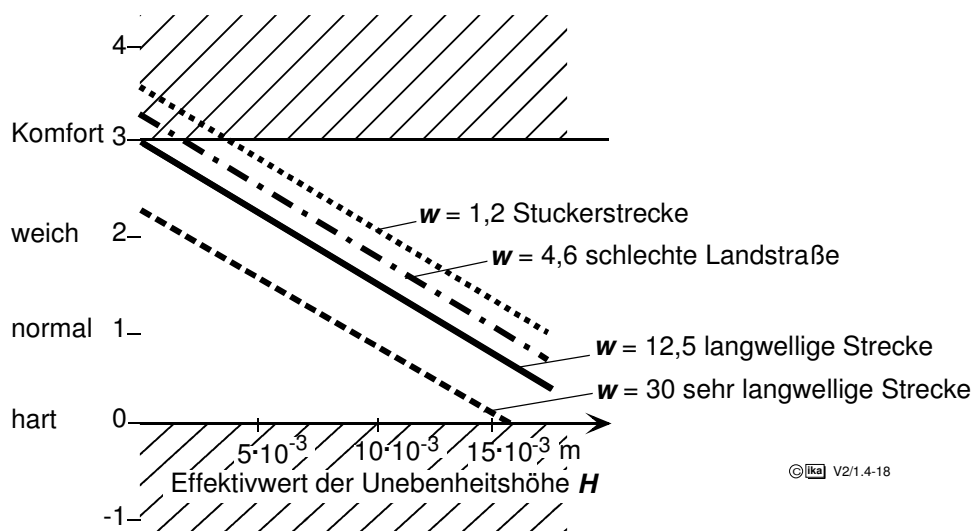


Bild 1.4-18: Kennfeld zur Dämpferverstellung des adaptiven Dämpfungssystems ADS von Mercedes-Benz /25/

Als Vergleichswert für die spektrale Leistungsdichte $\Phi(\Omega_0)$ dient ein exponentiell gleitend ermittelter Effektivwert H des Unebenheitsverlaufs $h(t)$ im Frequenzbereich 0,5 - 20 Hz. ($\Phi' = H(0,5 - 20 \text{ Hz})$).

Der Vergleichswert für die Welligkeit wird als Quotient aus entsprechenden Effektivwerten für den Aufbau- und Achsresonanzbereich gebildet.
($w' = H(0,5 - 2 \text{ Hz}) / H(8 - 20 \text{ Hz})$)

Der Unebenheitsverlauf $h(t)$ wird indirekt durch Messung der Radbeschleunigung \ddot{z}_R und der Aufbaubeschleunigung \ddot{z}_A näherungsweise bestimmt. Der dazu verwendete Algorithmus kann anhand der Gl. 1.4-7 und Gl. 1.4-8 hergeleitet werden. Mit $z_E = h(t)$ erhält man:

$$h(t) = z_R + \frac{m_R}{c_R} \cdot \dot{z}_R + \frac{m_A}{c_A} \cdot \dot{z}_A \quad (1.4-21)$$

- Aktive Federung

Zur aktiven Regelung des Fahrzeugniveaus bietet sich aufgrund des niedrigen Leistungsgewichts und der großen Leistungsdichte ein Hydraulikzylinder als längenveränderliches Element an (**Bild 1.4-19**).

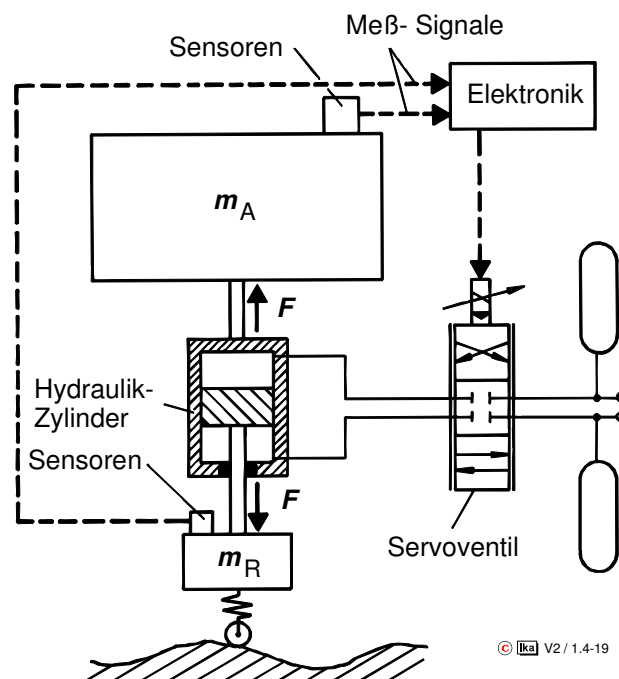


Bild 1.4-19: Einrad - Federungsmodell mit aktiver Federung

Die Steuerung des Zylinderdrucks erfolgt dabei über ein schnelles Servoven-til, welches die Stellsignale von einer übergeordneten Elektronik erhält. In die Steuerlogik können vielfältige Informationen über den Fahrzustand einfließen, die über Sensoren am Fahrzeug abgetastet werden. Die aktive Stellkraft kann unter anderem in Abhängigkeit von der Rad- oder Aufbaubeschleunigung oder über eine Vorabtastung der Unebenheiten geregelt sein.

Im Gegensatz zur vollaktiven Federung federt die aktive Version der hydropneumatischen Federung auch ohne Zu- und Abfuhr von Drucköl. Die Regelventile führen nur Ölvolumen zu oder ab, wenn das System erkennt, daß es das Fahrverhalten durch einen aktiven Eingriff verbessern kann. Dies hat den Vorteil, das auch unter extremen Fahrbedingungen ein erheblich geringerer Energieaufwand zu erbringen ist.

In **Bild 1.4-20** werden die spektralen Leistungsdichten von aktiver hydropneumatischer und vollaktiver Federung mit denen von passiven Systemen verglichen. Sowohl Federungskomfort als auch Bodenhaftung der Räder werden hier in weiten Frequenzbereichen deutlich verbessert.

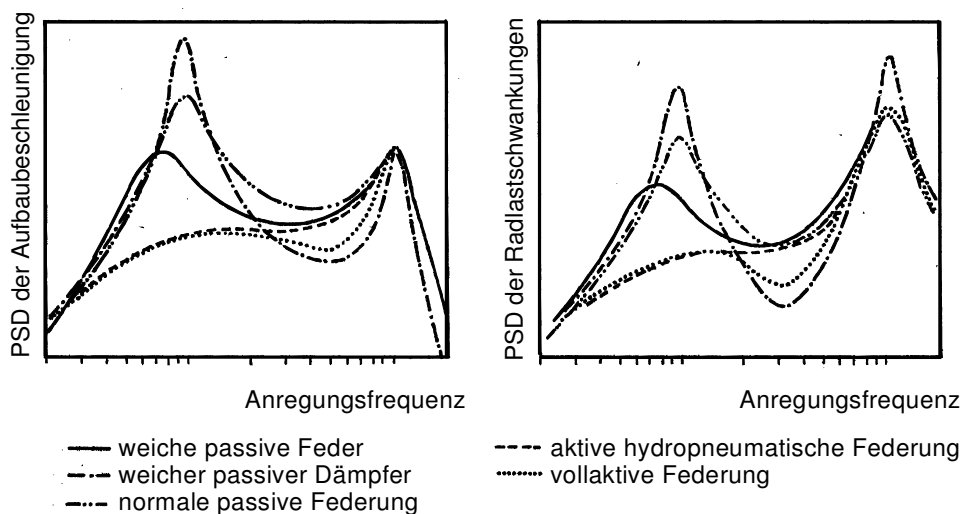


Bild 1.4-20: Theoretisches Fahrkomfort- und Sicherheitspotential verschiedener Federungssysteme

Die Realisierung von Kraftfahrzeugen mit entscheidend verbessertem Federungskomfort ist also technisch möglich. Nachteilig ist der höhere Bauaufwand und der Energiebedarf, der bei einem Mittelklasse-PKW zwischen 7 kW (aktive hydropneumatische Federung) und 20 kW (vollaktive Federung) beträgt.

1.4.2.2 Parameterstudie LKW-Federung

Die Federungseigenschaften von Nutzfahrzeugen unterscheiden sich erheblich von denen des PKW. **Bild 1.4-21** zeigt die spektralen Leistungsdichten von Aufbaubeschleunigung und dyn. Radlast eines LKW im Vergleich zum Beispiel-PKW. Der Simulation des LKW liegen folgende Daten zugrunde:

$$c_R = 3.000.000 \text{ N/m}$$

$$k_R = 100 \text{ Ns/m}$$

$$m_R = 650 \text{ kg}$$

$$c_A = 570.000 \text{ N/m}$$

$$k_A = 21.000 \text{ Ns/m}$$

$$m_A = 4500 \text{ kg}$$

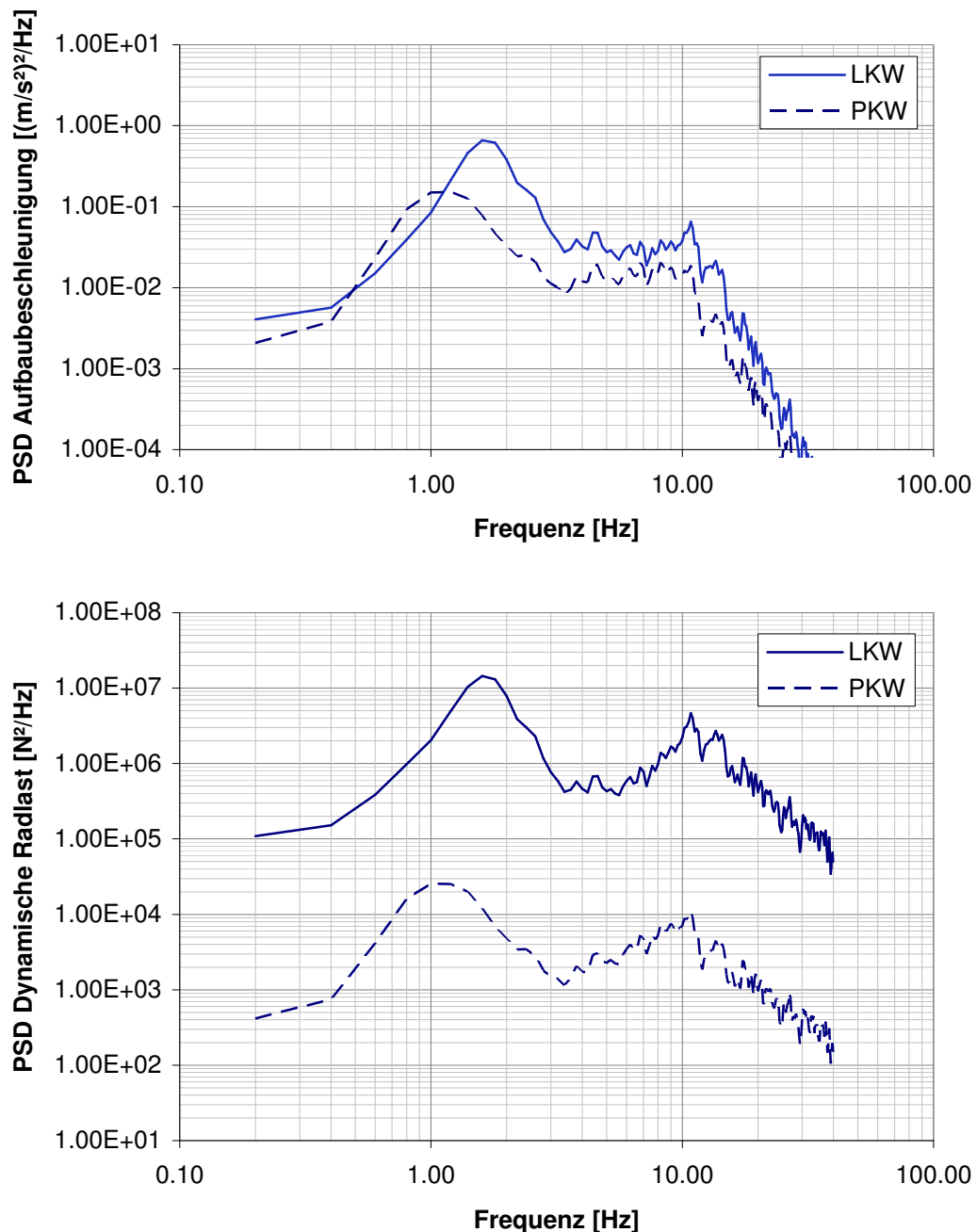


Bild 1.4-21: Vergleich von Aufbaubeschleunigung und dynamischer Radlast bei LKW und PKW

Die Aufbaueigenfrequenz liegt mit 1,4 Hz erheblich höher als die des Beispiel-PKW. Auch die Werte der Aufbaubeschleunigung und der dynamischen Radlast sind größer. Das Federungsverhalten von LKW ist also ungünstiger als das von PKW.

- Einfluß von Reibungskräften in den Aufbaufedern

Als Aufbaufedern von LKW werden in der Regel geschichtete Blattfedern verwendet. Die Federkennlinien weisen eine Hysterese auf (siehe Abschnitt 1.2.1.1), die aus der Reibung zwischen den Federblättern resultiert. Diese Reibungskraft läßt die Aufbaufeder im Verlauf einer Schwingung zeitweise kurz blockieren, und damit schaltet das Zweimassen-System in diesen Phasen zu einem Einmassen-System entsprechend Bild 1.4-3 um. Aufbau und Radmasse schwingen dann gemeinsam auf der harten und schwach gedämpften Reifenfeder.

Bild 1.4-22 zeigt die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Aufbau und Rad einmal mit und einmal ohne Reibung. Deutlich zu erkennen sind beim reibungsbehafteten Modell die Phasen, in denen die Blattfedern blockieren und die Geschwindigkeitsdifferenz zu Null wird.

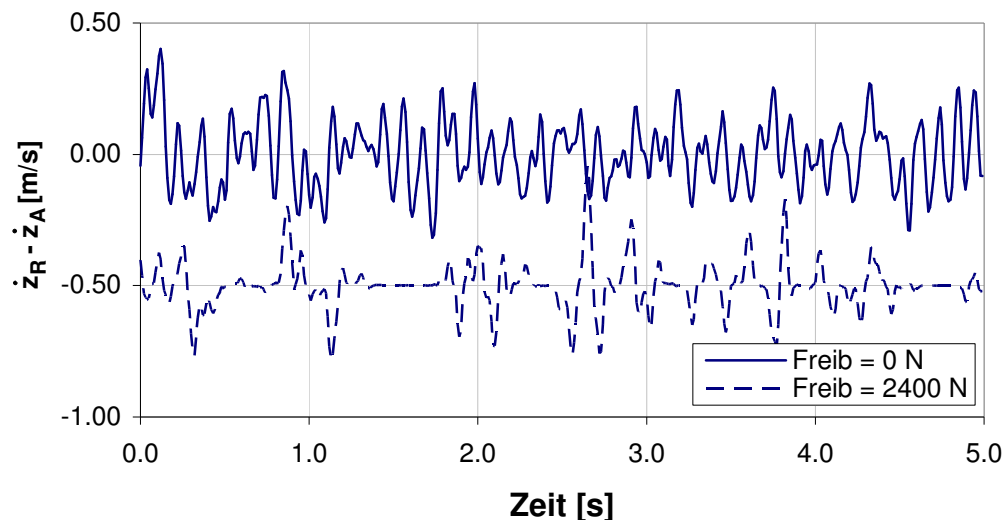


Bild 1.4-22: Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Aufbau und Rad

In **Bild 1.4-23** ist dargestellt, wie sich die Reibungskraft auf die Aufbaubeschleunigung des Beispiel-LKW auswirkt. Insbesondere im Bereich der größten Schwingungsempfindlichkeit des Menschen zwischen 4-8 Hz bewirkt die Reibung eine deutliche Verschlechterung des Federungsverhaltens.

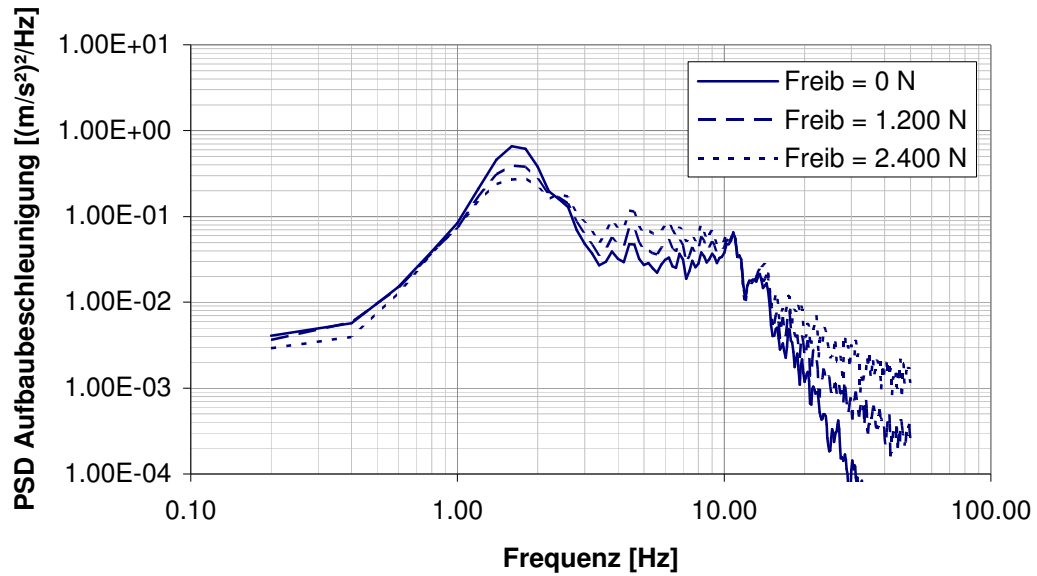


Bild 1.4-23: Parametervariation mit unterschiedlicher Reibung in der Aufbaublattfeder

1.4.3 Erweiterung um Sitzfederung

Eine Erweiterung des bisher betrachteten Zweimassen-Ersatzsystems um die Sitzfederung führt zu einem Dreimassen-Ersatzsystem (**Bild 1.4-24**).

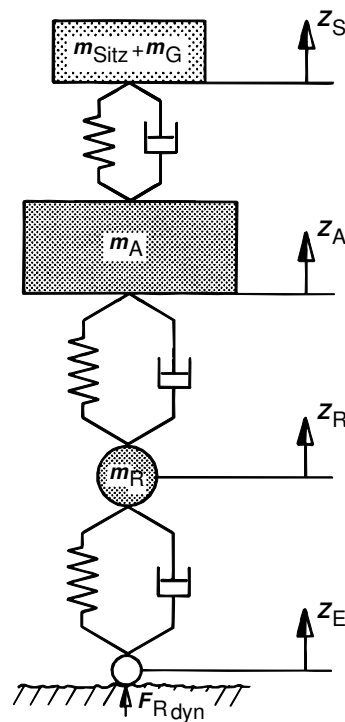


Bild 1.4-24: Struktur eines Dreimassen-Federungsmodells

Dabei stellt die hinzugefügte Masse die Masse des gefederten Teiles des Sitzes und des darauf sitzenden Menschen dar. Wegen der im Verhältnis zur Aufbaumasse geringen hinzugefügten Masse kann die Rückwirkung auf den Aufbau im allgemeinen vernachlässigt werden. Man kann daher von einem Zweimassen-System mit aufgesetztem einfachen Schwinger ausgehen.

In den folgenden Bildern wird diese Erweiterung für den Beispiel-PKW aus Abschnitt 1.4.2.1 durch Superposition für zwei verschiedene Sitzmassen vorgenommen. **Bild 1.4-25** zeigt dabei die Vergrößerungsfunktion \ddot{z}_S / \ddot{z}_A , und **Bild 1.4-26** zeigt die aus der Filterwirkung des Sitzes resultierende spektrale Leistungsdichte der Sitzbeschleunigung.

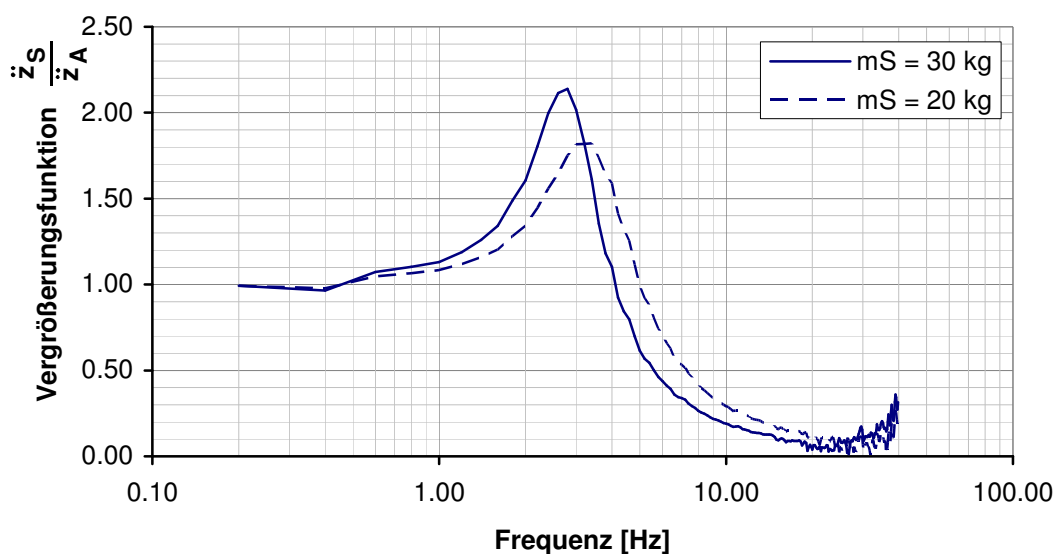


Bild 1.4-25: Vergrößerungsfunktion des Dreimassen-Federungsmodells

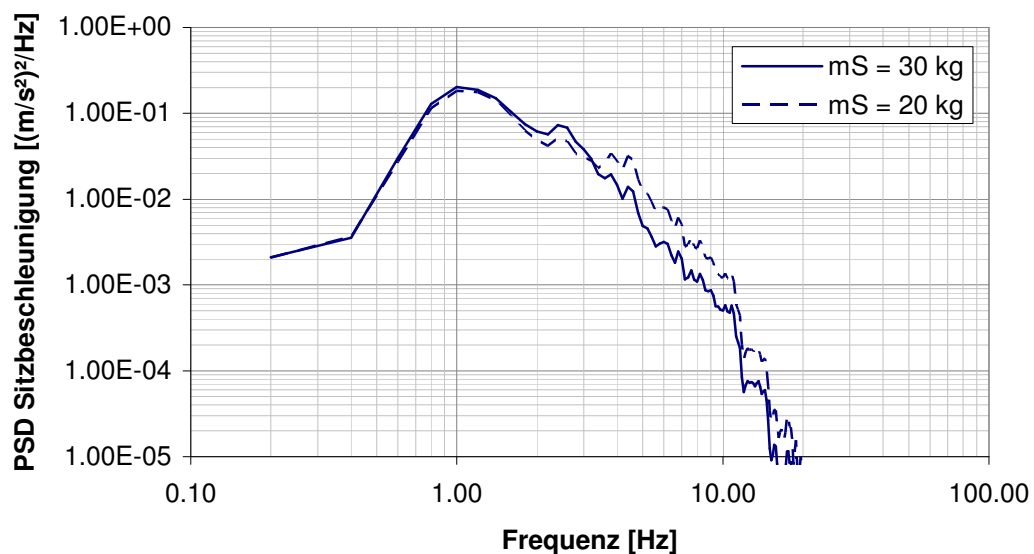


Bild 1.4-26: Sitzbeschleunigung beim Dreimassen-Federungsmodell

1.5 Einspur-Federungsmodell

1.5-1 Zweiachsfahrzeug mit biegesteifem Aufbau

Bei den Einspur-Federungsmodellen wird der Aufbau nicht mehr als Punktmasse, sondern als ein mit Masse behafteter Balken angesehen. Im einfachsten Fall handelt es sich um das Modell eines zweiachsigen Fahrzeuges mit starrem Aufbau, d.h. um einen biegesteifen Balken (**Bild 1.5-1**).

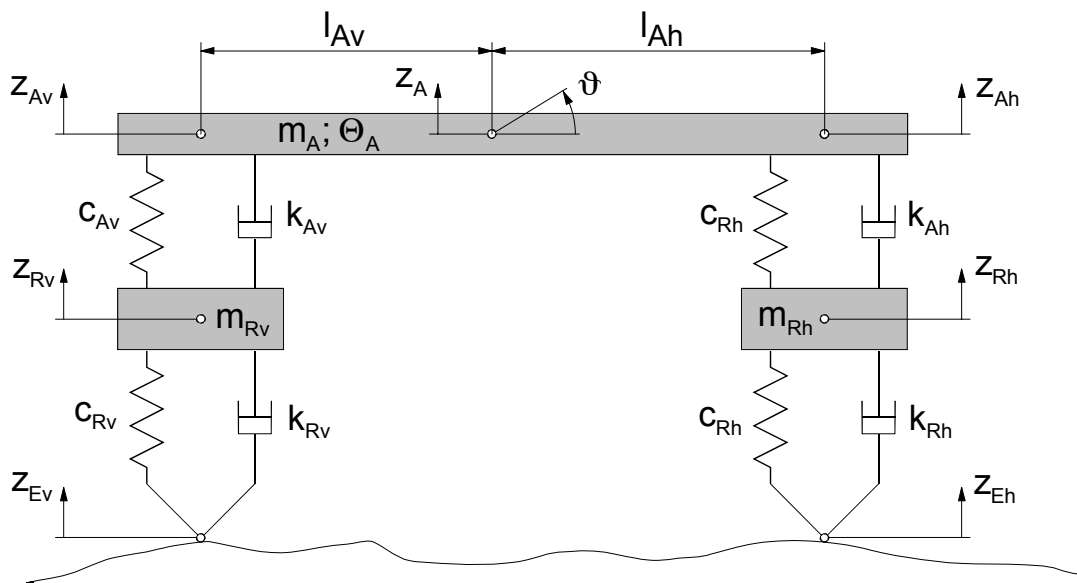


Bild 1.5-1: Einspur-Federungsmodell

Zunächst müssen wieder die Differentialgleichungen formuliert werden. Das Einspur-Federungsmodell für ein zweiachsiges Fahrzeug nach Bild 1.5-1 hat vier Freiheitsgrade:

- Heben und Nicken des Aufbaus
- Heben der Vorder- und Hinterachse.

Für den Schwerpunkt des Aufbaus gilt:

$$m_A \ddot{z}_A = -k_{Av}(\dot{z}_{Av} - \dot{z}_{Rv}) - c_{Av}(z_{Av} - z_{Rv}) - k_{Ah}(\dot{z}_{Ah} - \dot{z}_{Rh}) - c_{Ah}(z_{Ah} - z_{Rh}) \quad (1.5-1)$$

$$\Theta_A \ddot{\vartheta}_A = l_v k_{Av}(\dot{z}_{Av} - \dot{z}_{Rv}) + l_v c_{Av}(z_{Av} - z_{Rv}) - l_h k_{Ah}(\dot{z}_{Ah} - \dot{z}_{Rh}) - l_h c_{Ah}(z_{Ah} - z_{Rh}) \quad (1.5-2)$$

Vorder- und Hinterachse gehorchen den Gleichungen:

$$m_{Rv} \ddot{z}_{Rv} = k_{Av} (\dot{z}_{Av} - \dot{z}_{Rv}) + c_{Av} (z_{Av} - z_{Rv}) - k_{Rv} (\dot{z}_{Rv} - \dot{z}_{Ev}) - c_{Rv} (z_{Rv} - z_{Ev}) \quad (1.5-3)$$

$$m_{Rh} \ddot{z}_{Rh} = k_{Ah} (\dot{z}_{Ah} - \dot{z}_{Rh}) + c_{Ah} (z_{Ah} - z_{Rh}) - k_{Rh} (\dot{z}_{Rh} - \dot{z}_{Eh}) - c_{Rh} (z_{Rh} - z_{Eh}) \quad (1.5-4)$$

Dabei bestehen zwischen den Aufbaubewegungen über den Achsen z_{Av} und z_{Ah} , der Bewegung des Aufbauswerpunktes z_A und dem Nickwinkel ϑ folgende Zusammenhänge:

$$z_{Av} = z_A - l_v \vartheta \quad (1.5-5)$$

$$z_{Ah} = z_A + l_h \vartheta \quad (1.5-6)$$

Wie bei dem Einrad-Federungsmodell lassen sich auch für das Einspur-Federungsmodell aus den Differentialgleichungen Eigenkreisfrequenzen und Dämpfungsmaße angeben, falls die Kopplung der Differentialgleichungen vernachlässigt wird. Man geht also von der Vorstellung aus, daß alle Freiheitsgrade - bis auf den betreffenden - blockiert sind. Dann erhält man:

	Eigenkreisfrequenz	Dämpfungsmaß
Hub	$\sqrt{\frac{c_{Av} + c_{Ah}}{m_A}}$	$\frac{k_{Av} + k_{Ah}}{2\sqrt{m_A (c_{Av} + c_{Ah})}}$
Aufbau vorn	$\sqrt{\frac{c_{Av}}{m_{Av}}}$	$\frac{k_{Av}}{2\sqrt{m_{Av} c_{Av}}}$
Aufbau hinten	$\sqrt{\frac{c_{Ah}}{m_{Ah}}}$	$\frac{k_{Ah}}{2\sqrt{m_{Ah} c_{Ah}}}$
Nicken	$\sqrt{\frac{l_{Av}^2 c_{Av} + l_{Ah}^2 c_{Ah}}{\Theta_A}}$	$\frac{l_{Av}^2 k_{Av} + l_{Ah}^2 k_{Ah}}{2\sqrt{\Theta_A (l_{Av}^2 c_{Av} + l_{Ah}^2 c_{Ah})}}$
Vorderachse	$\sqrt{\frac{c_{Av} + c_{Rv}}{m_{Rv}}}$	$\frac{k_{Av} + k_{Rv}}{2\sqrt{m_{Rv} (c_{Av} + c_{Rv})}}$
Hinterachse	$\sqrt{\frac{c_{Ah} + c_{Rh}}{m_{Rh}}}$	$\frac{k_{Ah} + k_{Rh}}{2\sqrt{m_{Rh} (c_{Ah} + c_{Rh})}}$

(1.5-7)

Die achsanteiligen Aufbaumassen ergeben sich aus der Schwerpunktlage:

$$m_{Av} = m_A \frac{I_{Ah}}{I_{Av} + I_{Ah}} \quad (1.5-8)$$

$$m_{Ah} = m_A \frac{I_{Av}}{I_{Av} + I_{Ah}} \quad (1.5-9)$$

Im Hinblick auf den Federungskomfort sollte die Nickeigenfrequenz niedrig sein. Bei vorgegebenen Federsteifen für die Hubfederung ist eine gezielte Beeinflussung allerdings schwierig, da die übrigen Einflußparameter in der Regel nach anderen Gesichtspunkten festgelegt werden (Schwerpunktlage, Radstand) oder sich mehr oder weniger aus dem Fahrzeugkonzept ergeben (Trägheitsmoment).

1.5.1.1 Anregung durch realen Unebenheitsverlauf

Das Einspur-Federungsmodell wird im Gegensatz zum Einrad-Federungsmodell von einer Fahrbahnebenheit gleich zweimal angeregt; nämlich zuerst an der Vorderachse und anschließend noch einmal an der Hinterachse. Dadurch hängt die Aufbaubeschleunigung des Zweiachsmodells nicht nur von der Anregungsfrequenz ab, sondern auch von Parametern wie der Fahrgeschwindigkeit, der Aufbau-Eigenfrequenz und der Lage der Meßstelle im Fahrzeug.

Im folgenden wird daher die Anregung des Schwingungssystems Fahrzeug durch das Unebenheitsprofil der Straße um die Zeitdifferenz $\Delta t = l / v$ (l Radstand, v Fahrgeschwindigkeit) zeitversetzt an Vorder- und Hinterachse durchgeführt. Die Lösung der Bewegungsgleichungen erfolgt wieder mit Hilfe des Simulationstools MATLAB.

- Einfluß der Fahrgeschwindigkeit

Während die Leistungsdichtespektren von Aufbaubeschleunigung undbezogener dynamischer Radlastschwankung eine differenzierte Beurteilung einer Fahrzeugfederung zulassen, kann eine Trendabschätzung auch anhand der entsprechenden Effektivwerte durchgeführt werden.

Diese Vorgehensweise ist z.B. sinnvoll, wenn für die Trendabschätzung Parameter variiert werden, die sich auf das gesamte Leistungsdichtespektrum auswirken, da dann ein Maß für den Federungskomfort bzw. die Bodenhaftung als Funktion des variierten Parameters angegeben werden kann.

Der Effektivwert der Aufbaubeschleunigung läßt sich anhand des Zeitverlaufs der Beschleunigung bestimmen zu:

$$\ddot{z}_{A\text{eff}} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T \ddot{z}_A^2 dt}$$

Für ein Beispielfahrzeug wurde auf diese Weise der Effektivwert der Aufbaubeschleunigung über der Hinterachse bei mittlerer Beladung in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit ermittelt, **Bild 1.5-2**.

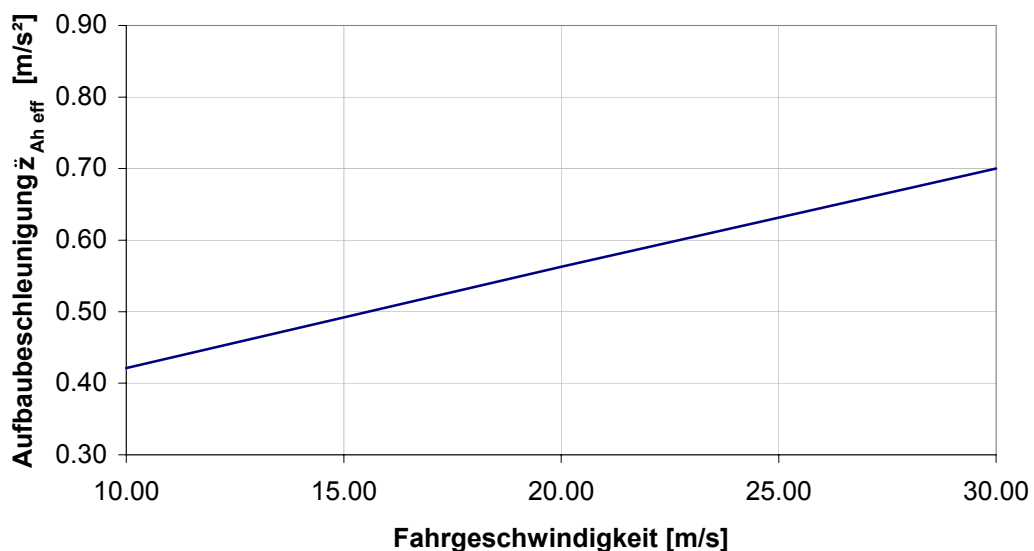


Bild 1.5-2: Aufbaubeschleunigung \ddot{z}_{Ah} in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit

- Einfluß der Aufbaueigenfrequenz

Zur Ermittlung des Einflusses der Federkonstanten der Aufbaufedern - und damit der Aufbaueigenfrequenz - auf die Aufbaubeschleunigung werden diese Federkonstanten nun schrittweise verringert. Damit ergibt sich für das

Beispielfahrzeug bei mittlerer Beladung und einer Fahrgeschwindigkeit von 22 m/s der Verlauf gemäß **Bild 1.5-3**.

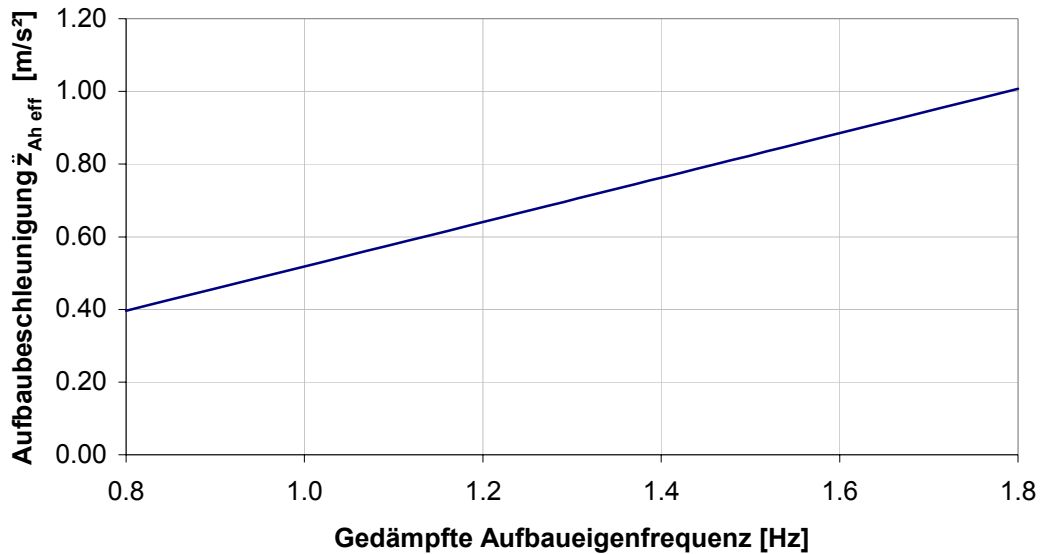


Bild 1.5-3: Aufbaubeschleunigung \ddot{z}_{Ah} in Abhängigkeit von der Aufbaueigenfrequenz

Zur Erzielung niedriger Aufbaubeschleunigungen und letztlich eines guten Federungskomforts kommt es also entscheidend darauf an, weiche Aufbaufedern, d.h. eine niedrige Aufbaueigenfrequenz zu realisieren. Voraussetzung hierfür ist allerdings ein geeignetes Fahrzeugkonzept, wie z.B. niedriger Schwerpunkt, große Federspurweiten. Diese Randbedingungen wurden bei der Betrachtung gemäß **Bild 1.5-3** ausgeklammert.

- Lage der Meßstelle

In Bild 1.5-2 und 1.5-3 war als "Meßstelle" der Aufbaubeschleunigung der Aufbau direkt oberhalb der Hinterachse zugrunde gelegt worden. Unter sonst gleichen Bedingungen hängt die Größe der Aufbaubeschleunigung zusätzlich von der Lage der Meßstelle am Aufbau in Fahrzeuginnenrichtung ab. Dieser Einfluß ist in **Bild 1.5-4** für den Ausgangszustand dargestellt.

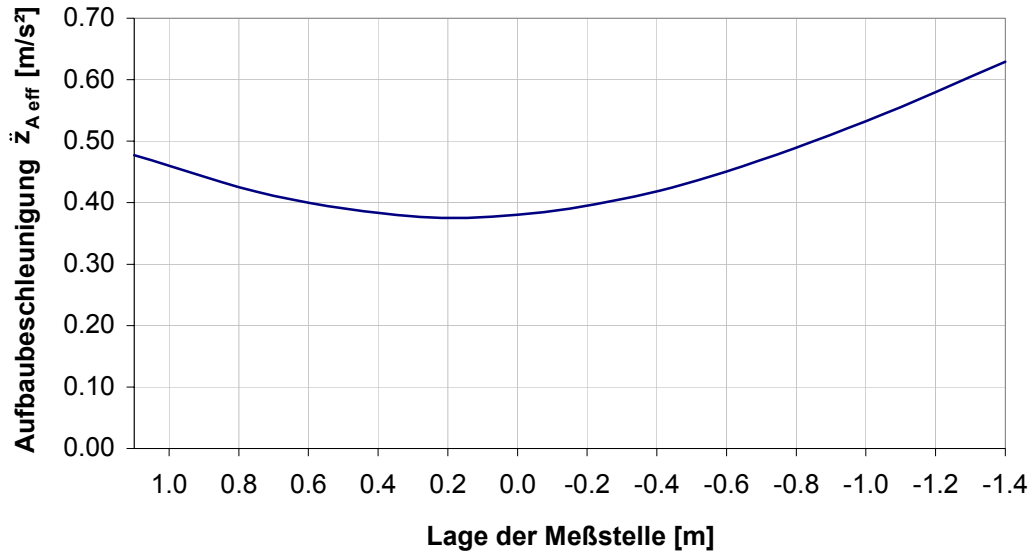


Bild 1.5-4: Aufbaubeschleunigung in Abhängigkeit von der Lage der Meßstelle im Fahrzeug (Der 0-Wert kennzeichnet den Schwerpunkt.)

Ein Minimum der Aufbaubeschleunigung ergibt sich etwa im Bereich des Fahrzeugschwerpunktes. Mit zunehmender Entfernung vom Schwerpunkt wirkt sich die Überlagerung von Hub- und Nickschwingungen des Aufbaus stärker auf die resultierenden Beschleunigungen aus.

1.5.1.2 Massen- und Federkopplung

Zur weiteren Betrachtung ist es zweckmäßig, die Masse des balkenförmigen Aufbaus in drei punktförmige Einzelmassen aufzuteilen (**Bild 1.5-5**).

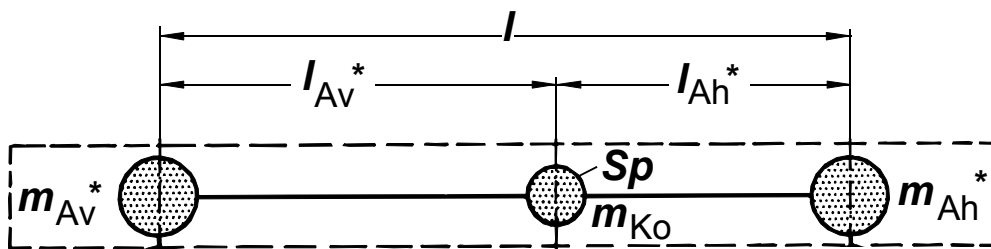


Bild 1.5-5: Aufbau des Einspur-Federungsmodells mit Koppelmasse m_{Ko}

Da bei dieser Aufteilung die Gesamtmasse m_A , die Lage des Schwerpunkts l_{AV}^* , l_{Ah}^* und das Trägheitsmoment Θ_A gleich bleiben muß, ergeben sich folgende drei Bestimmungsgleichungen:

$$m_{AV}^* + m_{Ah}^* + m_{KO} = m_A \quad (1.5-10)$$

$$m_{AV}^* \cdot l_{AV}^* = m_{Ah}^* \cdot l_{Ah}^* \quad (1.5-11)$$

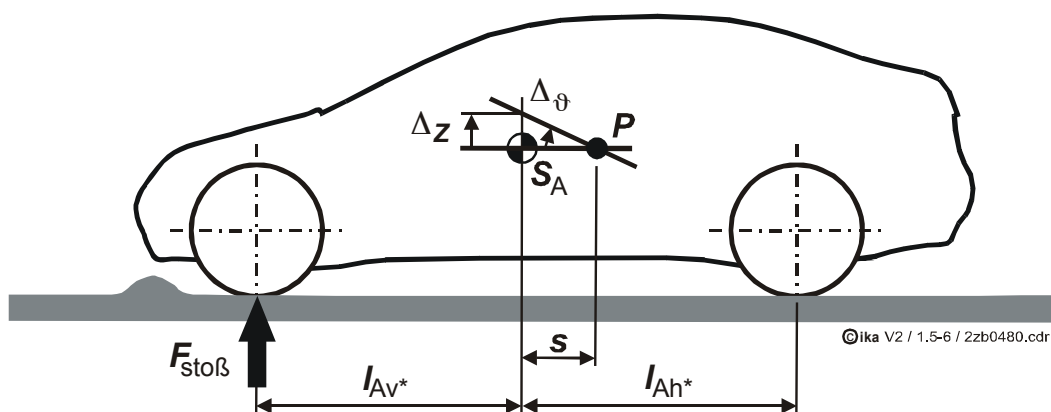
$$m_{AV}^* \cdot l_{AV}^{*2} + m_{Ah}^* \cdot l_{Ah}^{*2} = \Theta_A \quad (1.5-12)$$

Hieraus ergibt sich die sogenannte Koppelmasse m_{KO} zu:

$$m_{KO} = m_A - \frac{\Theta_A}{l_{AV}^* \cdot l_{Ah}^*} \quad (1.5-13)$$

- Massenkopplung

Betrachtet man den Fall, daß ein Fahrzeug mit der Vorderachse gerade eine Bodenwelle überfährt, so resultiert aus der dabei am Aufbau angreifenden Stoßkraft eine Aufbaubewegung, die sich aus der Hubbewegung des Aufbauswerpunktes S_A und einer Drehbewegung um die Querachse (Nickbewegung) durch den Schwerpunkt zusammensetzt.



Koppelmasse $m_{KO} = 0$	Koppelmasse $m_{KO} > 0$	Koppelmasse $m_{KO} < 0$
$s = l_{Ah}^*$	$s < l_{Ah}^*$	$s > l_{Ah}^*$

Bild 1.5-6: Stoßanregung des Einspur-Federungsmodells

Bei dieser Aufbaubewegung bleibt dann ein Punkt in der Fahrzeuglängsebene in Ruhe, den man als Stoßmittelpunkt bezeichnet /1/. Die Lage dieses Punktes kann mit Hilfe von Impulssatz und Drallsatz bestimmt werden:

$$\int_{t_1}^{t_2} F_{\text{Stoß}} dt = m_A \cdot \dot{z}_2 - m_A \cdot \dot{z}_1 \quad (1.5-14)$$

$$\int_{t_1}^{t_2} F_{\text{Stoß}} \cdot l_{Av}^* dt = \Theta_A \cdot \dot{\vartheta}_2 - \Theta_A \cdot \dot{\vartheta}_1 \quad (1.5-15)$$

Unter Beachtung des geometrischen Zusammenhangs

$$s \cdot \Delta \vartheta \approx \Delta z$$

$$\text{bzw.} \quad s \left(\dot{\vartheta}_2 - \dot{\vartheta}_1 \right) = \dot{z}_2 - \dot{z}_1 \quad (1.5-16)$$

folgt daraus:

$$s = \frac{\Theta_A}{l_{Av}^* \cdot m_A} \quad (1.5-17)$$

Mit Hilfe dieser Beziehung lassen sich die drei möglichen Fälle für die Größe der Koppelmasse, die als rein theoretische Rechengröße auch negativ werden kann, veranschaulichen:

1. Koppelmasse gleich Null ($m_{K0} = 0$):

Für den Sonderfall, daß die Koppelmasse gleich Null ist, gilt

$$\Theta_A = m_A \cdot l_{Av}^* \cdot l_{Ah}^*$$

und damit beim Anstoßen der Vorderachse

$$s = l_{Ah}^*$$

Der Aufbau bleibt in diesem Fall über der Hinterachse in Ruhe. Es liegt Stoßentkopplung vor.

2. Koppelmasse größer als Null ($m_{ko} > 0$):

Für den Fall, daß die Koppelmasse größer Null ist, gilt beim Anstoßen der Vorderachse:

$$s < l_{Ah}^*$$

Der Stoßmittelpunkt liegt in diesem Fall zwischen Aufbauschwerpunkt und Hinterachse. Dies bedeutet, daß bei gleicher Gesamtmasse und gleichem Radstand die Nickbewegung des Aufbaus ausgeprägter ist, was im Hinblick auf den Fahrkomfort als nachteilig anzusehen ist.

3. Koppelmasse kleiner als Null ($m_{ko} < 0$):

Ist das Verhältnis zwischen Aufbaumasse, Massenträgheitsmoment und Schwerpunktabständen gerade so, daß die Koppelmasse kleiner Null ist, dann gilt beim Anstoßen der Vorderachse:

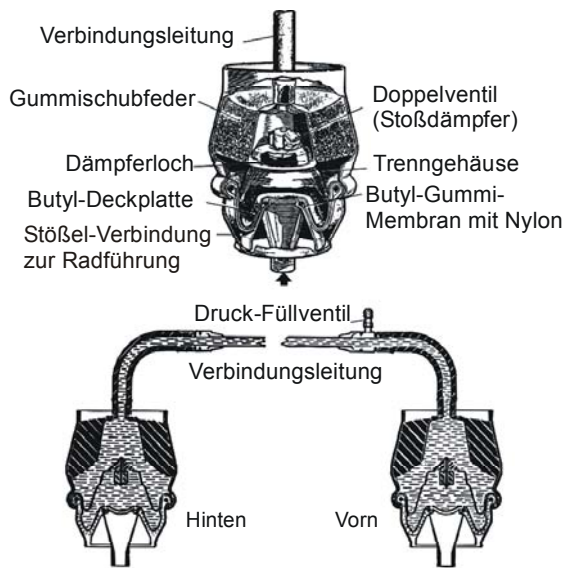
$$s > l_{Ah}^*$$

Der Stoßmittelpunkt liegt also in diesem Fall nicht mehr zwischen den Achsen. Bei der aus der Stoßkraft an der Vorderachse resultierenden Aufbaubewegung überwiegt dann in der Regel der Anteil der Hubbewegung gegenüber dem Anteil der Nickbewegung, was in Hinblick auf den Fahrkomfort als günstig anzusehen ist.

Diese Überlegungen können in analoger Form für das Überfahren der Bodenwelle mit der Hinterachse durchgeführt werden.

• Federkopplung

Ebenso wie eine Massenkopplung durch $m_{ko} < 0$ wirkt eine Federkopplung, wie sie z.B. bei der BLMC Hydrolastik-Federung verwirklicht wurde. Über eine hydraulische Verbindung wird hier z.B. beim Einfedern der Vorderachse (Überfahren einer Bodenwelle) ein Ausfedern der Hinterachse hervorgerufen, das der Nickbewegung des Aufbaus entgegenwirkt.

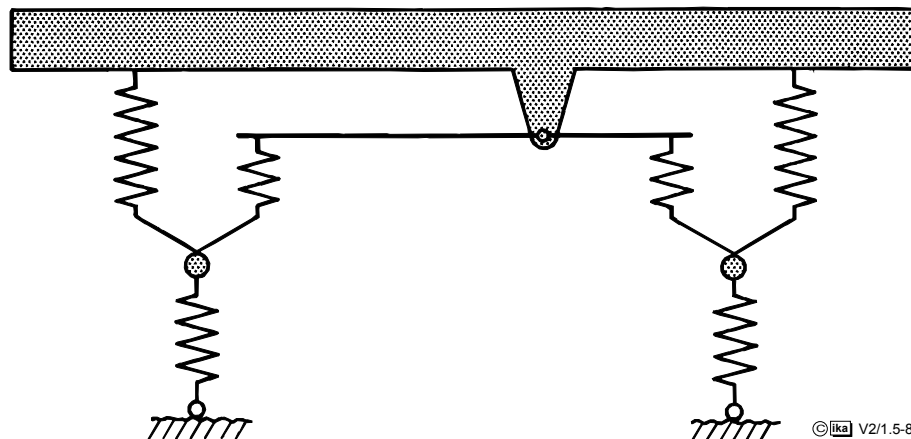


Morris 1100, 1962

© Ika 22b0378a.cdr / V2 / 1.5-7

Bild 1.5-7: "Hydroplastik"- Verbundfederung im Morris 1100, 1962

Eine alternative Möglichkeit, die Nickeigenfrequenz bei unveränderter Hubei-genfrequenz zu reduzieren, ist die Federkopplung nach **Bild 1.5-8**. An der Hubbewegung nehmen dabei alle Federn teil, an der Nickbewegung nur die äußeren.



© Ika V2/1.5-8

Bild 1.5-8: Zweiachsfahrzeug mit Federkopplung

Die Möglichkeit, durch Massen- oder Federkopplung die Federungseigenschaften zu verbessern, sind sehr begrenzt, da die dazu erforderlichen Maßnahmen meist kaum zu realisieren sind oder kein Auslegungsspielraum für die Einflußparameter vorhanden ist.

1.5.2 Zweiachsfahrzeug mit zusätzlichen Freiheitsgraden

Bei dem bisher betrachteten Zweiachsfahrzeug nach Bild 1.5-1 wurde der Aufbau als starrer Körper angenommen. Bei LKW kann im Gegensatz zu PKW und Transportern die Biegeelastizität des Rahmens sowie die Elastizität von Motorlagerung und Fahrerhauslagerung (schwere Nutzfahrzeuge haben in der Regel eine elastische Fahrerhauslagerung, um dieses gegen Schwingungen und Verwindungen des Rahmens besser zu isolieren) jedoch nicht vernachlässigt werden, da diese Faktoren einen erheblichen Einfluß auf das Federungsverhalten dieser Fahrzeugbauart haben. Ein entsprechendes LKW-Ersatzsystem mit 15 Freiheitsgraden zeigt **Bild 1.5-9**.

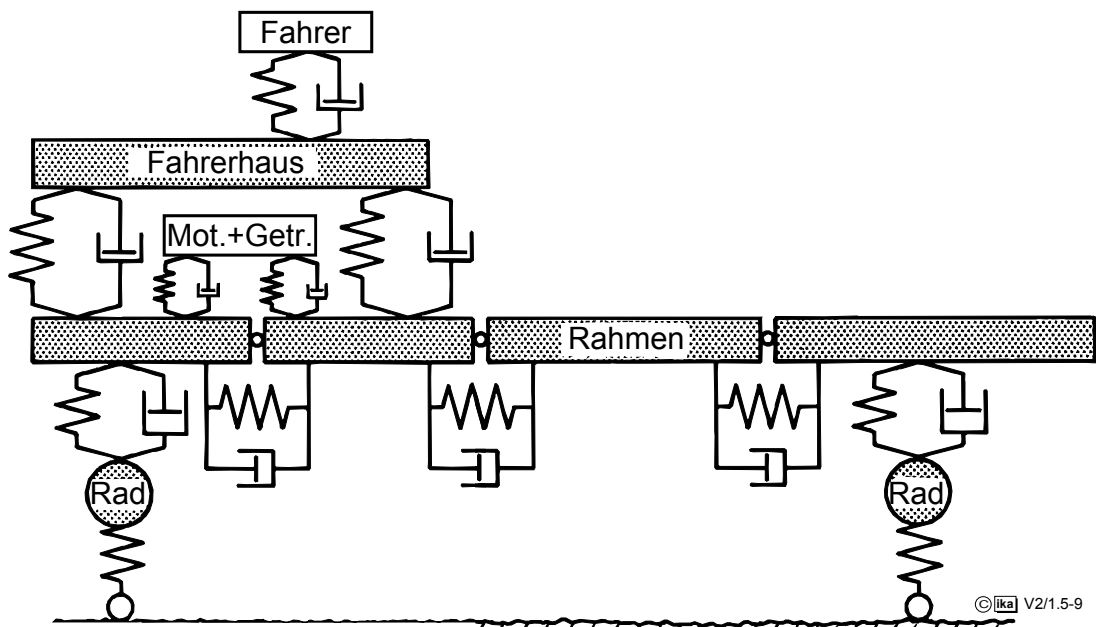


Bild 1.5-9: Strukturmodell für Pritschen-LKW

- Sattelkraftfahrzeug

Eine Fahrzeugart, bei der sich besondere Probleme bezüglich der Federung und Fahrstabilität ergeben, ist das Sattelkraftfahrzeug. Bei diesem Fahrzeug sind Auflieger und Zugmaschine über ein Gelenk in der Hoch- und Querachse verbunden, **Bild 1.5-10**.

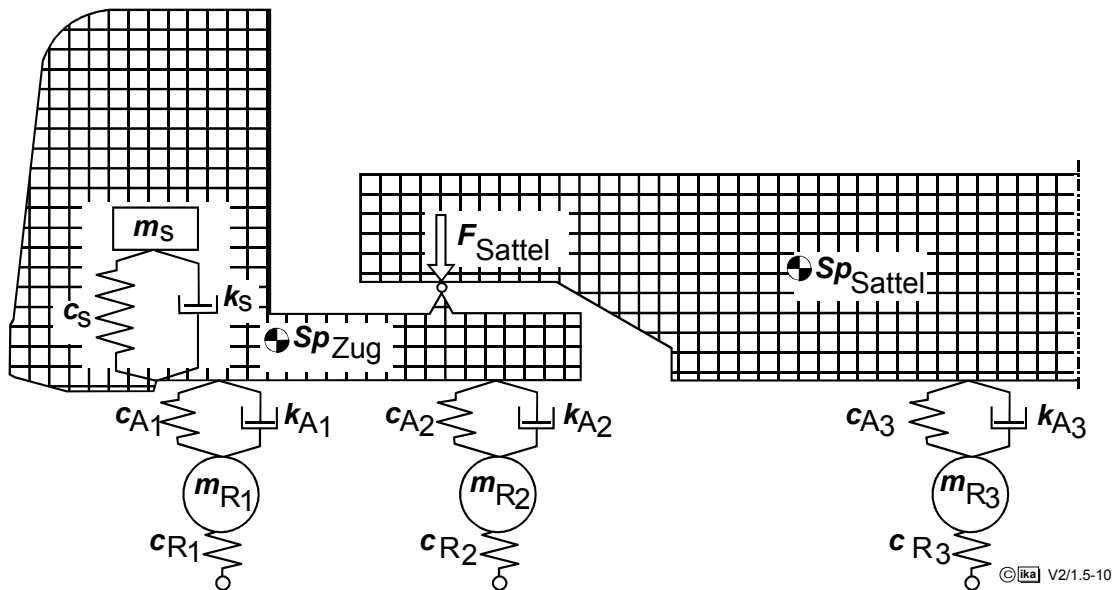


Bild 1.5-10: Strukturmodell eines Sattelzuges

Da der Auflieger die Sattellast F_{Sattel} auf die Zugmaschine überträgt, müssen hier entsprechend tragfähige, d.h. steife Federn vorgesehen werden. Das bei Nickbewegungen der Zugmaschine wirksame Trägheitsmoment ist jedoch relativ klein; das große Trägheitsmoment des Aufliegers ist infolge des Sattelgelenks nicht wirksam. Die Folge hiervon ist eine entsprechend hohe Nickenfrequenz, die zu hohen K -Werten führt. Eine bedingte Verbesserung lässt sich durch weiche Vorderfedern der Zugmaschine erreichen.

Nachteilig ist, daß durch diese Maßnahme das Anfahr-Aufbäumen und Bremsnicken begünstigt und im Extremfall auch der dynamische Nickwinkel und die Schwerpunktbeschleunigung vergrößert werden.

Durch eine Reihe zusätzlicher Maßnahmen und eine zielstrebige Abstimmungsentwicklung wurde inzwischen das Federungsverhalten von Sattelkraftfahrzeugen erheblich verbessert und dem anderer Nutzfahrzeuge angeglichen.

- Doppelachsen von Nutzfahrzeugen

Bei Schwerlastwagen sind Doppelachsen üblich als:

- angetriebene Hinterachsen von LKW und Sattelkraftfahrzeugen
- nicht angetriebene Hinterachsen von Anhängern und Aufliegern

Als Beispiel sei im folgenden die angetriebene Doppelachse einer 22 t - Sattelzugmaschine betrachtet, **Bild 1.5-11**, deren Konstruktion durch das Ersatzsystem nach **Bild 1.5-12** beschrieben wird.

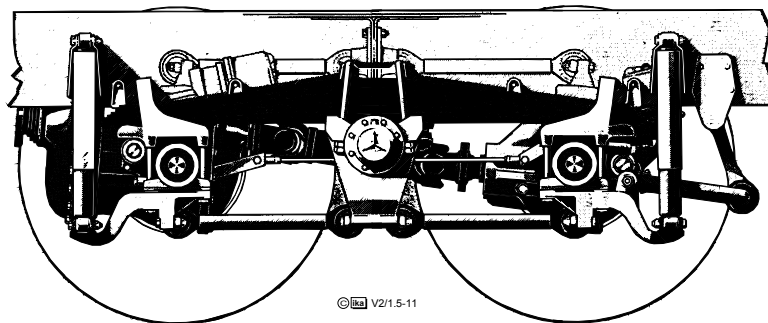


Bild 1.5-11: Pendelfeder-Doppelachse mit hydraulischer Dämpfung (MB)

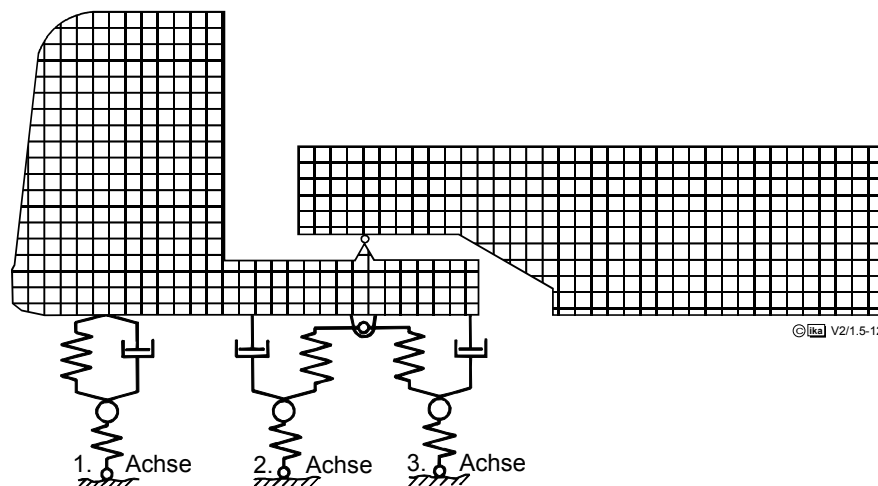


Bild 1.5-12: Ersatzsystem einer Sattelzugmaschine mit hydraulisch gedämpfter Doppelachse

Derartige Doppelachsen haben zwei Freiheitsgrade: gleichsinnige und gegensinnige Vertikalbewegungen der beiden Achsen. Die entsprechenden Eigenschwingungen zeichnen sich insbesondere durch hohe dynamische Achslasten, d.h. Fahrbahnbeanspruchung, aus.

1.6 Zweispur-Federungsmodell

Anhand eines Zweispur-Federungsmodells gemäß **Bild 1.6-1** sollen im folgenden die Freiheitsgrade

- Wankfederung
- Verwinden des Aufbaus
- Trampeln von Starrachsen

behandelt werden.

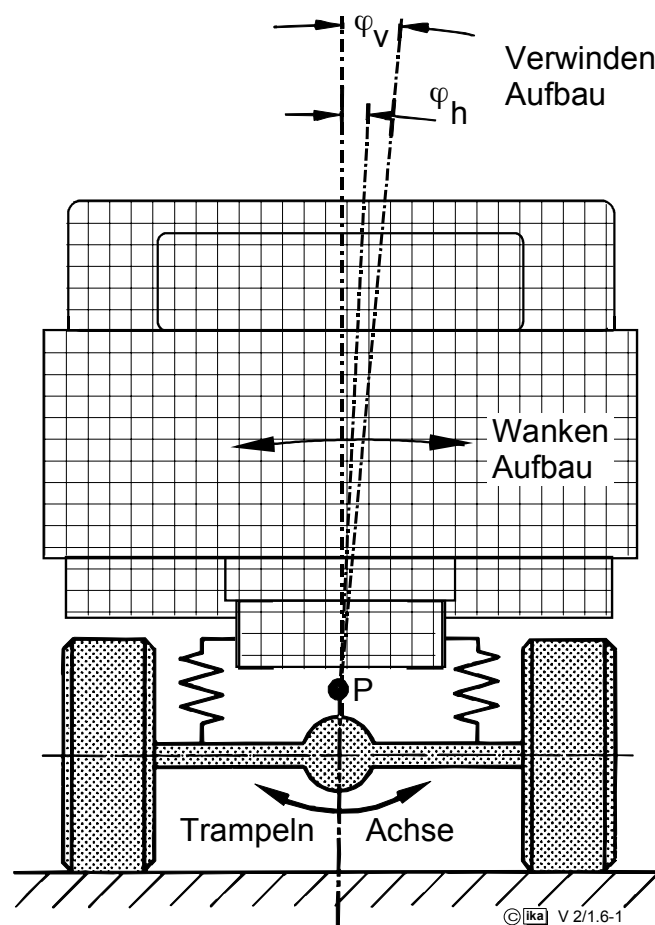


Bild 1.6-1: Zweispur-Federungsmodell (LKW)

1.6.1 Wankfederung

Die Wankfederung soll zunächst für ein Fahrzeug mit Starrachsen vorne und hinten (z.B. LKW, Geländewagen) betrachtet werden, da dieser Fall kinematisch einfach zu behandeln ist.

Bei Kurvenfahrt wird der Aufbau aufgrund der Fliehkraft seitlich ausgelenkt. Diese Auslenkung erfolgt um eine Drehachse, die durch die Wankpole an Vorder- und Hinterachse verläuft und als Wankachse bezeichnet wird.

Auf die Lage der Wankpole, die von der Radführungskinetik bzw. der Achsanlenkung am Aufbau abhängt, wird im Kapitel "Radaufhängungen" eingegangen.

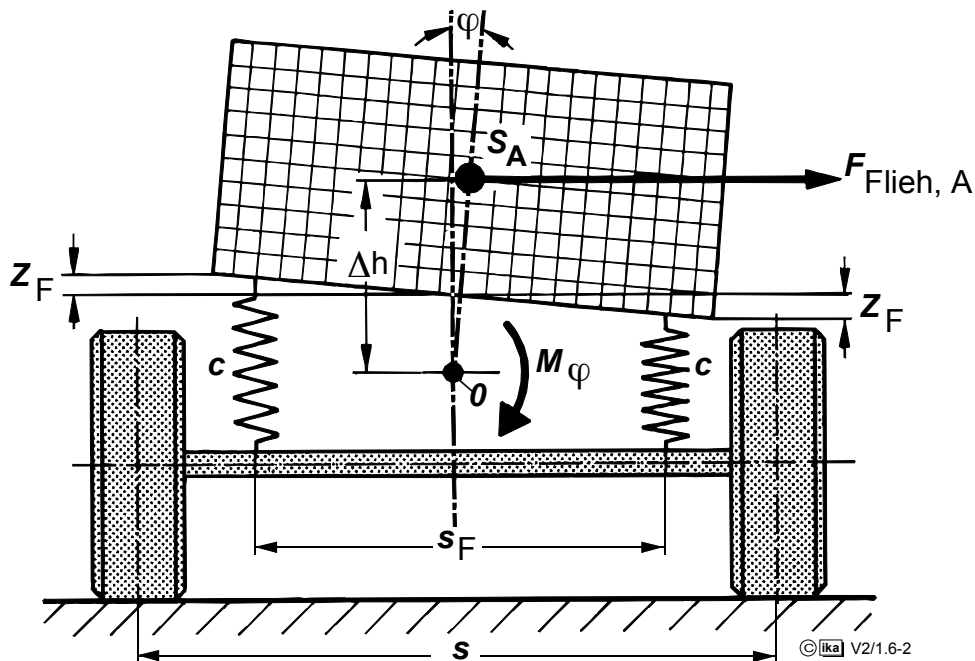


Bild 1.6-2: Ersatzmodell für die Wankfederung

Für das durch die im Aufbauschwerpunkt angreifende Fliehkraft $F_{\text{Flieh, A}}$ verursachte Moment M_φ um die Wankachse gilt nach Bild 1.6-2:

$$M_\varphi = F_{\text{Flieh, A}} \cdot \Delta h \cdot \cos \varphi + m_A \cdot g \cdot \Delta h \cdot \sin \varphi \quad (1.6-1)$$

mit Δh : vertikaler Abstand zwischen Aufbauschwerpunkt S_A und Wankachse

Die Neigung der Wankachse in der Fahrzeuglängsebene wird also vernachlässigt. Das Moment der Aufbaumassen-Gewichtskraft kann bei PKW in der Regel ebenfalls vernachlässigt werden, d.h. hier gilt: $\sin \varphi \ll \cos \varphi$.

Mit diesen Vereinfachungen gilt für die Rückstellmomente, die die Aufbaufederer um die Wankachse aufbringen:

$$F_{\text{Flieh,A}} \cdot \Delta h = 2 \cdot \frac{s_{Fv}}{2} \cdot c_{Av} \cdot f_{Fv} + 2 \cdot \frac{s_{Fh}}{2} \cdot c_{Ah} \cdot f_{Fh} \quad (1.6-2)$$

mit: $s_{Fv,h}$: Federspurweite vorne, hinten
 $f_{Fv,h}$: Federzusammendrückung vorne, hinten
 $c_{Av,h}$: Aufbaufedersteifigkeit vorne, hinten

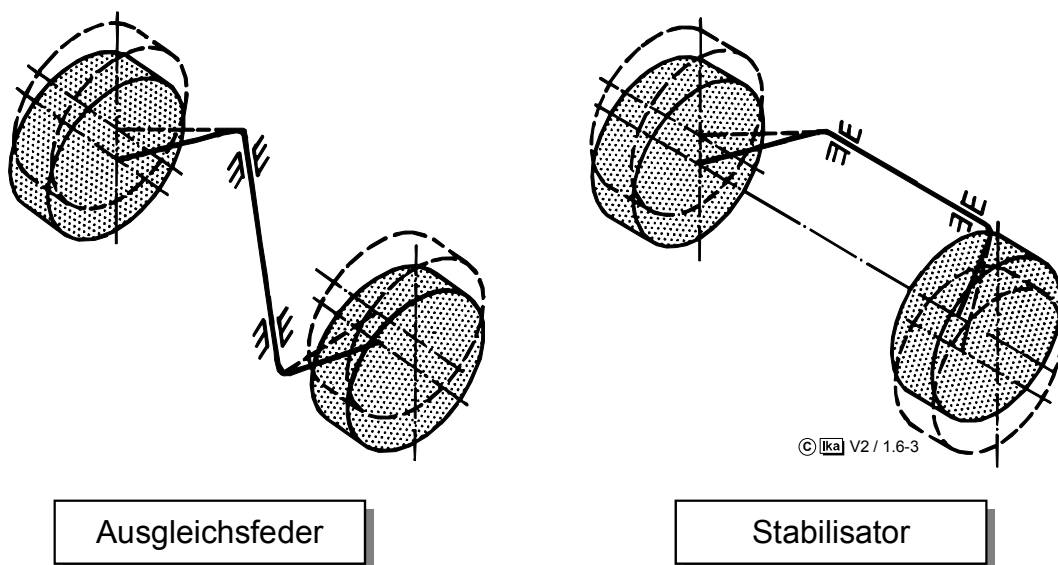
Mit $f_F \approx \varphi \cdot \frac{s_F}{2}$ erhält man schließlich für den Wankwinkel φ :

$$\varphi = \frac{2 \cdot \Delta h}{c_{A,v} \cdot s_{F,v}^2 + c_{A,h} \cdot s_{F,h}^2} \cdot F_{\text{Flieh,A}} \quad (1.6-3)$$

Der Wankwinkel φ ist also dem Quadrat der Federspurweite umgekehrt proportional. Diese sollte daher im Hinblick auf eine geringe Aufbauneigung bei Kurvenfahrt möglichst groß sein.

1.6.1.1 Stabilisator und Ausgleichsfeder

Die Wankfederung kann ohne Änderung der Vertikalfederung durch den Einbau einer Stabilisatorfeder versteift werden, **Bild 1.6-3**.



Ausgleichsfeder

Stabilisator

Bild 1.6-3: Funktionsprinzip von Stabilisator und Ausgleichsfeder

Bei einer Wankbewegung des Aufbaus, d.h. einer gegensinnigen Einfederbewegung der Räder, wird der Stabilisator tordiert und liefert damit ein Rückstellmoment um die Wankachse, das die Aufbauneigung reduziert. Bei einer reinen Hubbewegung der Aufbaufederung an der betrachteten Achse bleibt der Stabilisator ohne Wirkung. Analog zur Federspurweite s_F definiert man eine Stabilisatorspurweite s_{Stab} , auf die sich die Stabilisatorsteifigkeit c_{Stab} bezieht.

Die Stabilisatorsteifigkeit c_{Stab} entspricht dann der Stabilisatorkraft an den Enden der Stabilisatorfeder, bezogen auf die halbe Differenzeinfederung dieser Enden.

Für den Wankwinkel φ gilt damit:

$$\varphi = \frac{2 \cdot \Delta h \cdot F_{\text{Flieh,A}}}{c_{A,v} \cdot s_{F,v}^2 + c_{\text{Stab},v} \cdot s_{\text{Stab},v}^2 + c_{A,h} \cdot s_{F,h}^2 + c_{\text{Stab},h} \cdot s_{\text{Stab},h}^2} \quad (1.6-4)$$

Stehen die durch die Stabilisatoren an Vorder- und Hinterachse abgestützten Anteile des Wankmoments M_φ in einem anderen Verhältnis als die durch die Aufbaufedern abgestützten Anteile, bzw. wird nur an einer Achse eine Stabilisatorfeder eingebaut, so wird nicht nur der Wankwinkel reduziert, sondern auch die Aufteilung der Radlastunterschiede, die sich bei Kurvenfahrt zwischen den Rädern von rechter und linker Fahrzeugseite einstellen, auf Vorder- und Hinterachse beeinflusst.

Auf die dadurch bedingte Beeinflussung des Fahrverhaltens wird im Kapitel "Querodynamik" eingegangen.

Die sogenannte Ausgleichsfeder hat eine der Stabilisatorfeder entgegengesetzte Wirkung. Als reines Hubfederelement bleibt sie bei Wankbewegungen des Aufbaus wirkungslos.

Die Ausgleichsfeder wurde in der Vergangenheit bei Achskonstruktionen eingesetzt, deren Radaufhängungskinematik möglichst geringe Radlastunterschiede erforderte, um den sog. Aufstützeffekt zu unterdrücken (s. Kapitel Radaufhängungen). Die Steifigkeit der Aufbaufedern und damit der an der betrachteten Achse abgestützte Anteil des Wankmoments konnte dann entsprechend reduziert werden. Bei modernen Radaufhängungen findet man die Ausgleichsfeder nicht mehr.

Bild 1.6-4 zeigt als Beispiel für den Einbau eines Stabilisators eine PKW-Vorderachse (Opel Senator).

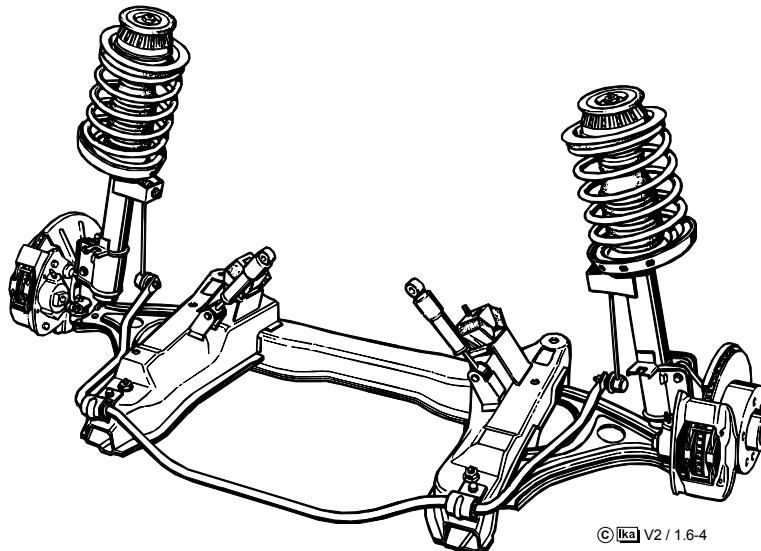


Bild 1.6-4: Stabilisatorfeder an einer PKW-Vorderachse

1.6.1.2 Fahrzeugkonzeption und Federungseigenschaften

Die Parameterstudien in den Abschnitten 1.4.2.1 (PKW) und 1.4.2.2 (LKW) zeigen, daß eine notwendige Voraussetzung zur Erzielung guter Federungseigenschaften eine niedrige Aufbaueigenfrequenz bzw. hinreichend weiche Aufbaufedern sind.

Andererseits wird die untere Grenze von Aufbaueigenfrequenz bzw. Federkonstanten insbesondere durch statische und quasistatische Effekte wie Niveauveränderung durch Beladung und Aufbauneigung bei Kurvenfahrt bestimmt. Während statische Niveauänderungen durch lastabhängig geregelte Federn eliminiert werden könnten, läßt sich Kurvenneigung nur beschränkt mittels Stabilisatoren vermindern. Der Zusammenhang zwischen Aufbauneigung, Aufbaueigenfrequenz und Aufbaubeschleunigung sei daher im folgenden betrachtet.

Nach Abschnitt 1.6.1.1 stellt sich bei Kurvenfahrt (stationärer Kreisfahrt) ein Wankwinkel ein von

$$\varphi = \frac{2 \cdot \Delta h \cdot F_{\text{Flieh,A}}}{(c_A + c_{\text{Stab}}) \cdot s_F^2} \quad (1.6-5)$$

Durch Einsetzen der Fliehkraft

$$F_{\text{Flieh,A}} = \frac{m_A \cdot v^2}{r} \quad (1.6-6)$$

ergibt sich

$$\varphi = \frac{2 \cdot \Delta h \cdot m_A \cdot v^2}{(c_A + c_{\text{Stab}}) \cdot s_F^2 \cdot r} \quad (1.6-7)$$

Mit der Gleichung

$$f_{eA} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot c_A}{m_A}} \quad (1.6-8)$$

für die Aufbaueigenfrequenz der Hubschwingung, aufgelöst nach m_A

$$m_A = \frac{2 \cdot c_A}{4\pi^2 \cdot f_{eA}^2} \quad (1.6-9)$$

ergibt sich der Wankwinkel zu

$$\varphi = \frac{2 \cdot \Delta h \cdot v^2 \cdot 2 \cdot c_A}{(c_A + c_{\text{Stab}}) \cdot s_F^2 \cdot r \cdot 4 \cdot \pi^2 \cdot f_{eA}} \quad (1.6-10)$$

und durch Auflösung nach f_{eA}

$$f_{eA} = \frac{v}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{1}{r}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\varphi}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta h}{s_F^2}} \cdot \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{c_{\text{Stab}}}{c_A}}} \quad (1.6-11)$$

Anmerkung: $c_A = c_{AV} + c_{Ah}$, wobei c_{AV} bzw. c_{Ah} die Federrate einer Vorder- bzw. Hinterachsfeder ist.

Die ersten drei Faktoren dieses Produkts hängen vom jeweiligen Fahrzustand ab. Wird für diesen ein Standardfall angenommen, der durch einen Kurvenradius $r = r_0 = 50$ m und eine Fahrgeschwindigkeit von $v = v_0 = 16$ m/s gekennzeichnet ist, so zeigt die Nachrechnung zahlreicher ausgeführter Kfz - in Übereinstimmung mit dem subjektiven Empfinden - daß für diesen Fall ein Wankwinkel von etwa $\varphi = \varphi_0 = 3^\circ$ zugelassen wird. Mit dieser Normierung hängt die Aufbaueigenfrequenz eines Fahrzeuges noch von den konstruktionsabhängigen Faktoren ab, d.h. von den Fahrzeugabmessungen Δh und s_F sowie dem Verhältnis der Federkonstanten c_{Stab} und c_A .

Dieser Zusammenhang ist im unteren Teil von **Bild 1.6-5** dargestellt.

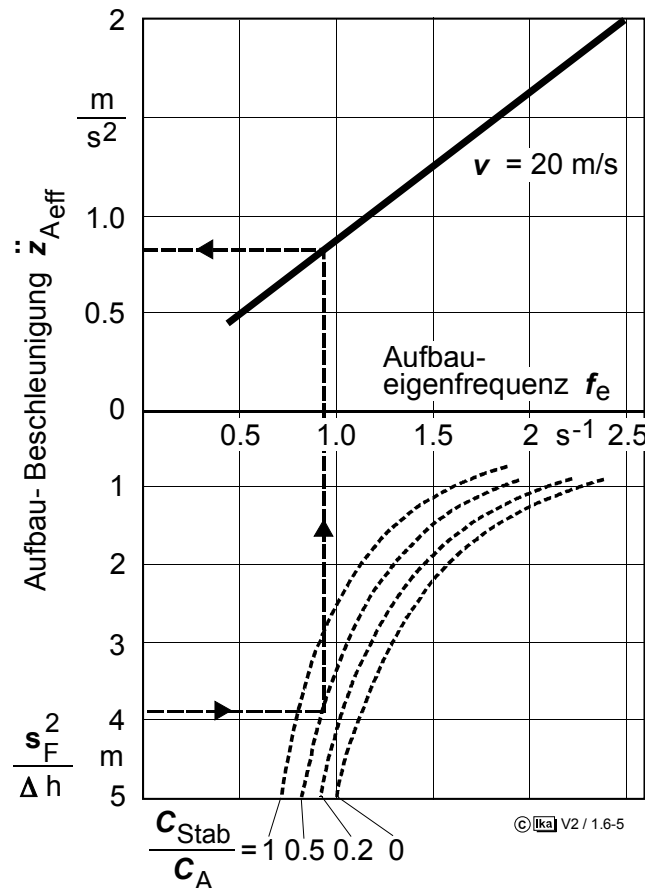


Bild 1.6-5: Einfluß von Schwerpunkthöhe und Federspur auf Aufbaueigenfrequenz und Effektivwert der Aufbaubeschleunigung

Im oberen Teil des Bildes 1.6-5 ist der Zusammenhang zwischen Aufbaueigenfrequenz und Aufbaubeschleunigung dargestellt für ein Zweiachsfahrzeug bei $v = 20 \text{ m/s}$. Ein derartiger Kurvenverlauf ist aus Bild 1.5-3 für das Einspur-Modell des Beispiel-Pkw bekannt.

1.6.2 Verwindung des Aufbaus

Geschlossene Aufbauten von Fahrzeugen wie Limousinen, Transportern und Bussen können bei der Behandlung der Fahrzeugfederung als starr angenommen werden, da hier die Biege- bzw. Torsionssteifigkeit der Karosserie sehr viel höher ist als die Steifigkeiten im Federungssystem. Bei Nutzfahrzeugen mit Leiterraahmen, **Bild 1.6-6**, kann die Torsionssteifigkeit des Fahrgestells im Gegensatz dazu nicht vernachlässigt werden. Der Rahmen wird hier verdrehweich ausgelegt, um die Materialbelastungen in den Verbindungspunkten zwischen Quer- und Längsträgern zu reduzieren, d.h. es wer-

den Niet- statt Schweißverbindungen angewendet und offene statt geschlossene Profile für Längs- und Querträger eingesetzt.

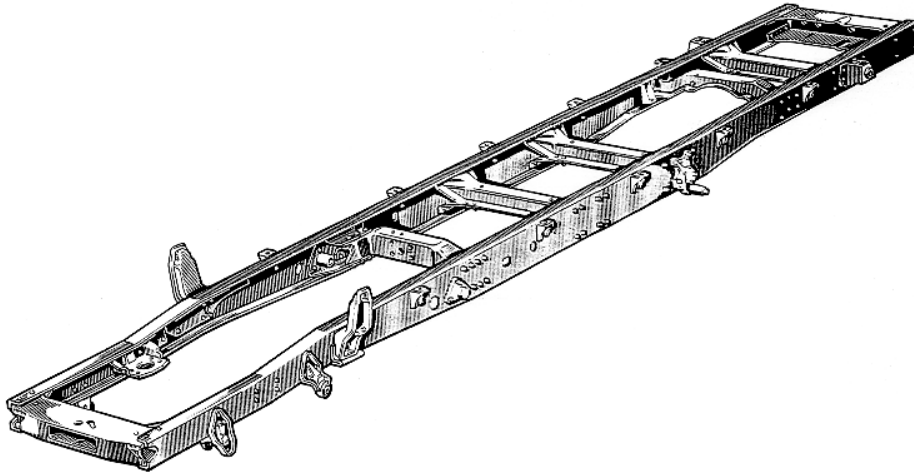


Bild 1.6-6: Verwindungselastischer Rahmen eines leichten Pritschen-LKW

Bei Nutzfahrzeugen für den Gelände- bzw. Baustelleneinsatz bietet ein verdrehweicher Rahmen den Vorteil, daß größere Bodenunebenheiten ohne Radabheben überwunden werden können als bei ausschließlicher Nutzung der durch die Aufbaufedern gegebenen Federwege.

Eine rechnerische Behandlung der Rahmenverwindung ist relativ einfach, wenn man den Aufbau in zwei Teilsysteme mit eigenen Teilschwerpunkten aufteilt, **Bild 1.6-7**.

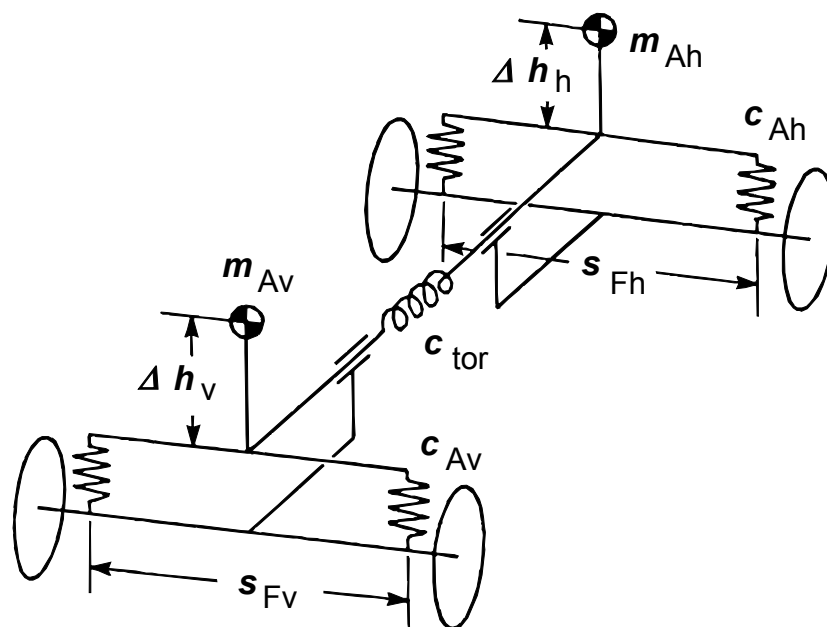


Bild 1.6-7: Ersatzsystem eines Fahrzeugs mit verdrehweichem Rahmen

Für eine stationäre Kurvenfahrt liefern die Momentengleichgewichte um die Wankachse für Vorder- und Hinterwagen getrennt aufgestellt zwei Gleichungen für die beiden unbekannten Wankwinkel φ_v und φ_h :

$$m_{Av} \cdot a_y \cdot \Delta h_v = \varphi_v \cdot \frac{s_{Fv}^2}{2} \cdot c_{Av} + (\varphi_v - \varphi_h) \cdot c_{tor} \quad (1.6-12)$$

$$m_{Ah} \cdot a_y \cdot \Delta h_h = \varphi_h \cdot \frac{s_{Fh}^2}{2} \cdot c_{Ah} + (\varphi_h - \varphi_v) \cdot c_{tor} \quad (1.6-13)$$

Da die Federkraftdifferenz an einer Achse vom Wankwinkel des zugehörigen Aufbau-Teilsystems abhängt, wird der Anteil des Gesamtwankmoments, der an der betrachteten Achse abgestützt wird, bei Fahrzeugen mit verdrehweichem Fahrgestell nicht nur von der Aufteilung der Aufbaufeder- und Stabilisatorsteifigkeiten auf Vorder- und Hinterachse, sondern auch von der Verdrehsteifigkeit des Rahmens beeinflusst. Dementsprechend hängen hier auch die Radlastunterschiede an Vorder- und Hinterachse bei Kurvenfahrt zusätzlich von der Verdrehsteifigkeit des Rahmens ab.

Der Einfluß dieser Radlastunterschiede auf das Lenkverhalten bei Kurvenfahrt wird im Kapitel 'Querodynamik' im Zusammenhang mit den Wirkungen von Stabilisatorfedern behandelt.

1.6.3 Trampeln von Starrachsen

Ein Ersatzmodell zur Untersuchung des Schwingungsverhaltens von Starrachsen zeigt **Bild 1.6-8**.

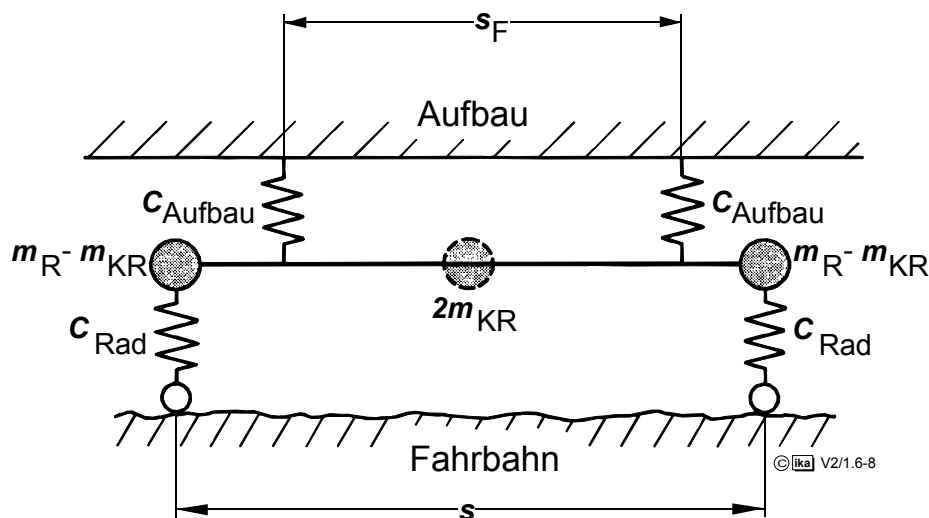


Bild 1.6-8: Achs-Ersatzsystem

Starrachsen werden nicht nur zu den bisher betrachteten Hubschwingungen angeregt, sondern infolge z.T. ungleicher Fahrbahnunebenheiten auch zu Trampelschwingungen. Beide Schwingungsformen sind im Regelfall (bei Achssymmetrie rechts/links) entkoppelt. Die Eigenfrequenzen für die Hubschwingungen erhält man näherungsweise aus:

$$\omega_{e \text{ Hub}} = \sqrt{\frac{c_{\text{Aufb}} + c_{\text{R}}}{m_{\text{R}}}} \approx \sqrt{\frac{c_{\text{R}}}{m_{\text{R}}}} \quad (1.6-14)$$

Nur für den theoretischen Fall, daß $2 m_{\text{KR}} = 0$, d.h. die Masse der gesamten Achse punktförmig auf die beiden Räder konzentriert wäre, gilt auch für die Trampelschwingung

$$\omega_{e \text{ Tr}} \approx \sqrt{\frac{2(s/2)^2 \cdot c_{\text{R}}}{\Theta}} \approx \sqrt{\frac{2(s/2)^2 \cdot c_{\text{R}}}{2(s/2)^2 \cdot m_{\text{R}}}}$$

$$\omega_{e \text{ Tr}} \approx \sqrt{\frac{c_{\text{R}}}{m_{\text{R}}}} \quad (1.6-15)$$

In der Realität ist die Trampeigenfrequenz also größer als die Hubeigenfrequenz. Letztere liegt im Bereich von etwa $f_e = 9 - 14 \text{ s}^{-1}$ (bei Doppelachsen und angetriebenen LKW-Vorderachsen auch niedriger).

Eine analoge Betrachtung für die Dämpfung D ergibt, daß diese für Trampelschwingungen geringer ist als für Hubschwingungen. Trampelschwingungen von Starrachsen würden infolgedessen höhere dynamische Radlasten als Hubschwingungen zur Folge haben, sofern die Erregung beider Schwingungsformen durch die Fahrbahn etwa gleich groß wäre. Bei üblichen Fahrbahnen dominiert jedoch die (symmetrische) Hubschwingungserregung.

Die resultierenden dynamischen Radlasten der Starrachse sind jedenfalls höher als bei der Einzelradaufhängung, zumal zusätzlich die Starrachse schwerer ist.

1.7 Methoden der Federungsuntersuchung

Mit dem Begriff Fahrkomfort wird in der Regel der Schwingungskomfort eines Kraftfahrzeuges charakterisiert. Der niederfrequente Komforteindruck in PKW ist dabei nicht nur geprägt durch Schwingungsanregungen der Fahrzeugkarosserie infolge von Fahrbahnunebenheiten, sondern auch durch Ungleichförmigkeiten (Rad, Reifen) und die Gas- und Massenkräfte des Motors, **Bild 1.7-1**.

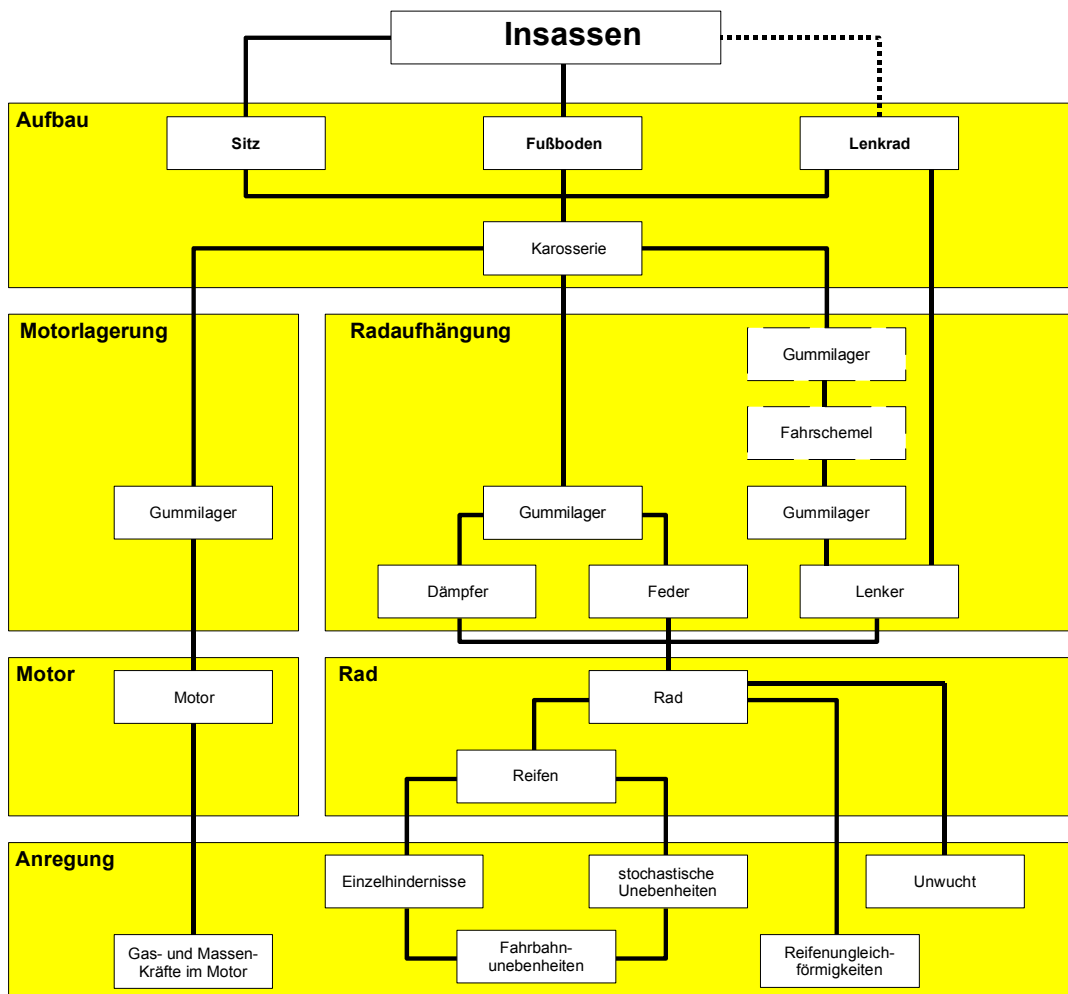


Bild 1.7-1: Übertragungswege von Schwingungsanregungen zum Fahrzeuginsassen

Die aufgeführten Anregungsformen rufen eine Vielzahl von Schwingungsphänomenen hervor, die der Fahrzeuginsasse über den Boden, den Sitz und über das Lenkrad (Fahrer) als Aufbau-, Fahrwerks- und Motorlager-schwingungen, Schütteln, Rucken oder in Form von Stößen wahrnimmt.

Bild 1.7-2 gibt einen genaueren Überblick über die Schwingungsphänomene, die in ihrer Gesamtheit den Fahrkomfort bestimmen. Neben Informationen über die betreffenden Frequenzbereiche erkennt man die verantwortlichen Anregungen und den Einfluß einzelner Baugruppen des Fahrzeuges auf die Schwingungsphänomene.

		Anregung		Parameter - Einflüsse										
<ul style="list-style-type: none"> ● großer Einfluß ○ kleiner Einfluß 		Fahrbahnebenen Ungleichförmigkeiten (Rad, Bremse etc.) Gas- und Massenkräfte im Motor		Karosserie	Innenraum	Vorderachse	Hinterachse	Federung / Dämpfung	Lenkung	Antriebsaggregat	Antriebsstrang	Motorlagerung	Auspuff	
Schwingungs-/ Geräuschphänomen	Frequenz- bereich [Hz]													
Aufbauschwingungen	1 - 2	●		●		○	○	●		○				
Längsruckeln	4 - 10		●			○		○		●	●	●	○	
Lastwechselschlag	8 - 20			○						●	○	●	○	
Motorstuckern	10 - 13	●	○			●	○	●		●	○	●	○	
Achsschwingungen	10 - 15	●	○			●	●	●		○	○	○	○	
Lenkungsruhe	10 - 20		●			●	○	○	○		○	○	○	
Bremsrubbeln	15 - 25		●			●	○	○	○	○		○	○	
Leerlaufschütteln/-dröhnen	20 - 30			○	●	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Lenkradschütteln	20 - 35	○	○	●		○	○	○	●	○		○	○	
Karoserieschütteln	20 - 35	○	○	●		○	○	○		○		○	○	
Karosseriedröhnen	25 - 75	●	○	●	●	○	○	○		○		○	○	
Achsrauhigkeit	30 - 80	●		○		●	●	○						
Antriebsrauhigkeit	50 - 100			○		○	○	○		●	●	●	○	
Auspuffschwingungen	50 - 200			○		○				○			●	
Fahrbahngeräusche	50 - 250	●		●	○	●	●	○						
Triebwerkresonanzen	100 - 250		●	●	○					●	●	●	○	

Bild 1.7-2: Schwingungsphänomene [27/]

Ein hoher Fahrkomfort bedeutet ein geringes Maß an störenden Schwingungen, Schütteln, Ruckeln oder Stößen.

Zur Auslegung und Abstimmung von Fahrzeugfederungen werden verschiedenartige Mess- und Analyse-Verfahren eingesetzt. Im folgenden sollen die wichtigsten Verfahren beschrieben und ihre Vor- und Nachteile diskutiert werden.

• Rechenmodell

Einfache Rechenmodelle wie das Einrad-Federungsmodell oder das Einspur-Federungsmodell wurden bereits in den vorangegangenen Kapiteln ausführlich besprochen. Mit dem heutigen Stand an rechnerischen Hilfsmitteln lassen sich auch deutlich aufwendigere Modelle generieren, die zu wesentlich präziseren Ergebnissen führen.

So zeigt beispielsweise **Bild 1.7-3** das FE-Simulationsmodell eines Vollfahrzeuges. Neben den dynamischen Eigenschaften des Fahrwerks und des Antriebsstrangs berücksichtigt das vorliegende Modell auch das Verformungsverhalten der Karosserie.

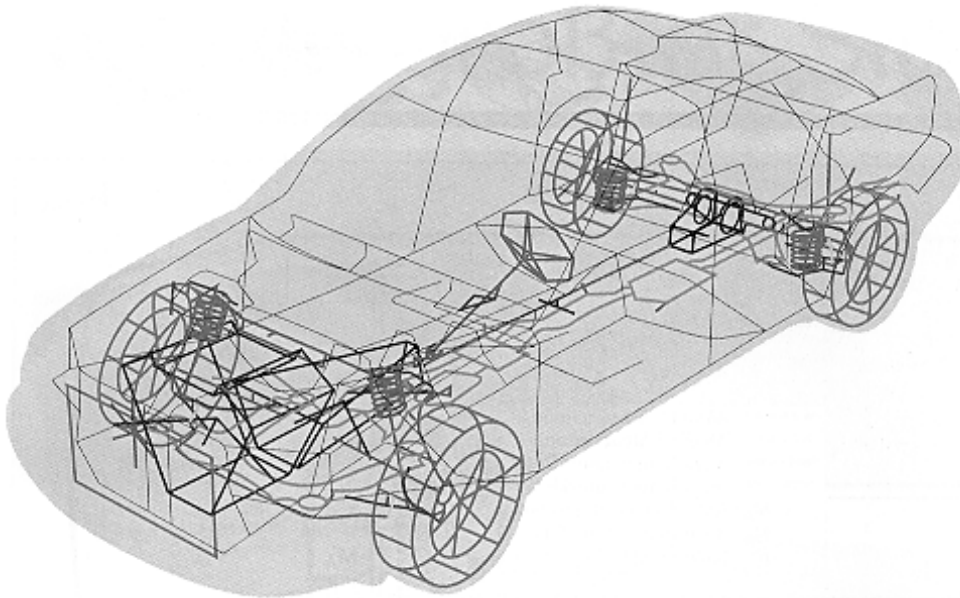


Bild 1.7-3: FE-Vollfahrzeug-Simulationsmodell des Audi A8

Neben Vollfahrzeug-Simulationen werden auch einzelne Baugruppen des Fahrzeuges simulationstechnischen Studien unterworfen. **Bild 1.7-4** zeigt beispielhaft die FE-Modellierung eines Vorderwagens mit Lenkung, Radaufhängung, Achsträger und Rädern.

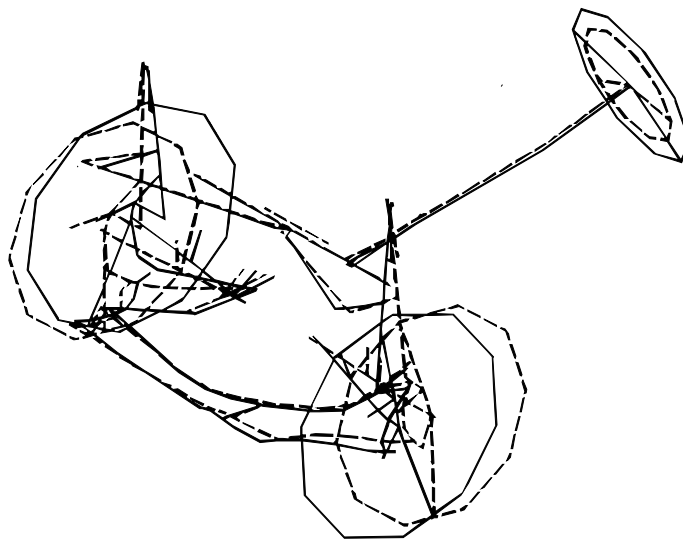


Bild 1.7-4: FE-Modellierung eines PKW-Vorderwagens

Mit Hilfe eines derartigen Modells lassen sich Abhilfemaßnahmen gegen die Schwingungsform der Lenkungsunruhe (siehe Bild 1.7-2), welche durch Reifenungleichförmigkeiten oder Radunwuchten erregt werden kann, finden.

Dennoch enthalten auch sehr aufwendige Modelle eine Vielzahl von Vereinfachungen, die die Genauigkeit der Rechenmodelle stark beeinflussen und unter Umständen gar zu falschen Trendaussagen führen können. Die größten Vorteile der Rechenmodelle bestehen darin, daß sie schon in einem sehr frühen Stadium der Entwicklung einsetzbar sind und daß ihre gute Transparenz Analyse und gezielte Verbesserungsmaßnahmen erleichtern.

- Anregung auf der Hydropulsanlage

Während Rechenmodelle zu jedem Zeitpunkt der Fahrzeugentwicklung einsetzbar sind, erfordert die schwingungstechnische Analyse auf Basis einer Hydropulsmessung in der Regel ein ausgeführtes Fahrzeug. Die Anregung kann dabei sowohl durch ein 'echtes' als auch durch ein simuliertes Straßenspektrum oder durch ein sinusförmiges Signal erfolgen. **Bild 1.7-5** zeigt die Untersuchung eines Rettungswagens mittels der 4-Stempel-Hydropulsanlage des ika.



Bild 1.7-5: 4-Stempel-Hydropulsanlage des ika

Insbesondere die Laborbedingungen der Hydropulsmessungen führen zu einer Reihe von Vorteilen:

- guter Einblick in gesamtes Federungssystem (Analyse und Diagnose)
- Reproduzierbarkeit der Meßergebnisse
- Zeitraffung zur Dauererprobung durch Amplitudenvergrößerung möglich
- kurze Umbauzeiten
- Fahrzeug muß nicht fahrbereit sein

Probleme bereiten Hydropulsmessungen immer dann, wenn der Einfluß des rollenden Rades und die Längsdynamik im Fahrwerk eine Rolle spielen,

Bild 1.7-6.

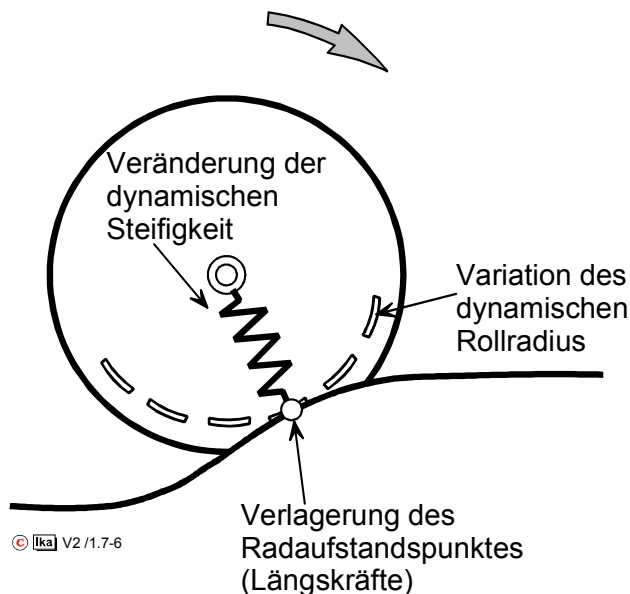


Bild 1.7-6: Effekte des rollenden Rades, die nicht auf der Hydropulsanlage simuliert werden können

- Steifigkeit und Dämpfung des rollenden Rades unterscheiden sich erheblich von denen des stehenden Rades.
- Die Variation des dynamischen Rollradius in Folge der vertikalen Verformung des Rades führt zu Drehbeschleunigungen der Räder und damit zu Längskräften im Radaufstandspunkt.

- Die Bodenunebenheiten führen zu lokalen Steigungen und damit zu Verschiebungen des Radaufstandspunktes. Auch dieser Effekt führt zu zusätzlichen Längskräften im Fahrwerk.

Auch der erhebliche Geräteaufwand und die Tatsache, daß zumindest ein Prototyp zur Verfügung stehen muß, sind Nachteile der Hydropulsmessung.

- Straßenfahrt

Das Federungsverhalten eines Fahrzeuges im Fahrversuch subjektiv zu beurteilen, ist das nächstliegende und auch immer noch das wichtigste Verfahren, da der Fahrer einen unmittelbaren Eindruck vom Verhalten des Fahrzeuges erhält.

Nachteilig bei diesem Verfahren ist die Tatsache, daß eine Beurteilung erst nach Konstruktion und Bau zumindest eines Prototypen möglich wird, d.h. erst in einem fortgeschrittenen Entwicklungsstadium, in dem in der Regel nur noch Detailänderungen möglich sind. Außerdem gestaltet sich die Analyse des Federungsbefundes, der sich aus vielen Einzelwirkungen zusammensetzt, sehr schwierig und bildet somit eine schlechte Basis für gezielte Verbesserungsmaßnahmen. Die Straßenfahrt wird heute in der Regel erst in einem späten Entwicklungszustand zur Feinabstimmung eingesetzt.

Bild 1.7-7 gibt einen abschließenden Überblick über die diskutierten Verfahren.

Verfahren	Rechenmodell	Hydropulsanlage	Straßenfahrt
Aussagen von subjektiven Beurteilungen		entfernter von der Realität, Probleme können u.U. gezielt angefahren werden	Entspricht der Realität, geeignete Strecken verwenden
Relevanz von Meßergebnissen	nicht besser als das simulierte Meßverfahren	unter bestimmten Bedingungen problematisch	gut
Reproduzierbarkeit		gut	mittel
Aussagekraft für Analysen	im Rahmen der Grenzen des Modells gut	gut	wegen Überlagerung beider Achsen u.U. aufwendig

Bild 1.7-7: Überblick über die diskutierten Verfahren

2. Querdynamik (Fahrstabilität)

2.1 Anforderungen an das Fahrverhalten

Wie bei allen nicht spurgebundenen Fahrzeugen obliegt dem Fahrer eines Kraftfahrzeugs nicht nur die Steuerung bzw. Regelung der Fahrgeschwindigkeit, sondern auch die der Fahrtrichtung.

Die Regeltätigkeit des Fahrers bei der Bestimmung des Fahrtverlaufs umfaßt drei kybernetische Aufgaben, **Bild 2.1-1**:

1. Aus den angebotenen Fahrtrouten ist eine Strecke nach Kriterien wie Zeitbedarf oder Streckenlänge auszuwählen.
2. Innerhalb der gewählten Route ist der Sollkurs festzulegen, wobei die während der Fahrt aufgenommenen Informationen (Mit- und Gegenverkehr, Signalanlagen, Streckenführung) bewertet werden.
3. Das Fahrzeug ist mittels seiner Stellglieder (Bedienungselemente) auf dem zuvor bestimmten Sollkurs zu halten.

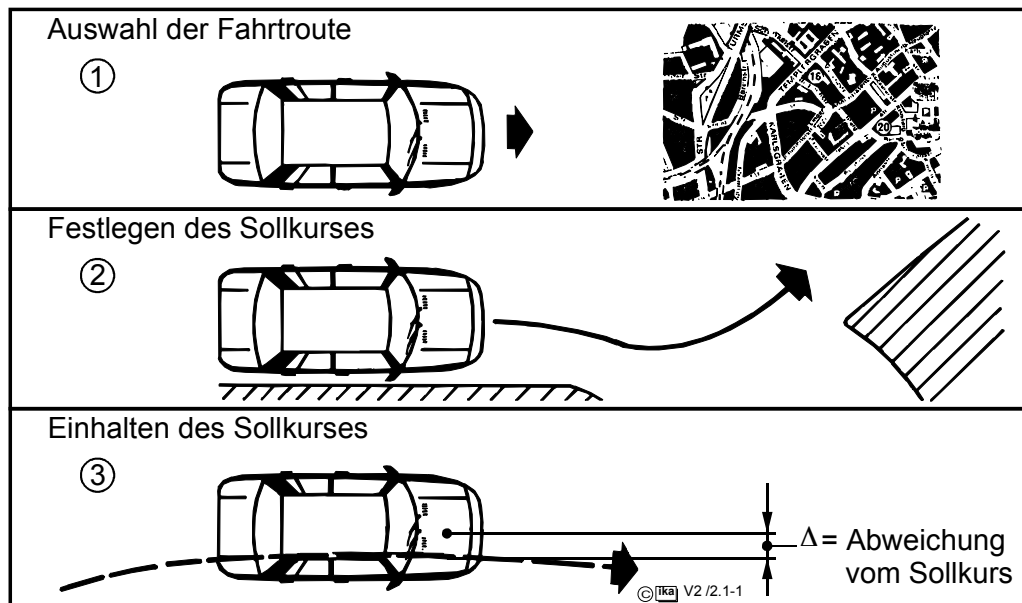


Bild 2.1-1: Kybernetische Aufgaben des Menschen bei der Führung eines Kraftfahrzeuges

Mit der letzten der drei Aufgaben übernimmt der Mensch die Funktion eines Reglers im Sinne der Fahrstabilität. Regelstrecke ist das Fahrzeug, so daß die Wechselwirkungen zwischen Fahrerhandlungen und Fahrzeugreaktionen als Vorgänge in einem geschlossenen Regelkreis aufgefaßt werden können, **Bild 2.1-2**.

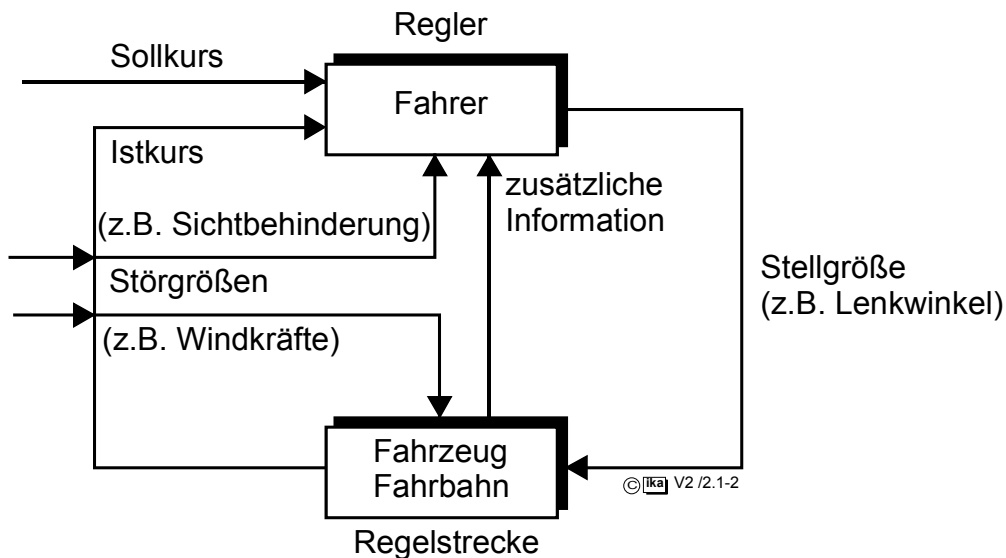


Bild 2.1-2: Regelkreis Fahrer - Fahrzeug

In diesem Regelkreis wirken Störgrößen auf Fahrer (z.B. Relativbewegung Fahrer - Fahrzeug, Sichtbehinderung) und Fahrzeug (z.B. Seitenwind, Fahrbahnnunebenheiten). Stellgröße ist bei Betrachtung der Fzg. - Querdynamik insbesondere der Lenkradwinkel, und die Regelabweichung wird vom Fahrer als Differenz zwischen Soll- und Istkurs wahrgenommen.

Der geschlossene Regelkreis ist ein dynamisch arbeitendes System, und es hängt, da die Adaptionmöglichkeiten des Reglers "Fahrer" begrenzt sind, wesentlich von den Gesetzmäßigkeiten des Fahrzeugverhaltens ab, ob sich das Gesamtsystem Fahrer - Fahrzeug beim schnellen Ausregeln großer Kursabweichungen und unter dem Einfluß von Störgrößen in Bezug auf die Kurshaltung stabil verhält.

Die Eigenschaften der Regelstrecke "Fahrzeug" müssen den Fähigkeiten des Reglers "Fahrer" angepaßt sein. Die Güte dieser Anpassung wird durch den Begriff "Fahrverhalten" charakterisiert.

In Hinblick auf "gutes Fahrverhalten" sind an die Fahrzeugeigenschaften folgende Anforderungen zu stellen:

- Es muß ein sinnvoller und für den Fahrer überschaubarer Zusammenhang zwischen Lenkwinkeländerung und Kursänderung bestehen (Übertragungsverhalten der Regelstrecke "Fahrzeug", Fahrstabilität)
- Der Fahrer muß sinnvolle Informationen über den Bewegungszustand des Fahrzeuges erhalten (z.B. Änderung der Lenkmoment-Charakteristik, Anwachsen von Schwimmwinkel und Reifengeräusch vor Erreichen des physikalischen Grenzbereichs der Fahrstabilität).
- Auf das Fahrzeug wirkende Störungen (z.B. Windkräfte) sollten möglichst keine oder nur geringe Kursabweichungen verursachen (Eigenstabilität der Regelstrecke Fahrzeug).
- Erreichbare Kurvengeschwindigkeit und Querschleunigung eines Fahrzeugs sollten im Hinblick auf Fahrsicherheit und Fahrleistung hoch sein (Stabilitätsreserve der Regelstrecke Fahrzeug).

Gesetzliche Vorschriften zu Fragen des Fahrverhaltens liegen zur Zeit noch nicht vor.

Im Rahmen des Kapitels Querdynamik werden im folgenden mit Blick auf diese Anforderungen die Gesetzmäßigkeiten und Wirkungsmechanismen des querdynamischen Fahrzeugverhaltens beschrieben, indem die Regelstrecke "Fahrzeug" getrennt vom Regler "Fahrer" untersucht wird.

Als Grundlage für die Betrachtungen zur Fahrdynamik werden zunächst die Reifeneigenschaften behandelt. Es folgt eine Darstellung der grundsätzlichen physikalischen Zusammenhänge der Fahrzeugbewegung in der Ebene anhand eines vereinfachten Fahrzeugmodells mit linearisierten Eigenschaften (Einspur-Fahrzeugmodell).

Die wichtigsten Aspekte der Fahrstabilität bei stationärer und instationärer Fahrzeugbewegung können hier bereits aufgezeigt werden. Anschließend werden anhand von Simulationsergebnissen, die auf Rechnungen mit einem dreidimensionalen nichtlinearen Fahrzeugmodell basieren, und anhand von Meßergebnissen aus Fahrversuchen insbesondere die für das querdynamische Fahrzeugverhalten maßgeblichen Auswirkungen der nichtlinearen Reifeneigenschaften in Verbindung mit Konstruktionsmerkmalen des Fahrzeugs (Radführung, Federung) diskutiert.

Wie diese Konstruktionsmerkmale und damit bestimmte Fahrzeugeigenschaften hinsichtlich der Querdynamik konkret realisiert werden können, wird abschließend in den Abschnitten "Lenkung" und "Radaufhängungen" erläutert.

2.2 Reifen

2.2.1 Anforderungen an den Reifen

Der Reifen überträgt und beeinflusst als wesentliches Konstruktionselement die Kräfte zwischen Kraftfahrzeug und Fahrbahn. Art und Aufgabenbereich des Fahrzeuges (Straßenfahrzeuge, Geländefahrzeuge, PKW, LKW, Traktoren, Erdbewegungsmaschinen) bestimmen die Anforderungen, nach denen die zugehörige Bereifung konzipiert sein muß.

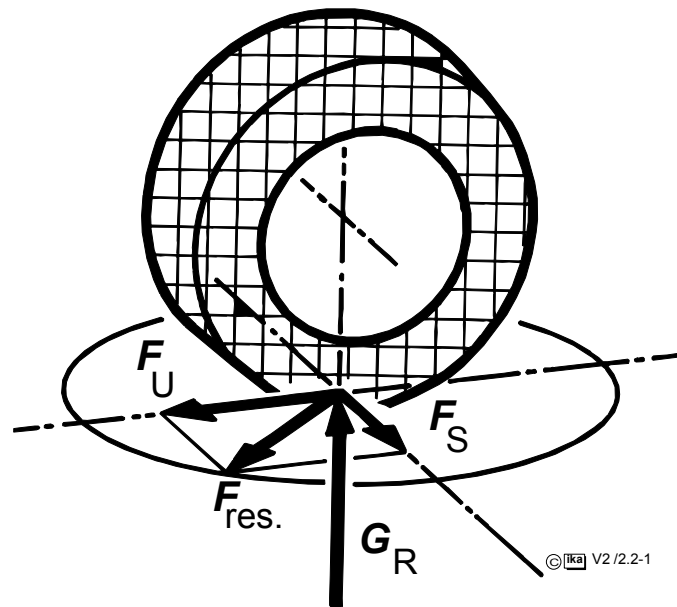


Bild 2.2-1: Kräfte im Radaufstandspunkt

An einen Reifen für Straßenfahrzeuge werden folgende Anforderungen gestellt:

1. Sicherheit

- hohe Kraftschlußbeiwerte unter allen Betriebsbedingungen
- hinreichende (Dauer-) Höchstgeschwindigkeit
- geringe Radlastschwankungen
- Pannensicherheit
- Notlaufeigenschaften

2. Komfort

- geringe Abrollhärte, gute Federungseigenschaften
- Laufruhe

3. Wirtschaftlichkeit

- hohe Lebensdauer
- geringer Rollwiderstand
- geringe dyn. Radlasten (Straßenbeanspruchung)
- geringes Bauvolumen (Raumbedarf von Radkästen, Reserveradmulde)
- hohe Tragfähigkeit

Diese Anforderungen sind im einzelnen durch die Wahl geeigneter Reifenkonstruktionsparameter zu erfüllen. Da ein Reifen möglichst allen genannten Anforderungen genügen sollte, sich die konstruktiven Realisierungsmöglichkeiten aber teilweise widersprechen, muß ein Kompromiß gefunden werden, der die dem Aufgabenbereich des Fahrzeugs entsprechenden Reifenanforderung primär berücksichtigt.

2.2.2 Reifenkonstruktion

Bei den heute üblichen Fahrzeugreifen unterscheidet man folgende Konstruktionselemente (**Bild 2.2-2**):

- Reifenwulst
- Karkasse
- Seitenwand
- Laufstreifen

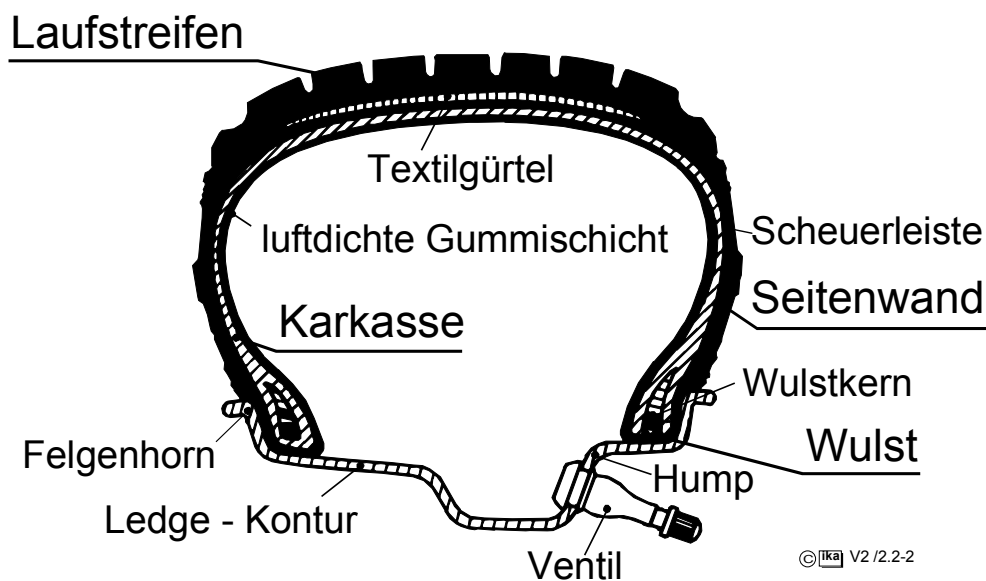


Bild 2.2-2: Schnitt durch einen schlauchlosen PKW-Gürtelreifen

- Reifenwulst

Der Reifenwulst hat die Aufgabe, den festen Sitz des Reifens auf der Felge zu gewährleisten. Um eine Längenänderung des Reifens am Felgenumfang auszuschließen, sind im Wulst einer oder mehrere Drahtkerne eingearbeitet.

Bei schlauchlosen Reifen dichtet der Reifenwulst zudem das eingeschlossene Luftvolumen gegen die Umgebung ab.

- Seitenwand

Die Seitenwand mit Scheuerleiste wird als Gummiabdeckung der Karkasse vom Wulst zum Laufstreifen hin ausgeführt und soll die Gewebelagen vor Zerstörung durch äußere Einflüsse schützen.

- Laufstreifen

Der Laufstreifen umgibt die Karkasse an ihrem äußeren Umfang und stellt die kraft- bzw. formschlüssige Verbindung zwischen Fahrbahn und Reifen her. Nach dem jeweiligen Aufgabenbereich des Reifens werden Gummimischung und Profilierung des Laufstreifens ausgelegt. Man unterscheidet dabei z.B. Gummimischungen sowie Profilierungen für Sommer-, Winter- (M&S) und Ganzjahresreifen.

- Karkasse

Die Karkasse, gespannt durch den Innendruck, bildet das tragende Gerüst eines Reifens. Sie besteht aus mehreren Gewebeunterlagen, die ohne gegenseitige Berührung in Gummi eingebettet werden. Als Gewebematerialien verwendete man früher Baumwolle, dann Kunstseide (Reyon) und heute vorwiegend Nylon und Polyester. Die Karkassenfestigkeit wird durch Anzahl und Material der Gewebeunterlagen bestimmt und durch die PR-Zahl (Abkürzung für "ply rating") angegeben, die nicht der tatsächlichen Lagenzahl entsprechen muß.

Der Fadenwinkel γ , auch als Zenitwinkel bezeichnet, ist der Winkel, den die Fäden der Lagen des Gewebeunterbaus mit der Umfangsmittellinie des Reifens bilden, **Bild 2.2-3**.

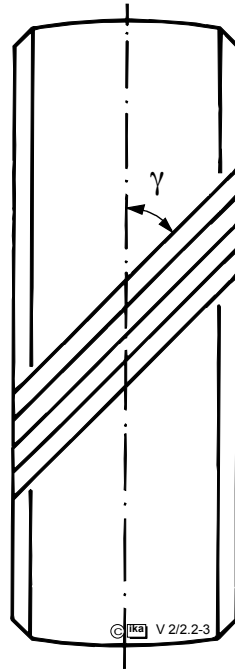


Bild 2.2-3: Definition Fadenwinkel

Der Betrag des Fadenwinkels beeinflusst wesentlich die Steifigkeit der Karkasse und damit die Eigenschaften des Reifens hinsichtlich Rollwiderstand, Federungseigenschaften, Hochgeschwindigkeitseignung und Schräglaufsteifigkeit (s. Abschnitt 2.2.4). Der prinzipielle Einfluß des Fadenwinkels auf die Karkassensteifigkeit geht aus **Bild 2.2-4** hervor.

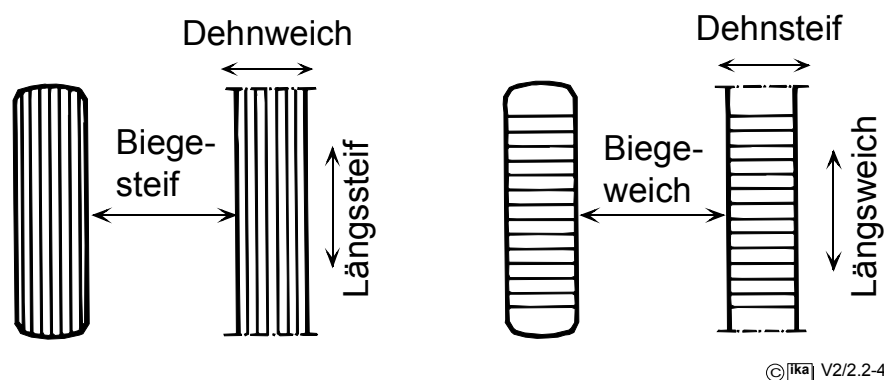


Bild 2.2-4: Einfluß des Karkassenfadenwinkels /9/

Nach /9/ kann der Reifen (Darstellung links) zur Erläuterung des Fadenwinkelinflusses abgewickelt und als einfacher Schlauch (Darstellung rechts) betrachtet werden.

Bei einem Fadenwinkel von Null liegen alle Fäden parallel zur Radumfangsrichtung, oder beim Schlauch in dessen Längsrichtung, und Schlauchlänge bzw. Reifenumfang sind durch die Fadenlänge gegeben. Der Reifen ist damit umfangssteif und relativ steif gegenüber Querkräften, dagegen ist ein Aufblähen in radialer Richtung möglich.

Betrachtet man einen Fadenwinkel von 90° , so liegen die Fäden senkrecht zur Radumfangsrichtung bzw. der Schlauch erscheint umwickelt. Ein Aufblähen des Reifens z.B. aufgrund der Fliehkraft bei hoher Umfangsgeschwindigkeit ist verhindert, dagegen ist Dehnung in Umfangsrichtung des Reifens sowie Verbiegung unter der Wirkung einer Querkraft möglich.

Zusammenfassend kann folgendes festgehalten werden:

Fadenwinkel klein: - Lauffläche steif (horizontal)
- Flanke weich (radial)

Fadenwinkel groß: - Lauffläche weich (horizontal)
- Flanke steif (radial)

Diese Klassifizierung trifft für den Vergleich unterschiedlicher Diagonalreifen (s. Abschnitt 2.2.2.1) näherungsweise zu. Bei Radialreifen (s. Abschnitt 2.2.2.2) kann sie nicht angewendet werden, da deren Karkasse weniger Gewebelagen, aber zusätzliche Gürtellagen aufweist, die die Reifeneigenschaften stark beeinflussen.

2.2.2.1 Diagonalreifen

Diagonalreifen haben diagonal gekreuzte Gewebelagen im Unterbau; hieraus ist auch die Bezeichnung dieser Reifenbauart abgeleitet. Bei normalen Reifen dieser Bauart schneidet die Hauptfadenrichtung der Karkassengewebelagen die Reifenumfangslinie unter einem Fadenwinkel von $35^\circ - 38^\circ$, bei Hochgeschwindigkeits- und Rennreifen beträgt der Fadenwinkel ca. 26° .

Bild 2.2-5 zeigt einen Diagonalreifen mit sich kreuzenden Fäden und vier Lagen im Unterbau. Als Werkstoff für die Gewebelagen werden je nach Festigkeitsanforderungen Textilfasern oder Stahlkord eingesetzt.

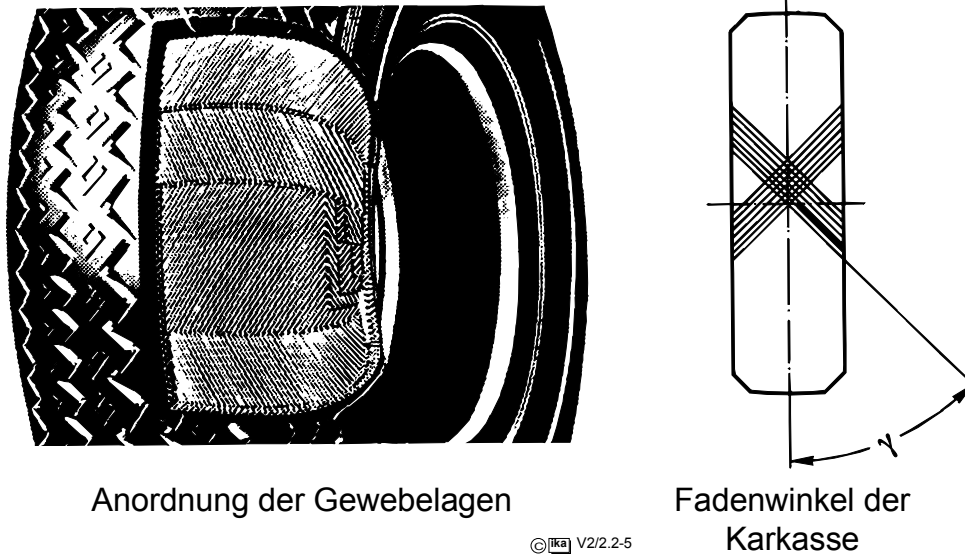


Bild 2.2.5: Diagonalreifen

2.2.2.2 Radialreifen

Radialreifen weisen im Unterbau der Karkasse einen wesentlich stumpferen Fadenwinkel auf, der zwischen 85° und 90° liegt.

Die Hauptfadenrichtung verläuft demnach radial zum Reifen, worauf die Bezeichnung dieser Reifenbauart zurückzuführen ist.

Über den Lagen des Karkassenunterbaus liegen in Umfangsrichtung sog. Gürtellagen, für die als Werkstoff je nach Hersteller und Anforderungen Polyester, Stahlkord oder andere Materialien wie Glasfaser u.ä. verwendet werden.

Die einzelnen Gürtellagen haben einen Fadenwinkel von 6° bis 20° zur Reifenumfangslinie, **Bild 2.2-6**.

Der umlaufende, nur geringfügig dehnbare Gürtel, der den Unterbau verspannt, versteift die Lauffläche und ist auch für die flache Form des Reifens verantwortlich. Dies begründet auch, daß PKW-Reifen in Radialbauart im allgemeinen ein Höhen-Breiten-Verhältnis von 0.82 nicht überschreiten

Das aufgrund des kleineren Höhen-Breiten-Verhältnisses im Vergleich zum Diagonalreifen geringere Gewicht des Radialreifens wirkt sich positiv auf Fahrkomfort und Fahrsicherheit aus.

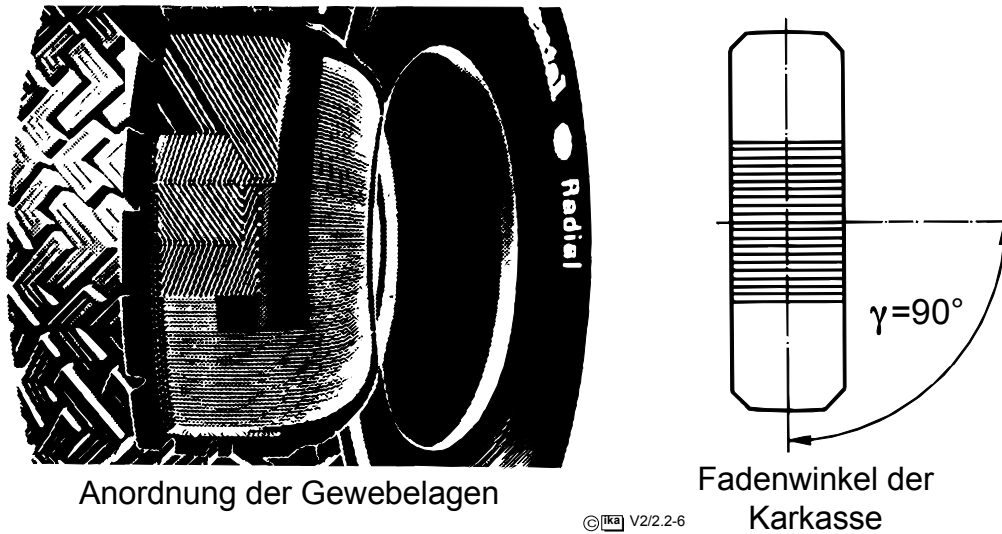


Bild 2.2-6: Radialreifen (Gürtelreifen)

Der Aufbau der Karkasse aus Unterbau und Gürtellage ermöglicht es, die Reifeneigenschaften in gewissen Grenzen unabhängig voneinander zu optimieren.

Radialreifen weisen im Unterbau weniger Gewebelagen und damit auch weniger Gummimaterial in der Seitenwand auf als vergleichbare Diagonalreifen, wodurch die radiale Steifigkeit der Karkasse herabgesetzt wird. Die Steifigkeit der Lauffläche wird jedoch durch die Gürtellagen deutlich erhöht. Aufgrund der dadurch bedingten gleichmäßigeren Druckverteilung im Radaufstandspunkt, **Bild 2.2-7**, ist der ausnutzbare Kraftschlußbeiwert höher, d.h. es können größere Umfangskräfte und Seitenkräfte zwischen Reifen und Fahrbahn übertragen werden.

Die weniger steifen Seitenwände haben zur Folge, daß bei der radialen Reifeneindrückung während des Abrollens ein geringerer Teil der Verformungsenergie in Wärme umgewandelt wird. Die höhere Laufstreifensteifigkeit bewirkt, daß die Walkarbeit im Bereich des Laufstreifens ebenfalls geringer ist. Bedingt durch die geringere Rollwiderstandsleistung sind die Betriebstemperaturen des Radialreifens unter sonst gleichen Bedingungen niedriger als die des Diagonalreifens. Dadurch ist die Hochgeschwindigkeitsbeständigkeit größer und die erreichbare Laufleistung höher.

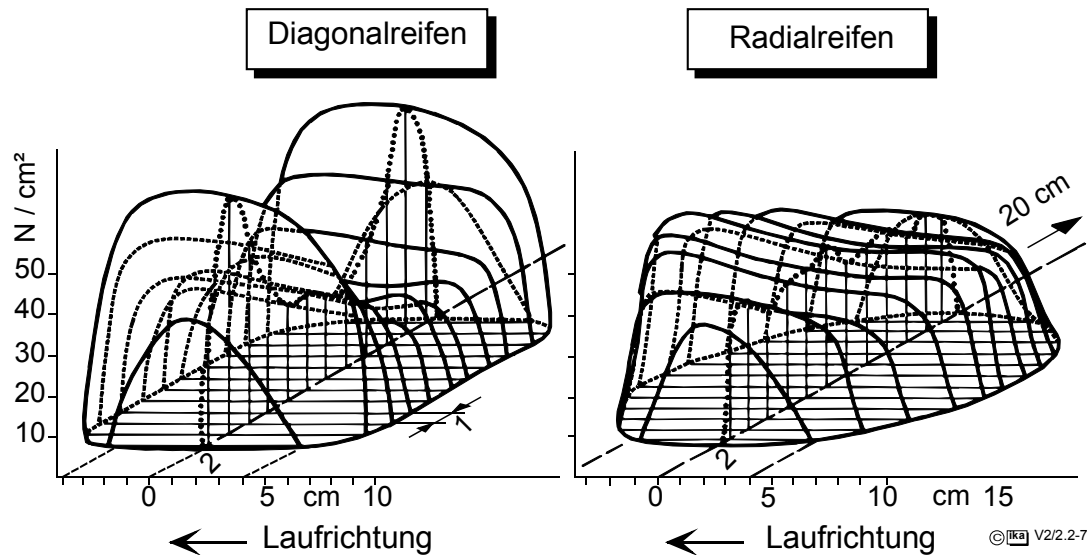


Bild 2.2-7: Druckverteilung in der Aufstandsfläche geradeausrollender Reifen unterschiedlicher Bauart /15/

2.2.3 Kraftübertragung in Umfangsrichtung

Die Kontaktfläche des Reifens mit der Fahrbahn wird als Latsch bezeichnet. In ihm finden die physikalischen und chemischen Vorgänge statt, die die Übertragung von Kräften ermöglichen. Die Kraftübertragung kann durch Kraftschluß und durch Formschluß erfolgen.

- Kraftschluß: Adhäsion in der Berührungsfläche zwischen Fahrbahn und Reifen.
- Formschluß: Verzahnung zwischen Reifen und Fahrbahnoberfläche durch Eindringen von Unebenheiten (z.B. Körnung der Fahrbahnoberfläche) in den Reifengummi oder durch Eindringen einer plastischen Fahrbahn (Gelände) in das Negativprofil des Reifens.

Die maximal in der Reifenaufstandsfläche zu übertragende Kraft ist nach dem klassischen Reibungsgesetz (Coulomb) proportional der Radlast. Der Proportionalitätsfaktor zwischen Reibkraft F_R und Radlast G_R wird Kraftschlußbeiwert μ genannt:

$$F_R = \mu \cdot G_R \quad (2.2-1)$$

Dieser Zusammenhang gilt für die beim Reifen vorliegenden Werkstoffpaarungen (z.B. Beton-Gummi) nur dann, wenn der Kraftschlußbeiwert μ als abhängige Variable einer Reihe von Einflußfaktoren angenommen wird.

Aufgrund der elastischen Eigenschaften des Gummimaterials im Laufstreifen können Umfangskräfte nur in Verbindung mit einem Umfangsschlupf, d.h. einer Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Radumfangsgeschwindigkeit v_R und Fahrgeschwindigkeit v , übertragen werden.

In der Regel werden für Antreiben und Bremsen folgende Definitionen des Umfangsschlupfes verwendet, die jeweils zu positiven Zahlenwerten mit $1 \geq \lambda \geq 0$ führen:

$$\lambda_A = \frac{r_{\text{dyn}} \cdot \omega_R - v}{r_{\text{dyn}} \cdot \omega_R} \quad (v \geq 0, \omega_R \geq 0, r_{\text{dyn}} \cdot \omega_R \geq v) \quad (2.2-2)$$

$$\lambda_B = \frac{v - r_{\text{dyn}} \cdot \omega_R}{v} \quad (v \geq 0, \omega_R \geq 0, r_{\text{dyn}} \cdot \omega_R \leq v) \quad (2.2-3)$$

Bild 2.2-8 zeigt den Zusammenhang zwischen Umfangsschlupf und ausgenutztem Kraftschluß für die Umfangskraftübertragung auf unterschiedlichen Fahrbahnoberflächen /33/.

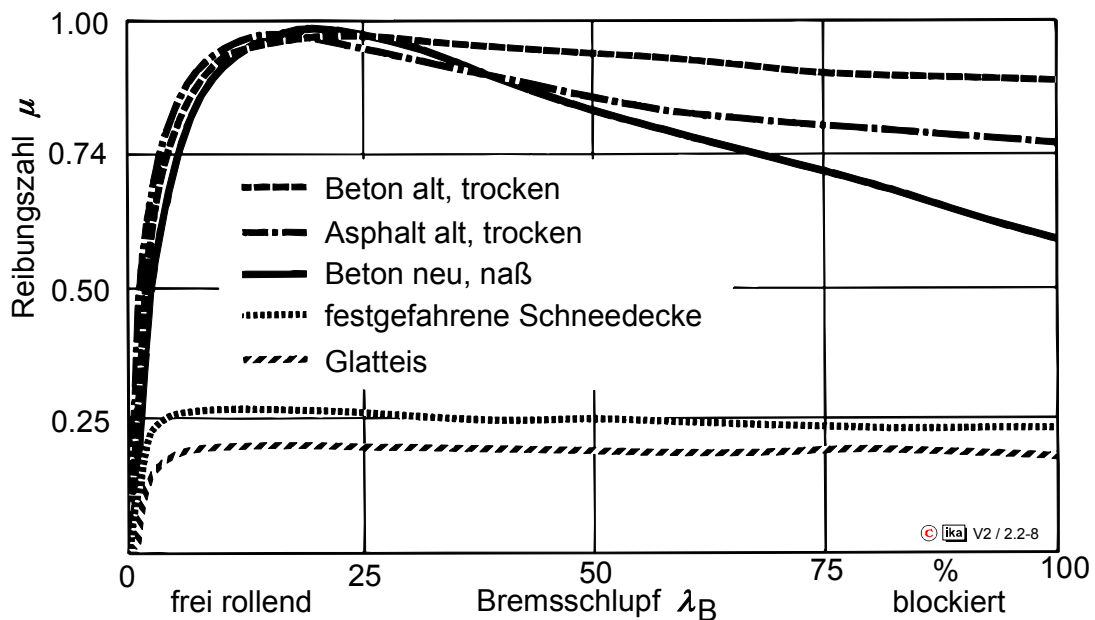


Bild 2.2-8: Zusammenhang zwischen Umfangsschlupf und Kraftschlußbeiwert für Umfangskräfte am Luftreifen

Auf griffigen Fahrbahnoberflächen steigt der ausgenutzte Kraftschlußbeiwert mit zunehmendem Schlupf zunächst bis zu einem Maximalwert an und fällt dann bis auf den Gleitbeiwert bei 100% Schlupf ab. Auf rutschigen Fahrbahnen unterscheiden sich maximaler Kraftschlußbeiwert und Gleitwert nur unwesentlich voneinander.

Der Zusammenhang zwischen Umfangsschlupf und Kraftschlußbeiwert für die Umfangsrichtung hängt nicht nur von der Beschaffenheit der Fahrbahnoberfläche, sondern auch von der Beschaffenheit des Reifens ab.

Neben der Reifenbauart (s.o.) spielt die Profilgestaltung hier eine wesentliche Rolle. Aufgabe des Reifenprofils ist es, den Kontakt zwischen Fahrbahn und Reifen bei Verschmutzung oder Nässe herzustellen. Im folgenden wird der Einfluß des Profils auf den Kraftschlußbeiwert μ bei trockener bzw. nasser Fahrbahn diskutiert.

• Einfluß des Profils auf den Kraftschlußbeiwert μ bei trockener Fahrbahn:

Versuche zeigen, daß mit abnehmender Profiltiefe und Fahrgeschwindigkeit auf sauberer, trockener Fahrbahn die übertragbaren Kräfte steigen, **Bild 2.2-9**.

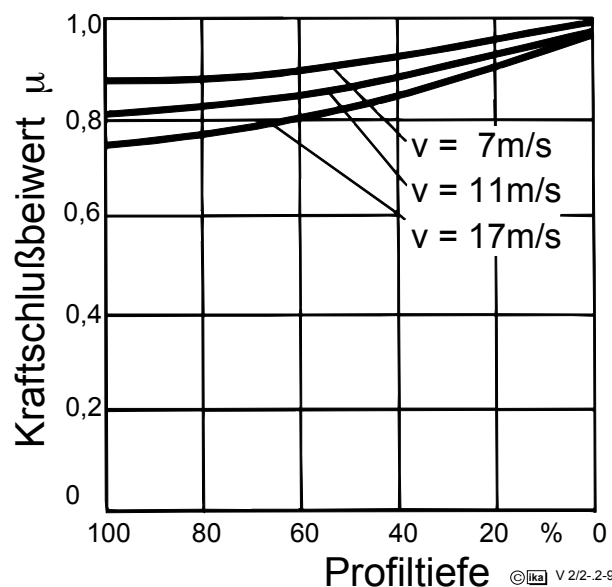


Bild 2.2-9: Kraftschlußbeiwert in Abhängigkeit von Fahrgeschwindigkeit und Profiltiefe bei trockener Fahrbahn

Eine mögliche Erklärung ist darin zu sehen, daß mit abnehmender Profiltiefe die Flächenpressung gleichmäßiger über die Flächen der einzelnen Profilelemente verteilt ist, so daß die Summe der Schubspannungen über die gesamte Latschfläche einen höheren Kraftschluß ergibt. Einen ähnlichen Effekt hat eine geringere Fahrgeschwindigkeit, da damit die Fliehkräfte, die ein Aufwölben des Laufstreifens hervorrufen, kleiner werden und die Aufstandsfläche des Reifens bei gleicher Gesamtlast geringfügig größer wird. Bei Radialreifen wird das Aufwölben der Lauffläche durch den Umfangsgürtel weitgehend verhindert.

• Einfluß des Profils auf den Kraftschlußbeiwert μ bei nasser Fahrbahn:

Die Reifenprofilierung ermöglicht den Fahrbahnkontakt bei Nässe durch Verdrängen der Flüssigkeit. Das Negativprofil des Reifens muß dabei einen Teil der zu verdrängenden Wassermenge aufnehmen oder aus dem Bereich der Aufstandsfläche ableiten. Das zu verdrängende Wasservolumen \dot{Q} ist proportional der Geschwindigkeit v und der Wasserfilmstärke z_F .

$$\dot{Q} \sim v \cdot z_F \quad (2.2-4)$$

Da mit steigender Fahrgeschwindigkeit die Zeit abnimmt, in der der Fahrbahnkontakt hergestellt werden kann, bildet sich zwischen Reifen und Fahrbahn ein Wasserkeil, der bei zunehmender Geschwindigkeit vom Reifeneinlauf her in den Latsch eindringt und die Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn vermindert, **Bild 2.2-10**.

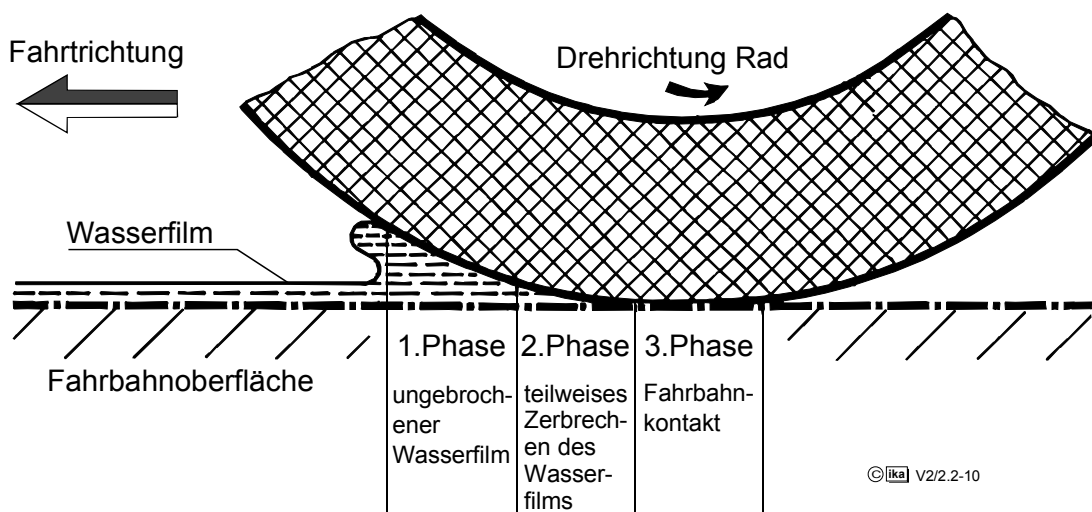


Bild 2.2-10: Verdrängung eines Wasserfilms aus der Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn

Die in der Latschfläche übertragbaren Horizontalkräfte sinken ab, da ein Teil der Radlast in vertikaler Richtung wie über ein hydrodynamisches Lager übertragen wird und nur der verbleibende Anteil in Verbindung mit dem örtlich ausnutzbaren Kraftschlußbeiwert zur Übertragung in horizontaler Richtung beiträgt. Das vollständige Aufschwimmen des Reifens auf dem Wasserkeil wird als "Aquaplaning" bezeichnet.

Bild 2.2-11 zeigt die Abhängigkeit des maximalen Kraftschlußbeiwerts für den Bremsfall von Fahrgeschwindigkeit und Wasserfilmhöhe am Beispiel eines Stahlgürtelreifens (Messung auf Innentrommel-Prüfstand). Den Einfluß der Profiltiefe zeigt **Bild 2.2-12**.

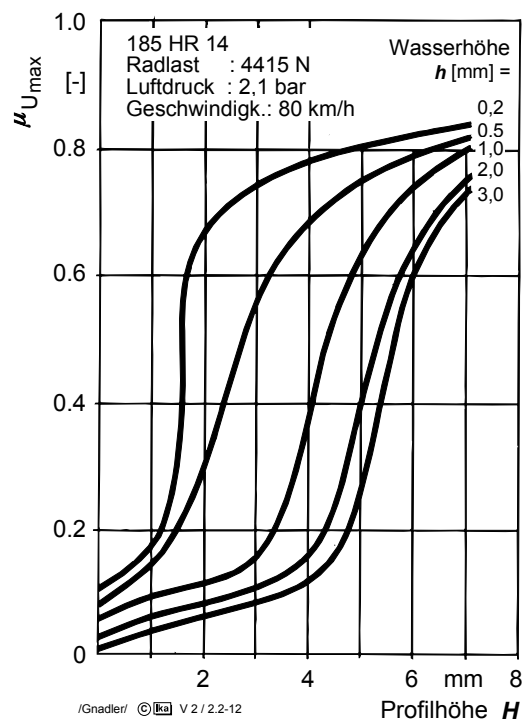
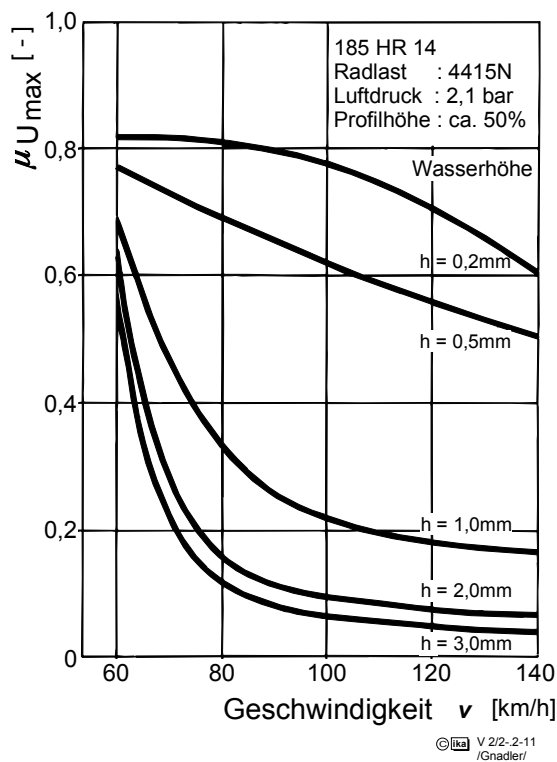


Bild 2.2-11: Kraftschlußbeiwert für Bremskräfte in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit und der Wasserfilmhöhe auf der Fahrbahn /16/

Bild 2.2-12: Kraftschlußbeiwert für Bremskräfte in Abhängigkeit von der Profiltiefe des Reifens und der Wasserfilmhöhe auf der Fahrbahn /16/

Im Verlauf der Kraftfahrzeugentwicklung stiegen die Anforderungen an Tragfähigkeit und Kraftübertragungseigenschaften der Reifen ständig an. Die Entwicklung von Reifen mit größerer Breite und verringertem Höhen-/Breitenverhältnis (**Bild 2.2.-13**) erlaubte bei vergleichbarer Tragfähigkeit zunächst eine Reduzierung des Reifendurchmessers.

$$x = \frac{h_{\text{Reifen}}}{b_{\text{Reifen}}} \cdot 100\% \quad (\text{Höhen-Breiten-Verhältnis})$$

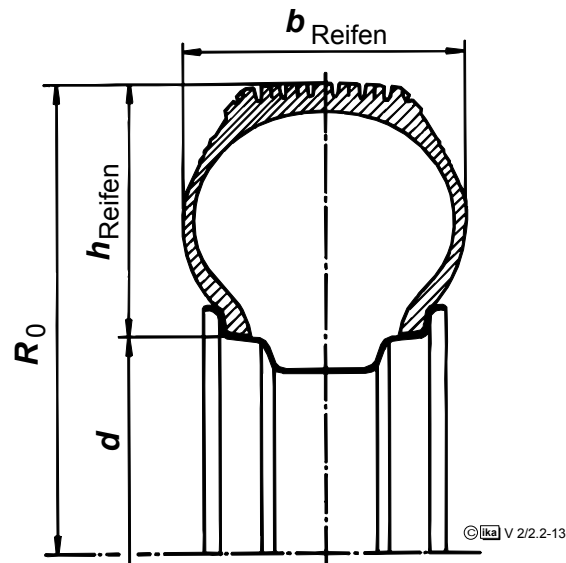


Bild 2.2-13: Höhen-Breiten-Verhältnis

Auch nach der Einführung der Radialreifen zu Beginn der 60er Jahre hielt der Trend zu verringertem Höhen-Breiten-Verhältnis an, jedoch nun nicht mehr in Verbindung mit kleineren Außendurchmessern, sondern größeren Felgendurchmessern, was vor allem die Unterbringung leistungsfähiger Radbremsen erleichtert.

Kleinere Höhen-Breiten-Verhältnisse bieten durch die größere Reifenaufstandsfläche den Vorteil gleichmäßigerer und geringerer Flächenpressung im Latsch und ermöglichen damit die gewünschte bessere Kraftübertragung zwischen Laufstreifen und Fahrbahn.

Daneben entspricht die in Verbindung mit einer geringen Bodenfreiheit der Karosserie resultierenden Fahrzeugoptik dem Zeitgeschmack.

Nachteile der breiteren Reifen sind die größere Gefahr des Aquaplaning bei nasser Fahrbahn, sowie schlechtere Dämpfungs- und Federungseigenschaften. Da eine bessere Kraftübertragung in der Reifenaufstandsfläche die Fahrleistungen eines Fahrzeuges wesentlich verbessert, werden die Nachteile dieser Reifen entweder akzeptiert (z.B. Verzicht auf Komfort zugunsten besserer Fahrleistung bei Sportwagen) oder durch zusätzliche Maßnahmen soweit wie möglich abgebaut (z.B. gezielte Gestaltung des Reifenprofils zur Verminderung der Gefahr des Aquaplaning).

2.2.4 Kraftübertragung in Querrichtung

2.2.4.1 Seitenkräfte und Rückstellmomente durch Schräglauf

Ein rollendes Rad bewegt sich ausschließlich unter dem Einfluß von Umfangskräften in Richtung der Schnittgerade von Rad- und Fahrbahnebene. Wird das Rad mit einer seitlich wirkenden Kraft beaufschlagt, so stellt sich ein Winkel zwischen der Bewegungsrichtung des Rades und dieser Schnittgerade ein. Dieser Winkel wird Schräglaufwinkel α genannt, **Bild 2.2-14**.

Draufsicht:

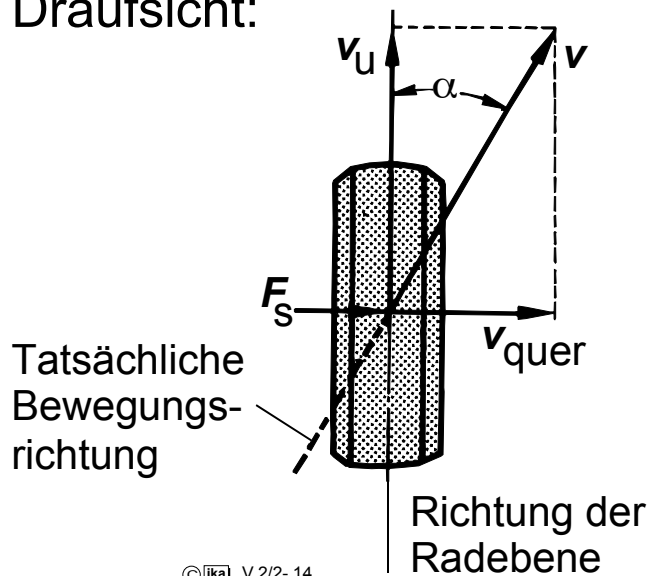


Bild 2.2-14: Definition "Schräglaufwinkel"

Ursache für den Schräglauf ist eine kontinuierliche seitliche Auslenkung des abrollenden Reifens im Bereich der Reifenaufstandsfläche unter der Wirkung der zwischen Reifen und Fahrbahn übertragenen Seitenkraft.

Nur durch diese Verformung des elastischen Reifenmaterials können die Schubspannungen in der Latschfläche aufgebaut werden, die zum Übertragen der Seitenkraft erforderlich sind. In Analogie zum Umfangsschlupf wird der Schräglauf daher auch als Querschlupf bezeichnet. Eine detaillierte Erläuterung der Reifenverformung beim Übertragen von Seitenkräften ist anhand von **Bild 2.2-15** möglich.

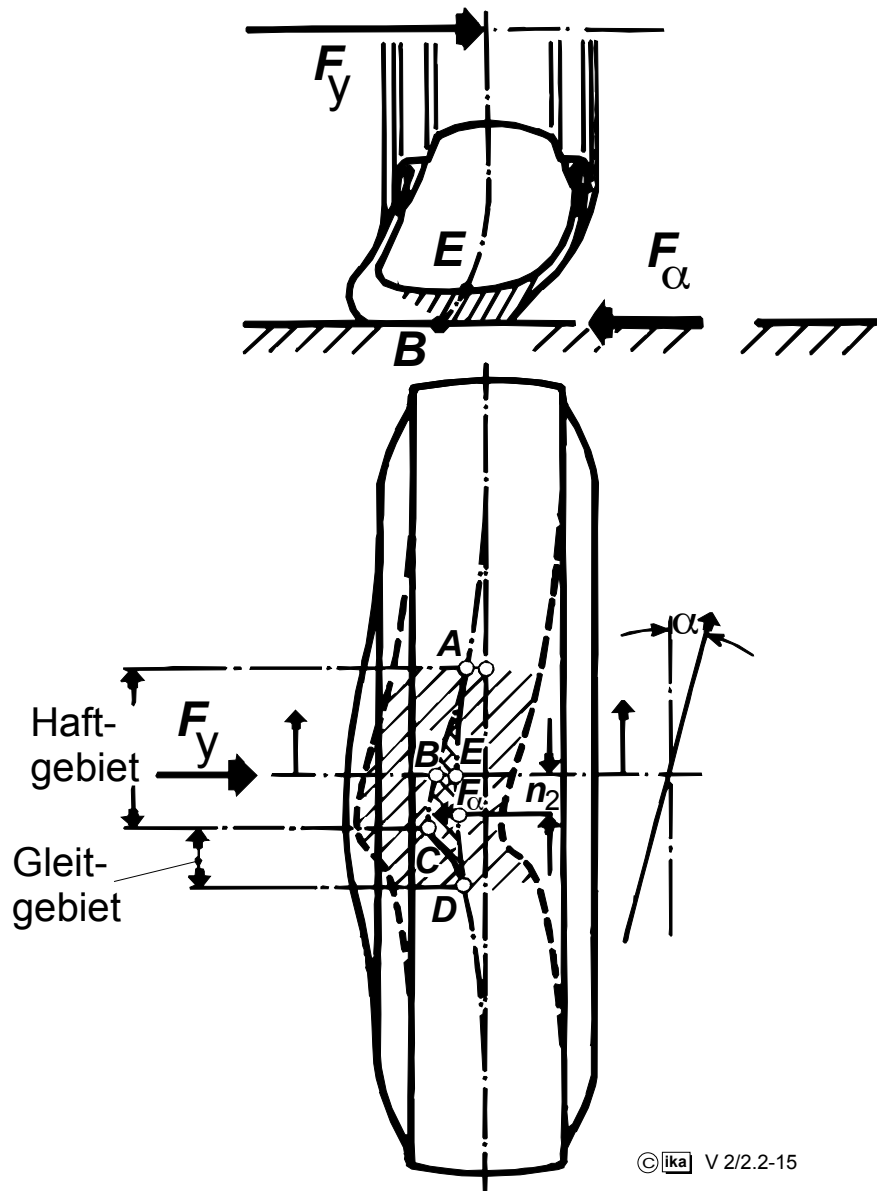


Bild 2.2-15: Verformung des rollenden Reifens durch eine Seitenkraft F_y

Bei einem rollenden Rad wird der jeweils nicht verformte Teil des Reifens allmählich, wie in Bild 2.2-15 (oberes Bild) dargestellt, deformiert, während sich der Kontakt zwischen Reifenoberfläche und Fahrbahn einstellt.

Der Äquator des Gewebekörpers wird in der Latschegend aus der Radebene in die Lage AED bewegt (Bild 2.2-15, unteres Bild). Der Protektorumfang berührt im Latsch den Boden längs der Linie ABCD und wird im Verlauf von A bis C zunehmend verformt, da der Kraftschlußbeiwert zwischen Gummi und Straße genügend groß ist, um eine Rückverformung des Gummis zu unterbinden. Bei C wird die Schubverformung so groß, daß der Kraftschluß zur Straße überschritten wird und ein Zurückgleiten bis D stattfindet.

Die Linie AC, die unter einem Winkel zur Radebene verläuft, zeigt die Bewegungsrichtung des Rades, da die Reifenoberfläche im Bereich dieser Linie auf der Fahrbahn haftet. Der Winkel zwischen Radebene und der Linie AC ist identisch mit dem Schräglaufwinkel α .

Die zwischen den Linien AED und ABCD eingeschlossene Fläche ist ein Maß für die Schubverformung des Protektorgummis gegenüber dem Gewebekörper und für die örtliche Verteilung der Schubkräfte im Latsch. Die Summe der Schubkräfte liefert die Seitenführungskraft F_α .

Da diese Kraft im Schwerpunkt der Fläche um den Reifennachlauf n_2 hinter der Radmitte angreift, ergibt sich ein Rückstellmoment M_α :

$$M_\alpha = F_\alpha \cdot n_2 \quad (2.2-5)$$

Der Zusammenhang zwischen Schräglaufwinkel α und Seitenführungskraft F_α hängt von einer Vielzahl von Parametern ab. Insbesondere die Radlast G_R hat einen großen Einfluß auf die Größe der Seitenführungskraft bei konstantem Schräglauf. **Bild 2.2-16** zeigt ein entsprechendes Reifenkennfeld für einen PKW-Reifen, das auf einem Prüfstand ermittelt wurde.

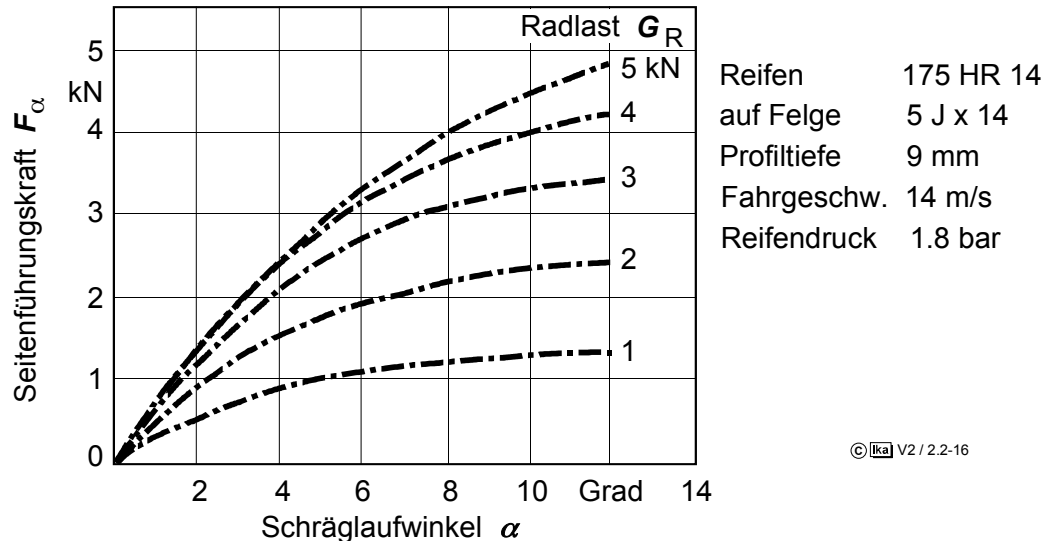


Bild 2.2-16: Seitenführungskraft in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel (Radlast als Parameter)

Anhand einer anderen Darstellung dieses Diagramms, **Bild 2.2-17**, wird deutlich, daß nicht nur der Zusammenhang zwischen F_α und α bei $G_R = \text{const.}$, sondern auch die Abhängigkeit zwischen F_α und G_R bei $\alpha = \text{const.}$ einen degressiven Verlauf aufweist.

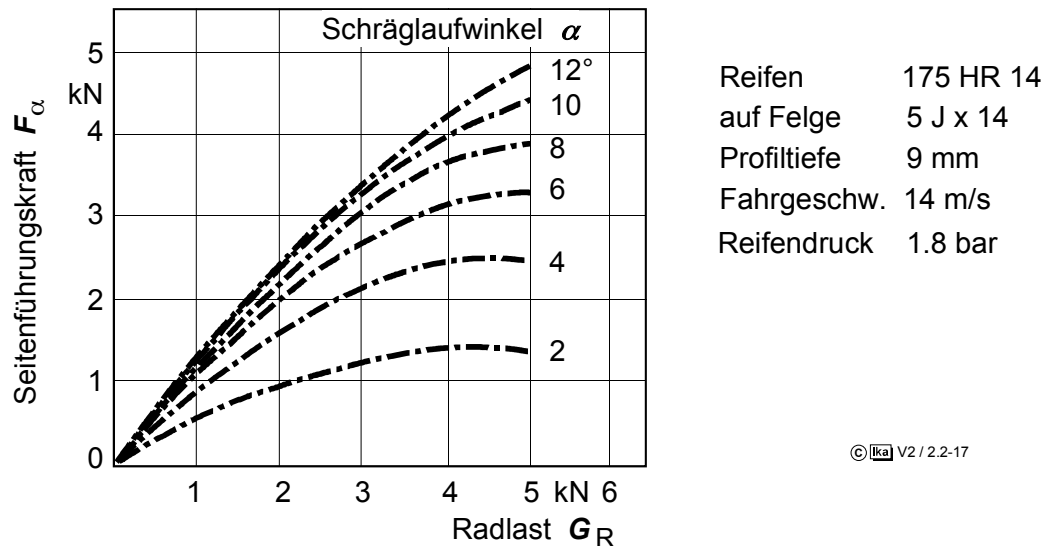


Bild 2.2-17: Seitenführungskraft in Abhängigkeit von der Radlast (Schräglauflwinkel als Parameter)

Den Einfluß des Reifenluftdrucks auf die Seitenkraftübertragungseigenschaften des Beispielfreifens zeigt **Bild 2.2-18**. Die Meßwerte der Seitenführungskraft weisen bei einem bestimmten Luftdruck, für den die Reifenkonstruktion optimiert ist, Maximalwerte auf.

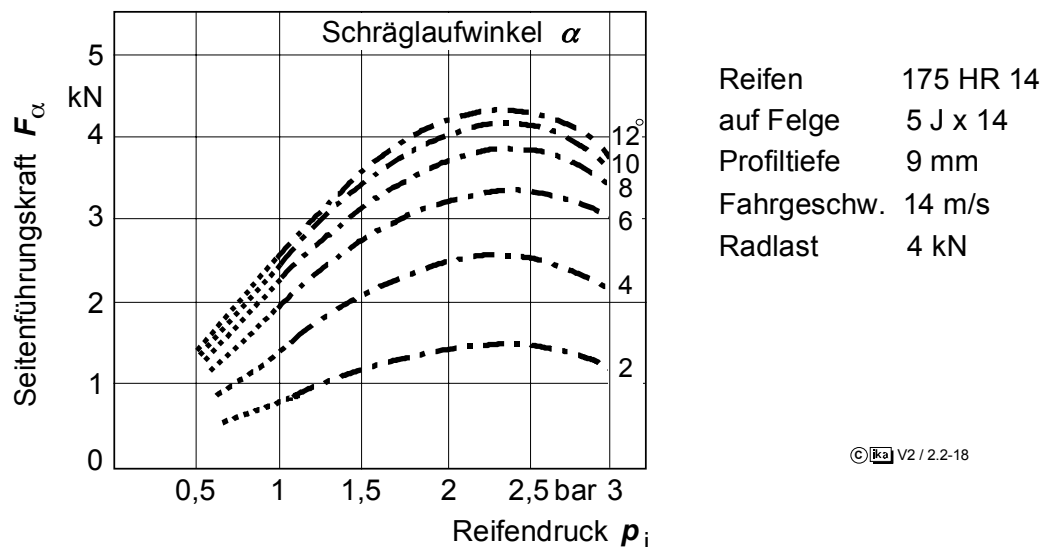


Bild 2.2-18: Seitenführungskraft in Abhängigkeit vom Reifendruck (Schräglauflwinkel als Parameter)

Bild 2.2-19 zeigt das Reifenkennfeld für Rückstellmomente. Die Größe der Rückstellmomente hängt von der jeweiligen Größe bzw. der Ausprägung von Haft- und Gleitgebiet im Reifenlatsch ab (s. Bild 2.2-15).

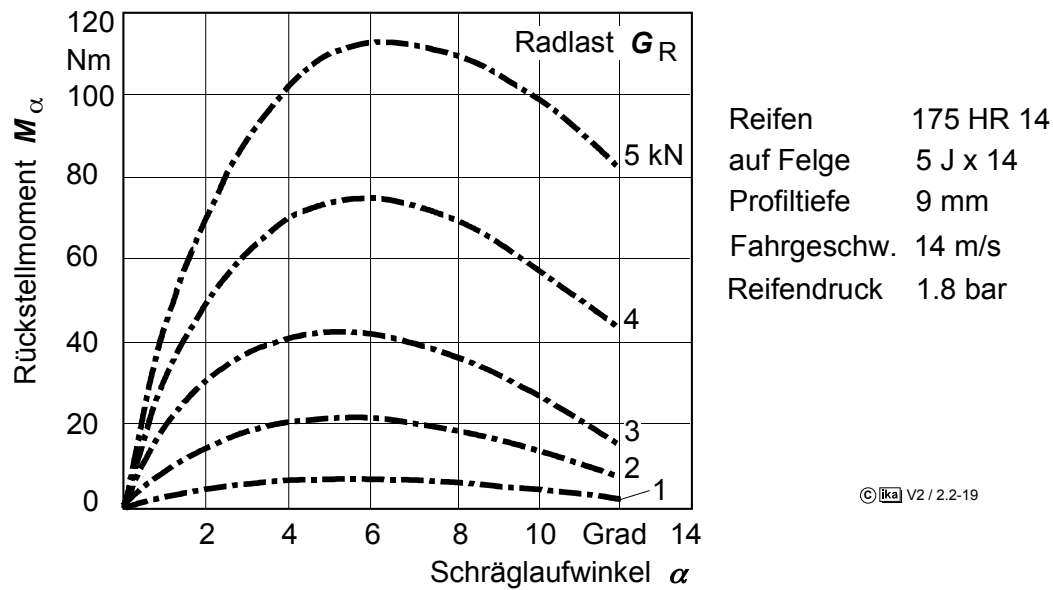


Bild 2.2-19: Rückstellmoment M_α in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel (Radlast als Parameter)

Eine zusammenfassende Darstellung der Seitenkraft- und Rückstellmomentencharakteristik eines Reifens gibt das sog. GOUGH-Diagramm,

Bild 2.2-20. In einem durch momentane Radlast G_R und momentanen Schräglauf α charakterisierten Betriebspunkt des Reifens kann hier neben der resultierenden Seitenkraft und dem Rückstellmoment auch der Reifennachlauf n_2 abgelesen werden (vgl. Bild 2.2-15).

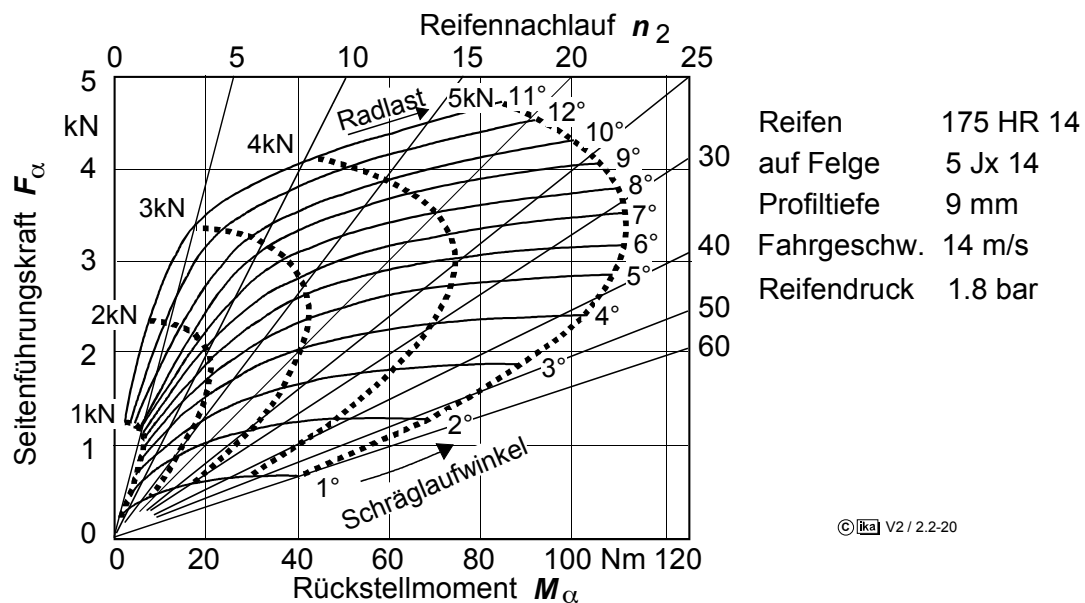


Bild 2.2-20: Reifenkennfeld nach GOUGH /19/

2.2.4.2 Seitenkräfte und Rückstellmomente durch Radsturz

Als Sturzwinkel γ wird der Winkel zwischen der Radebene und der Fahrbahnnormalen in der Fzg.-Querebene bezeichnet. Man unterscheidet positiven und negativen Sturz, **Bild 2.2-21**.

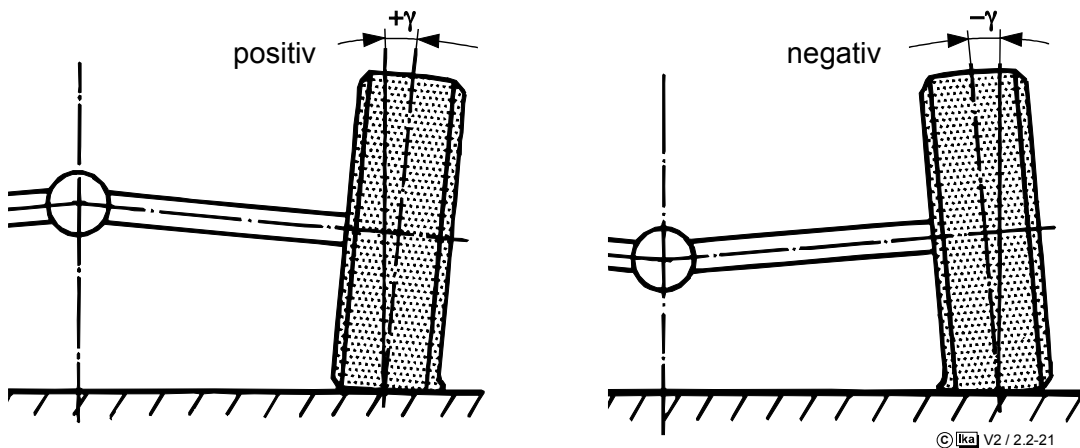


Bild 2.2-21: Definition Radsturz

Ein frei rollendes, unter Sturz laufendes Rad würde sich auf einer Kreisbahn um den Kurvenmittelpunkt 0 bewegen, wird aber durch die Radanlenkung zur Geradeausfahrt gezwungen. Dabei entsteht die Sturzseitenkraft F_γ und ein Sturzmoment M_γ , **Bild 2.2-22**.

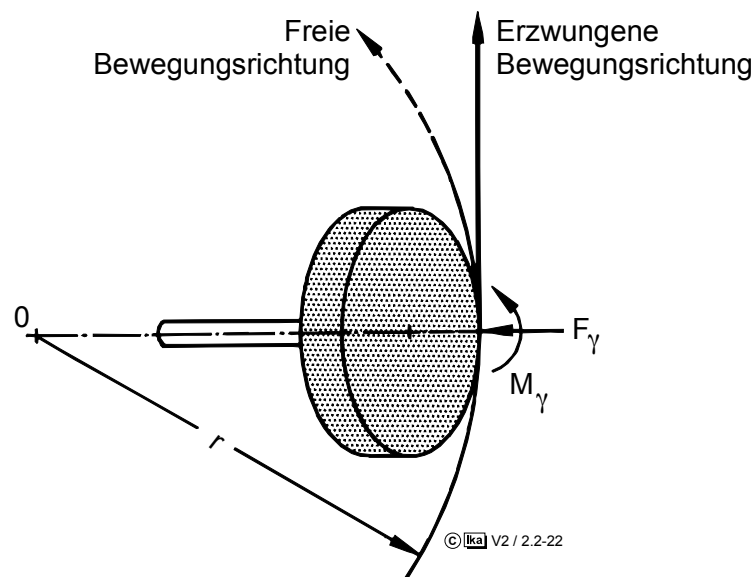


Bild 2.2-22: Sturzseitenkraft F_γ und Sturzmoment M_γ

Der Wert der Sturzseitenkraft F_γ nimmt bei konstanter Radlast bis zum Sturzwinkel $\gamma = 10^\circ$ annähernd linear mit dem Sturzwinkel zu. Bei einem konstanten Sturzwinkel ändert sich die Sturzseitenkraft dabei proportional zur Radlast. Wie aus **Bild 2.2-23** zu entnehmen ist, sind die durch Radsturz entstehenden Kräfte und Momente sehr viel geringer als diejenigen, die durch Schräglauf verursacht werden.

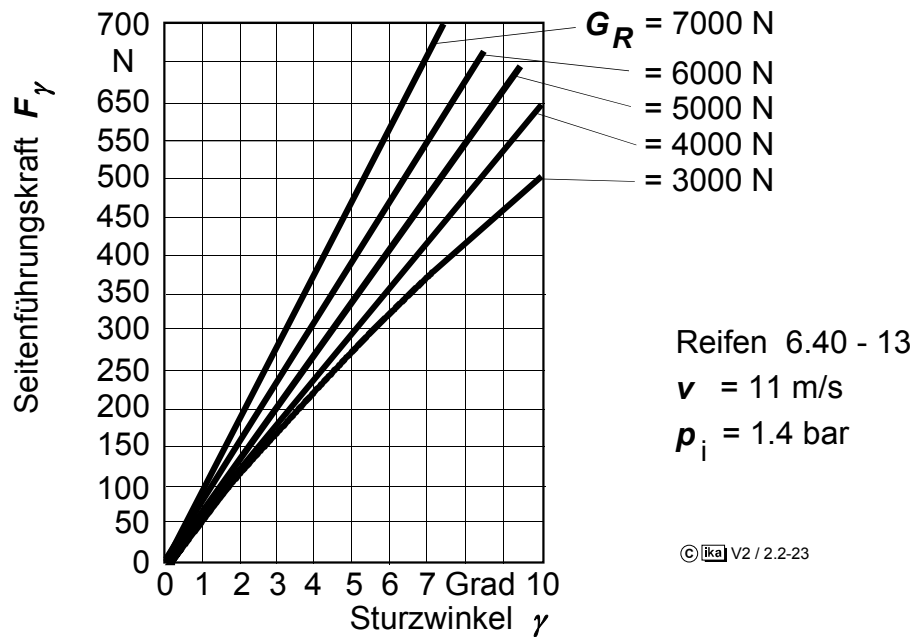


Bild 2.2-23: Seitenführungskraft F_γ in Abhängigkeit vom Sturzwinkel für verschiedene Radlasten

2.2.5 Überlagerung von Seiten- und Umfangskräften

Im Fahrbetrieb werden Umfangs- und Seitenkräfte meist gleichzeitig vom Reifen auf die Fahrbahn übertragen.

In **Bild 2.2-24** ist für unterschiedliche Schräglaufwinkel α die resultierende Seitenkraft F_α in Abhängigkeit von gleichzeitig dem Rad aufgezwungenen Antriebs- bzw. Bremskräften dargestellt. Das Kennfeld wurde auf einem Reifenprüfstand aufgezeichnet.

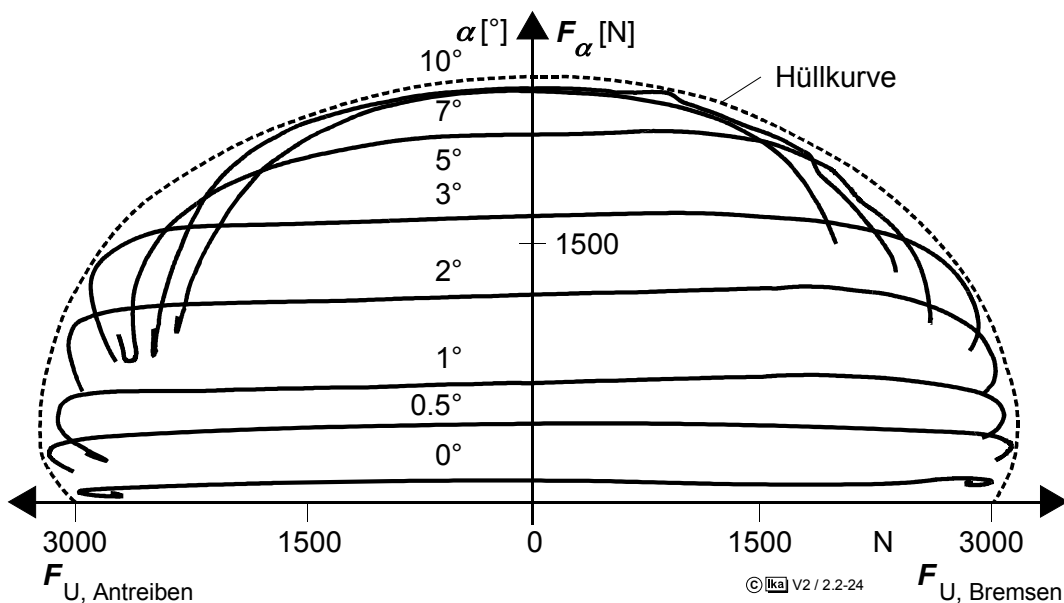


Bild 2.2-24: Seitenkraft-Traktionskennfeld (Krempel-Diagramm) /26/
 Reifen 165 SR 15, Profil 60%, Felge 4 x 15, $G_R = 3000$ N,
 $p_i = 1,8$ bar, $v = 14$ m/s

Anhand der Hüllkurve wird deutlich, daß die maximal übertragbare Seitenkraft F_α um so kleiner wird, je größer die Umfangskraft F_U ist, bzw. die maximal zulässige Umfangskraft F_U um so kleiner sein muß, je größer die zur Kurshaltung des Fahrzeuges erforderliche Seitenkraft F_α ist.

Die Linien konstanten Schräglaufs α zeigen insbesondere für die größeren Schräglaufwinkel einen Abfall der Seitenführungskraft mit zunehmender Umfangskraft F_U , d.h. mit zunehmendem Umfangsschlupf λ .

Der funktionelle Zusammenhang des Krempel-Diagramms sei im folgenden erläutert:

Mit dem Umfangsschlupf λ als Parameter erhält man das in **Bild 2.2-25** oben rechts dargestellte Reifenkennfeld, dessen Kennlinie für $\lambda = 0$ mit der Darstellung in Bild 2.2-16 übereinstimmt, allerdings in den Bereich großer Schräglaufwinkel fortgesetzt.

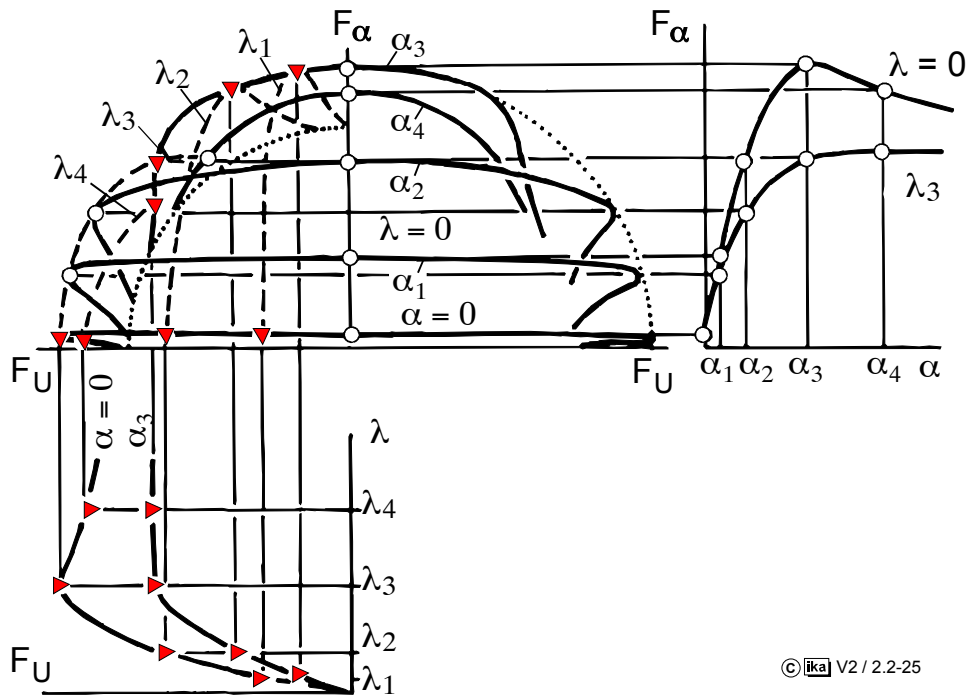


Bild 2.2-25: Überlagerung von Reifen-, Seiten- und Umfangskräften /41/

Zu Beginn von Abschnitt 2.2.4.1 wurde bereits erwähnt, daß der Schräglauf in Analogie zum Umfangsschlupf auch als Querschlupf aufgefaßt werden kann. Damit erhält man für den Zusammenhang zwischen Umfangsschlupf λ und Umfangskraft F_U mit dem Schräglauf α als Parameter eine zum Teilbild oben rechts korrespondierende Darstellung im Teilbild unten links von Bild 2.2-25.

Überführt man beide Teilbilder in ein Diagramm, das wiederum die Seitenkraft als Funktion der Umfangskraft darstellt, so wird deutlich, woraus die Form der Kurven konstanten Schräglaufs mit ihren Hinterschnidungen in Bild 2.2-24 resultiert. Die Kurven tangieren mit zunehmendem Umfangsschlupf zunächst die Hüllkurve und schmiegen sich mit weiterer Schlupfzunahme an die innere Gleitreibungsellipse an. In Bild 2.2-25 sind in Analogie dazu Kurven konstanten Schlupfes λ angedeutet, die nochmals auf die formale Gleichwertigkeit von Umfangsschlupf und Schräglauf bzw. Querschlupf und die Gesetzmäßigkeiten der Überlagerung hinweisen.

Eine andere Darstellung des Zusammenhangs zwischen Seiten- und Umfangskräften, die z.B. im Hinblick auf die Auslegung von Bremskraftreglern (ABS) interessant ist, zeigt **Bild 2.2-26**, in dem ein Seitenkraft-Traktionskennfeld in Abhängigkeit vom Umfangsschlupf λ_B angegeben ist.

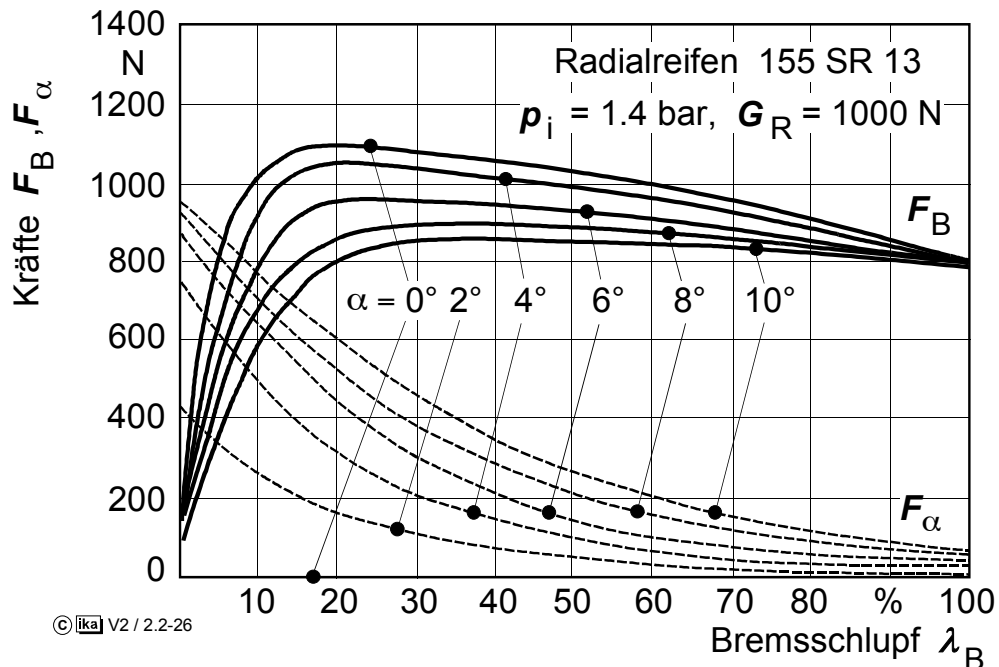


Bild 2.2-26: Seitenkraft-Traktionskennfeld in Abhängigkeit vom Bremschlupf λ_B

2.2.6 Instationäres Reifenverhalten

Die in den vorangegangenen Abschnitten beschriebenen Reifeneigenschaften gelten streng genommen nur für stationäre Zustände bzw. sehr langsame zeitliche Änderungen der betrachteten Einflußgrößen.

Aufgrund der Nichtlinearitäten der Reifeneigenschaften und der Einlaufvorgänge im Reifenlatsch bei Änderungen der Betriebspunktparameter weichen die Reifeneigenschaften im normalen (instationären) Fahrbetrieb von den durch die Kennfelder beschriebenen Zusammenhängen ab.

Den Einfluß der Nichtlinearität bei zeitlich veränderlichen Betriebspunktparametern zeigt **Bild 2.2-27** am Beispiel einer harmonischen Radlastschwankung.

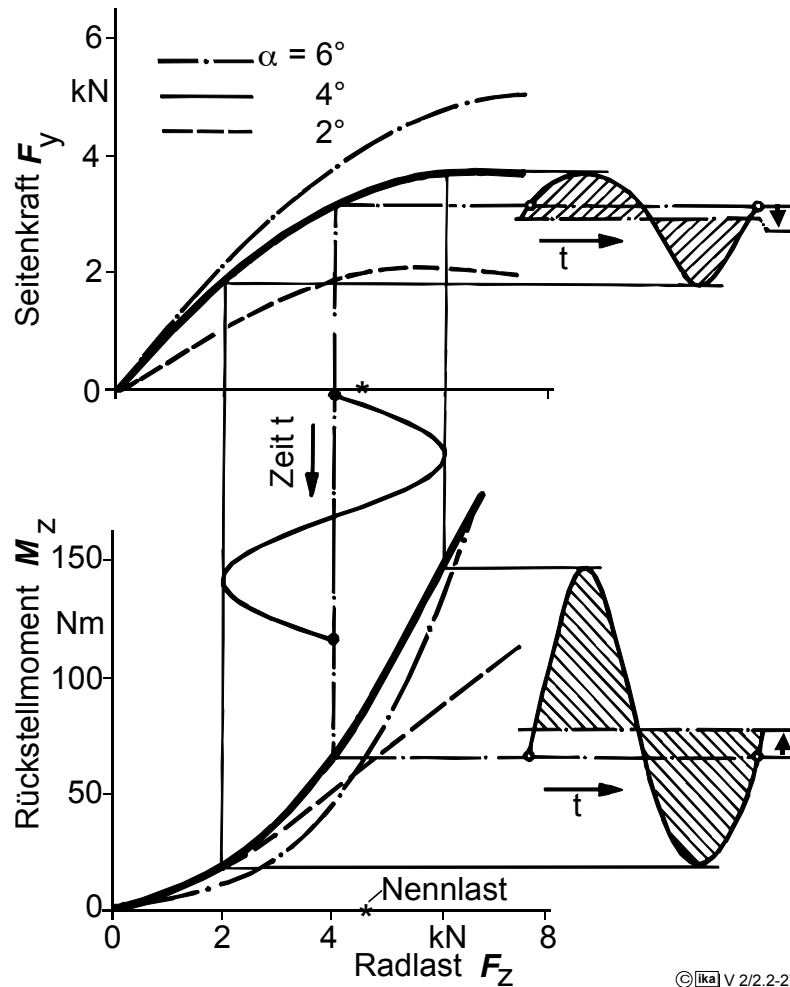


Bild 2.2-27: Ermittlung der quasistatischen Seitenkraftverluste und Rückstellmomentänderungen infolge harmonischer Radlastschwankungen anhand der statischen Kennlinien (PKW-Reifen 185/70 R 14, $p_i = 2$ bar, $v = 20$ km/h) /27/ /43/

Aufgrund der degressiven F_y - F_z -Verläufe sind die mittleren Seitenkräfte bei Radlastschwankungen kleiner als die statischen Werte. Beim Rückstellmoment M_z ergibt sich wegen der üblicherweise progressiven M_z - F_z -Kurven eine Vergrößerung gegenüber der statischen Beträge.

Den Einfluß der Einlaufvorgänge im Reifenlatsch zeigt **Bild 2.2-28** am Beispiel einer harmonischen Schräglaufwinkeländerung. Mit zunehmender Lenkfrequenz bildet sich zunächst eine Hystereseschleife aus, die aus einer Phasenverschiebung zwischen Schräglaufwinkel (Lenkwinkel) und Seitenkraft resultiert. Mit weiter steigender Lenkfrequenz werden die Schräglaufwinkelmaxima so schnell durchlaufen, daß die Seitenkraft nur noch einen Teil des Maximalwertes bei niedriger Lenkfrequenz erreicht.

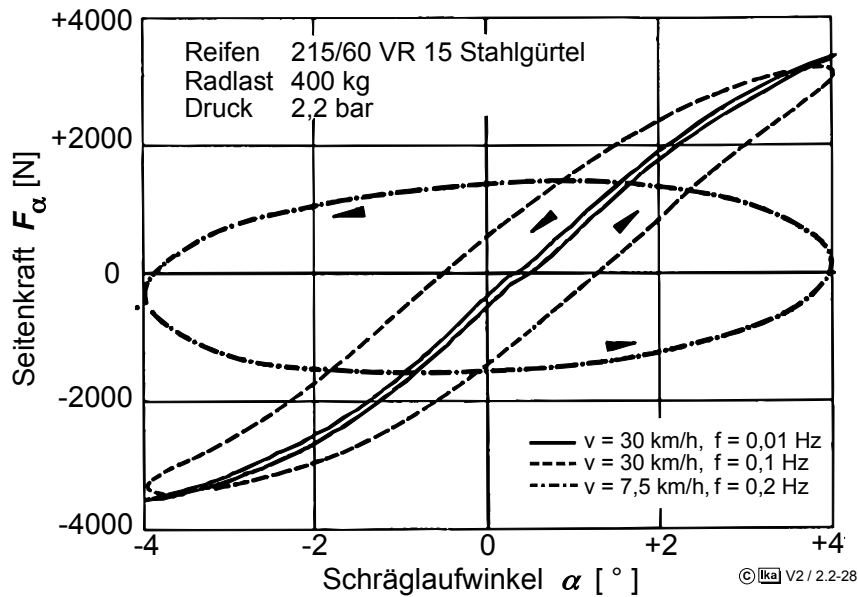


Bild 2.2-28: Seitenkräfte als Fkt. des Schräglaufs bei sinusförmiger Schräglaufanregung für verschiedene Geschw. und Frequenzen

Die Einlaufvorgänge im Reifenlatsch erfolgen mit zunehmender Raddrehzahl schneller. Dementsprechend werden bei konstanter Lenkfrequenz auch die Phasenverschiebungen zwischen Schräglaufwinkel und Seitenkraft sowie die Amplitudenabschwächung der Seitenkraft mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit geringer, **Bild 2.2-29** bzw. **Bild 2.2-30**.

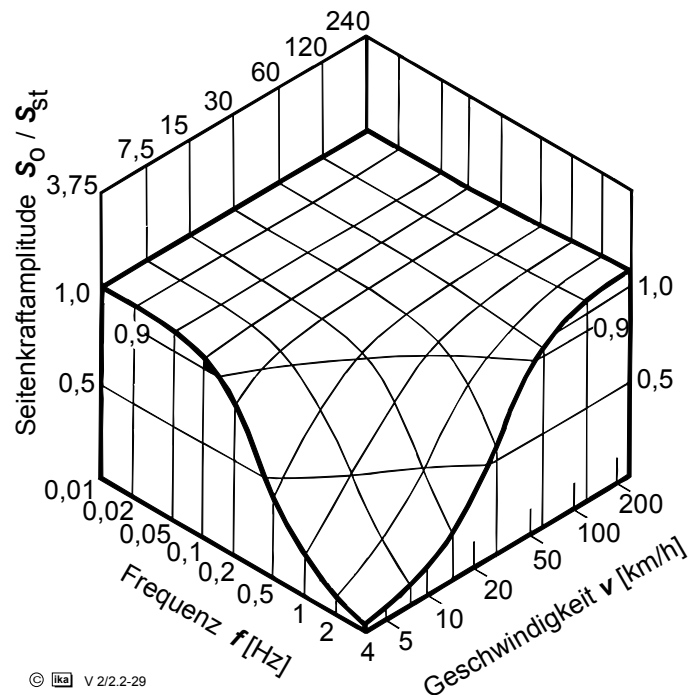


Bild 2.2-29: Amplitude, Frequenz und Geschwindigkeit (215/60 VR 15, Schräglaufamplitude 1° , $F_R = 400 \text{ kg}$, $p_i = 2,2 \text{ bar}$)

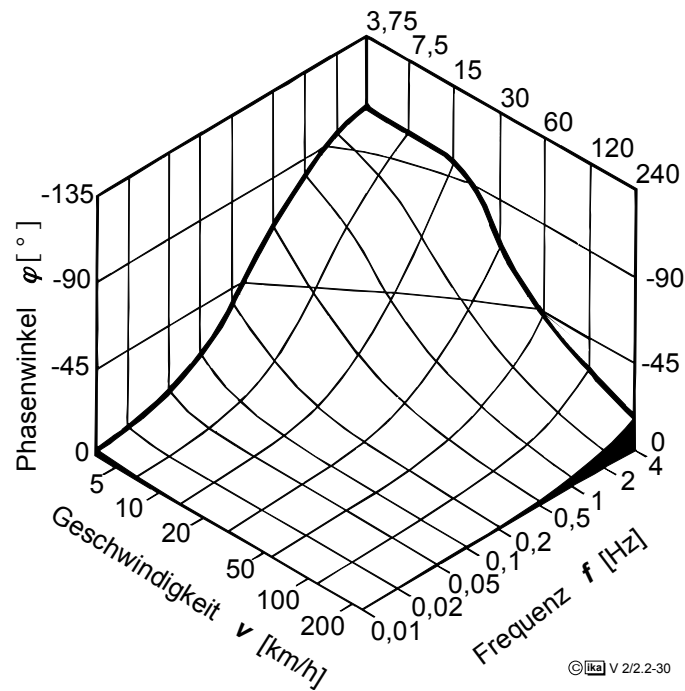


Bild 2.2.-30: Phasenwinkel, Frequenz und Geschwindigkeit in räumlicher Darstellung (Reifendaten wie Bild 2.2-29) /42/

Für theoretische Untersuchungen zur Fahrodynamik von Kraftfahrzeugen mit Hilfe mathematischer Simulationsmodelle werden die Reifeneigenschaften oft in Form von Kennfeldern für stationäre Betriebszustände dargestellt und das Zeitverhalten mit Hilfe von Verzögerungsgliedern nachgebildet. Beispielhaft sei hier der von Böhm entwickelte Ansatz vorgestellt /45/:

$$F_{\alpha} + \frac{c_{\alpha}}{v \cdot c_{Ly}} \cdot \frac{dF_{\alpha}}{dt} = c_{\alpha} \cdot \alpha \quad (2.2-6)$$

- mit:
- F_{α} = Seitenführungskraft
 - c_{α} = Schräglaufsteifigkeit
 - α = Schräglaufwinkel
 - v = Fahrgeschwindigkeit
 - c_{Ly} = Quersteifigkeit des Reifenlatsches zur Felge

Über den linearen Ansatz hinaus berücksichtigt dieses Modell eine Querverschiebung des Latsches zur Felge. Dadurch ergeben sich im instationären Fall für Felge und Latsch unterschiedliche Schräglaufwinkel zur Fahrbahn, die im stationären Fall ($dF_{\alpha}/dt = 0$) wieder übereinstimmen.

Ein weiteres instationäres Reifenmodell ist das von Schlippe/Dietrich. Es läßt als dynamischen Freiheitsgrad nicht nur die Querbewegung, sondern auch noch die Drehung des Latsches zur Felge zu /45/:

$$F_{\alpha} + \frac{c_{\alpha}}{v \cdot c_{Ly}} \cdot \frac{dF_{\alpha}}{dt} = c_{\alpha} \cdot \alpha - \frac{c_{\alpha} \cdot r_{Lx}}{v} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \quad (2.2-7)$$

mit: r_{Lx} = halbe Latschlänge des Reifens

Mit Hilfe des Softwaretools MATLAB simulierte Frequenzgangfunktionen für die Ansätze nach Böhm und Schlippe/Dietrich zeigt das **Bild 2.2-31**.

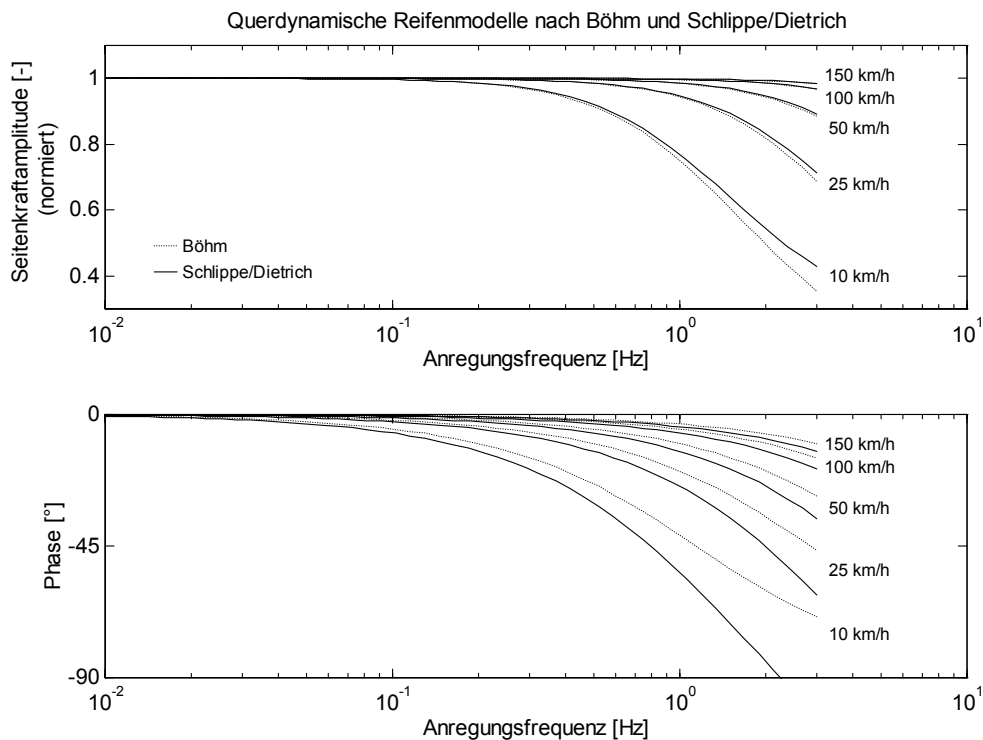


Bild 2.2-31: Reifenverhalten instationärer Reifenmodelle unter Variation der Fahrgeschwindigkeit

Deutlich sind in den Phasengängen die Unterschiede der Modellvorstellungen auszumachen. Aufgrund des Vorhaltgliedes ($T_v = c_{\alpha} r_{Lx} / v$, s. Gl. 2.2-7) zeigen sich im Modellansatz nach Schlippe/Dietrich mit abnehmender Fahrgeschwindigkeit deutlich größere Phasenverzögerungen als im Ansatz nach Böhm. Die Amplitudengänge zeigen einen nahezu identischen Verlauf.

Nachfolgend ist für den realistischeren Ansatz nach Schlippe/Dietrich der Einfluß der Parameter Latschlänge (r_{Lx}) und Quersteifigkeit Reifenlatsch/Felge (c_{Ly}) aufgeführt, **Bild 2.2-32**.

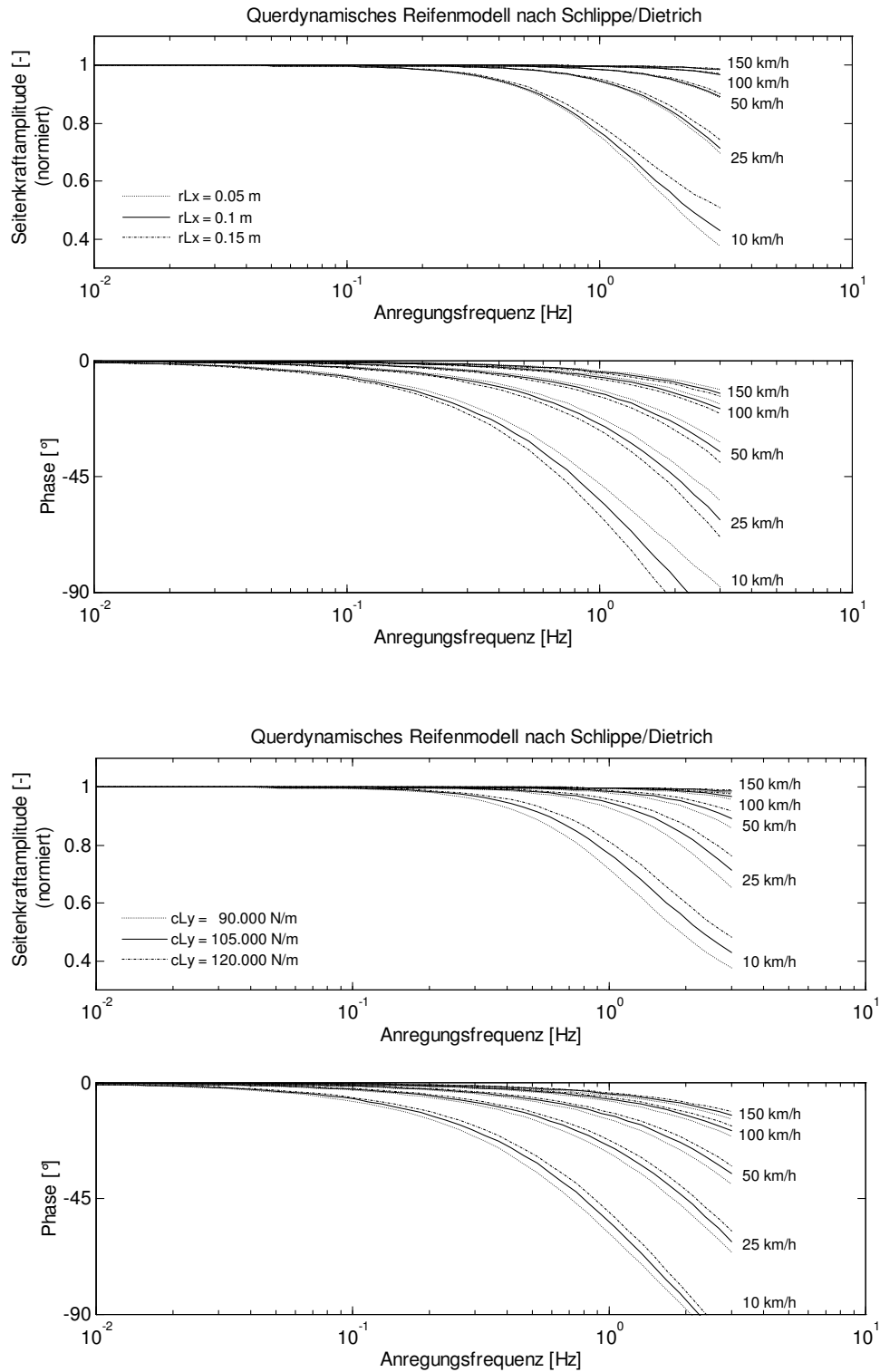


Bild 2.2-32: Instationäres Reifenverhalten unter Variation der Latschlänge bzw. der Quersteifigkeit Latsch/Felge

2.3 Einspur-Fahrzeugmodell

Für das Verständnis der Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen sind theoretische Kenntnisse zur Mechanik der Fahrzeugbewegung die Voraussetzung.

Theoretische Untersuchungen zur Fahrdynamik werden heute in der Regel mit Hilfe von Simulationsprogrammen durchgeführt, denen als Denkmodell ein sehr komplexes mechanisches Ersatzmodell für ein Fahrzeug zugrunde liegt.

Zur Darstellung der grundsätzlichen Zusammenhänge der Fahrdynamik eignen sich vereinfachte Fahrzeugmodelle jedoch besser, da die Anzahl der zu berücksichtigenden Freiheitsgrade in einem überschaubaren Rahmen bleibt.

Eine vereinfachte Beschreibung der Fahrzeugquerdynamik in der Ebene ist mit Hilfe des Einspur-Fahrzeugmodells möglich, **Bild 2.3-1**.

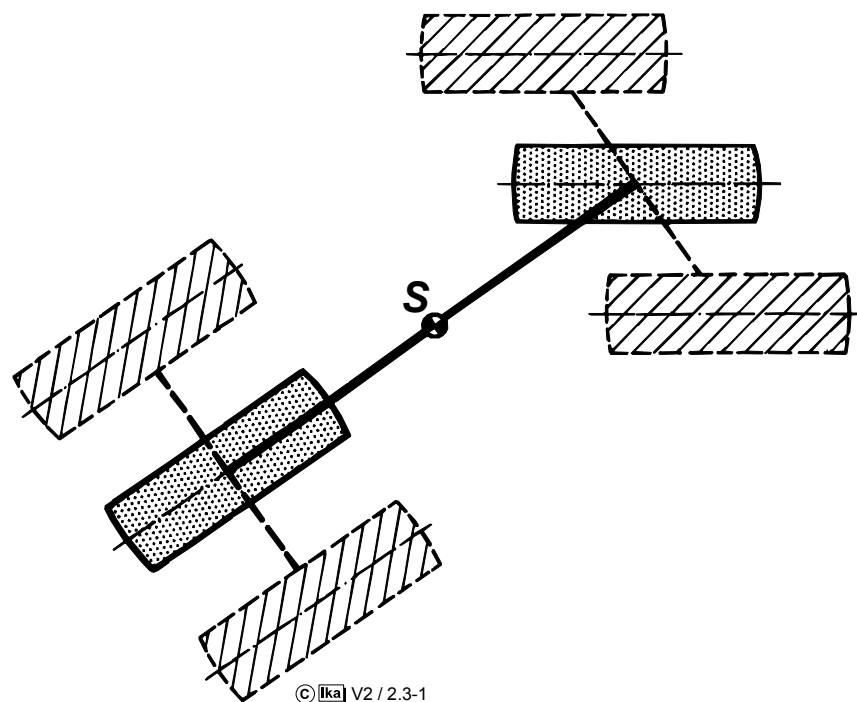


Bild 2.3-1: Einspur-Fahrzeugmodell

Die Radaufstandspunkte, in denen die zur Kurshaltung erforderlichen Reifenseitenkräfte am Fahrzeug angreifen, sind achsweise zusammengefasst. Längskräfte in den Radaufstandspunkten sowie die Radlaständerungen werden nicht berücksichtigt. Die Schwerpunkthöhe ist gleich Null.

Für analytische Betrachtungen werden die Bewegungsgleichungen für das Einspur-Modell linearisiert, d.h. es werden nur kleine Winkel mit $\sin \alpha \approx \alpha$ und $\cos \alpha \approx 1$ betrachtet und es wird ein lineares Reifenverhalten vorausgesetzt.

Die Linearisierung der Reifeneigenschaften erfolgt durch Angabe einer Schräglaufsteife c_α , die den Zusammenhang zwischen Reifenseitenkraft F_α und Schräglaufwinkel α bei einer konstanten Radlast charakterisiert:

$$c_\alpha = \frac{F_\alpha}{\alpha} \quad (2.3-1)$$

Diese Linearisierung kann bei PKW-Reifen bis zu Schräglaufwinkeln von 3° als hinreichend genau angesehen werden, während darüber die Fehler aufgrund der Degressivität der Kennlinien zu groß werden. Die Schräglaufsteifigkeit hängt nicht nur von der Radlast und dem Reifeninnendruck, sondern im erheblichen Maße auch vom Reifentyp ab, **Bild 2.3-2**.

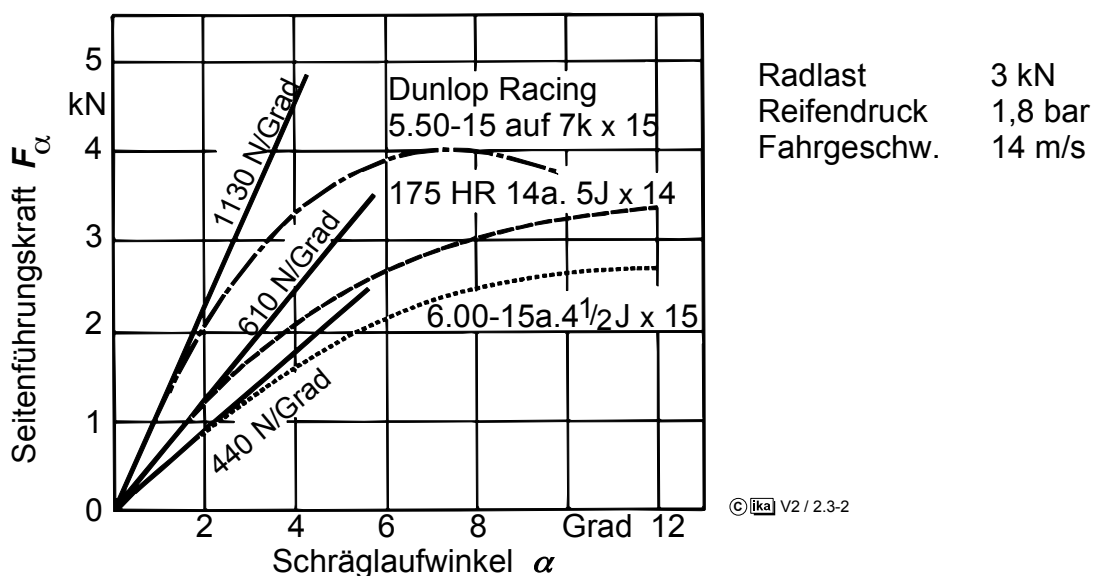


Bild 2.3-2: Linearisierte Schräglaufsteifigkeit c_α für unterschiedliche Reifen

Trotz der Vereinfachung eignet sich das Einspur-Fahrzeugmodell nicht nur dazu, einen Einblick in grundsätzliche Zusammenhänge der Fahrdynamik zu gewinnen, sondern liefert auch für Trendabschätzungen zum Einfluß einzelner Fahrzeugparameter wie Radstand, Gewichtsverteilung und Reifeneigenschaften brauchbare Ergebnisse.

Unter den angegebenen Annahmen lassen sich für das linearisierte Einspur-Fahrzeugmodell zwei Bewegungsgleichungen aufstellen, **Bild 2.3-3**.

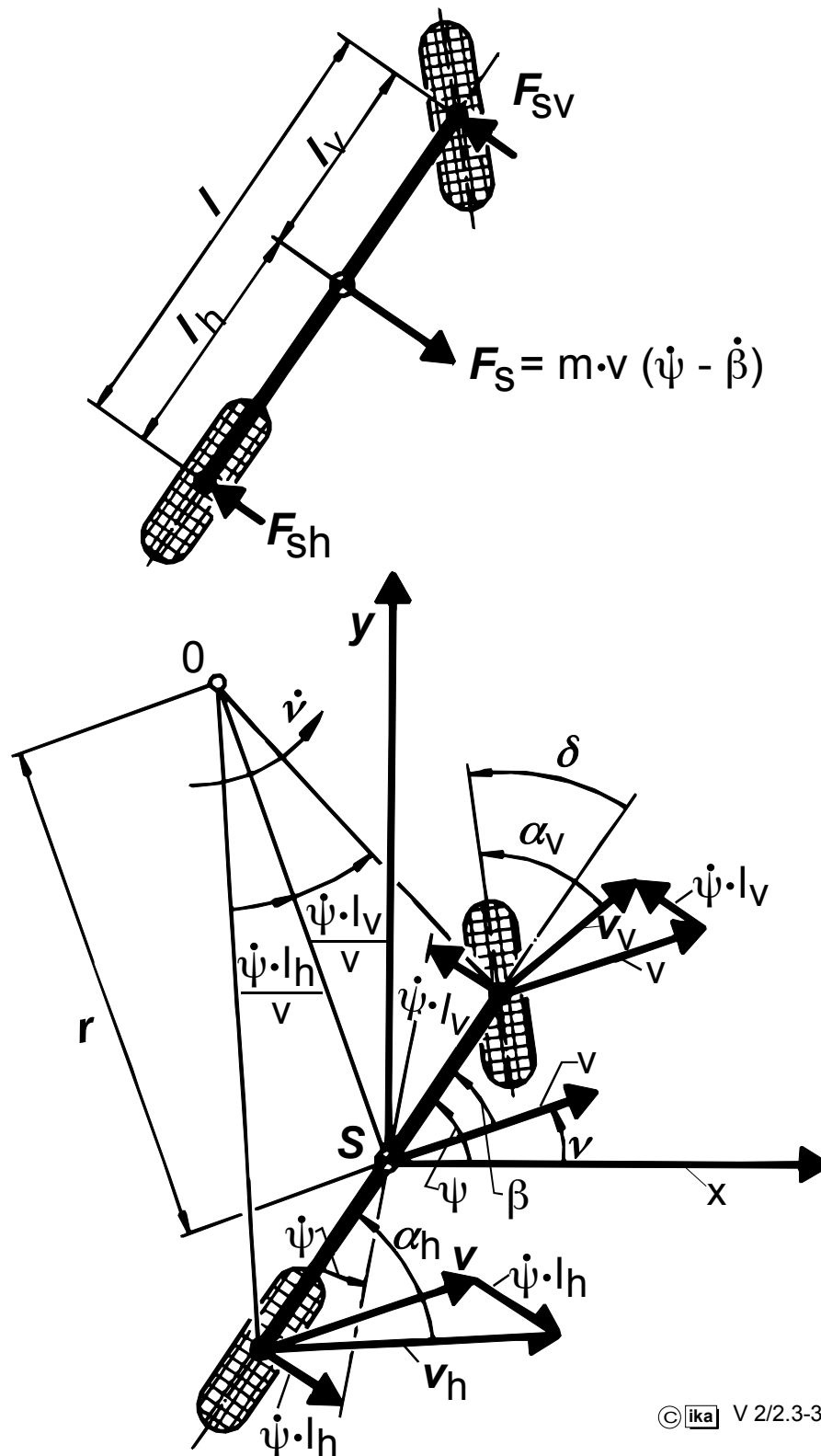


Bild 2.3-3: Einspur-Fahrzeugmodell

1. Newton'sche Bewegungsgleichung für die Fahrzeugquerrichtung:

$$m \cdot a_y = F_{sv} + F_{sh} \quad (2.3-2)$$

2. Drallsatz um die z-Achse durch den Fahrzeugschwerpunkt:

$$\theta \cdot \ddot{\psi} = F_{sv} \cdot l_v - F_{sh} \cdot l_h \quad (2.3-3)$$

Die im Fahrzeugschwerpunkt angreifende Trägheitskraft $m \cdot a_y$ entspricht der aus der momentanen Bahnkrümmung resultierenden Fliehkraft:

$$m \cdot a_y = m \cdot \frac{v^2}{r} = m \cdot \frac{v}{r} \cdot \dot{v} \cdot r = m \cdot v \cdot (\dot{\psi} - \dot{\beta}) \quad (2.3-4)$$

mit:

v = Fahrgeschwindigkeit

r = Bahnradius (momentan)

\dot{v} = Bahnwinkelgeschwindigkeit der Bewegung des Fahrzeugschwerpunktes

$\dot{\psi}$ = Giergeschwindigkeit (Winkelgeschwindigkeit des Fahrzeuges um die z-Achse)

$\dot{\beta}$ = Schwimmwinkelgeschwindigkeit (Winkeländerung zwischen Geschwindigkeitsvektor im Fahrzeugschwerpunkt und Fahrzeuglängsachse)

Für die Reifenseitenkräfte gilt:

$$F_{sv} = c_{sv} \cdot \alpha_v \quad (2.3-5)$$

$$F_{sh} = c_{sh} \cdot \alpha_h \quad (2.3-6)$$

Bem.: Anstelle der Schräglaufsteife c_{α} der Reifen wird eine resultierende Schräglaufsteife c_s angesetzt, in der die Elastizitäten der Radführungen berücksichtigt sind, die die Fahrzeugreaktionen erheblich beeinflussen.

Die Schräglaufwinkel können unter Beachtung der geometrischen Zusammenhänge für kleine Winkel folgendermaßen formuliert werden (vgl. Bild 2.3-3 unten).

$$\alpha_v = \delta + \beta - \frac{l_v \cdot \dot{\Psi}}{v} \quad (2.3-7)$$

$$\alpha_h = \beta + \frac{l_h \cdot \dot{\Psi}}{v} \quad (2.3-8)$$

mit:

ψ = Gierwinkel (Winkel zwischen Fahrzeuglängsachse und x-Achse)

β = Schwimmwinkel (Winkel zwischen Fahrzeuglängsachse und Geschwindigkeitsvektor im Schwerpunkt)

α = Schräglaufwinkel am Rad (Winkel zwischen Radumfangsrichtung und Geschwindigkeitsvektor im Radaufstandspunkt)

δ = Lenkwinkel am Rad (Winkel zwischen Radumfangsrichtung und Fahrzeuglängsachse)

2.3.1 Stationäre Kreisfahrt

Die stationäre Kreisfahrt eines Straßenfahrzeuges ist dadurch charakterisiert, daß neben der Fahrgeschwindigkeit v auch die Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}$ und der Schwimmwinkel β konstant sind, d.h. $\dot{\psi} = 0$, $\dot{\beta} = 0$.

Anstelle des Drallsatzes (Gl. 2.3-3) kann in diesem Fall je ein Momentengleichgewicht um vorderen und hinteren Radaufstandspunkt formuliert werden:

$$F_{sv} \cdot l = m \cdot a_y \cdot l_h \quad (2.3-9)$$

$$F_{sh} \cdot l = m \cdot a_y \cdot l_v \quad (2.3-10)$$

mit Gl. 2.3-5 und Gl. 2.3-6 erhält man:

$$c_{sv} \cdot \left(\delta + \beta - \frac{l_v \cdot \dot{\Psi}}{v} \right) = \frac{l_h}{l} \cdot m \cdot a_y \quad (2.3-11)$$

$$c_{sh} \cdot \left(\beta + \frac{l_h \cdot \dot{\Psi}}{v} \right) = \frac{l_v}{l} \cdot m \cdot a_y \quad (2.3-12)$$

Da bei der stationären Kreisfahrt $\dot{\beta} = 0$ ist, folgt aus (Gl. 2.3-4):

$$\psi = \frac{v}{r}$$

Nach Auflösen der Gleichungen 2.3-11 und 2.3-12 nach β und Gleichsetzen folgt damit nach einer Umformung:

$$\delta = \frac{l}{r} + \frac{m}{l} \cdot \left(\frac{l_h}{c_{sv}} - \frac{l_v}{c_{sh}} \right) \cdot a_y \quad (2.3-13)$$

Von dieser Gleichung ist eine wesentliche Aussage über das Verhalten eines Fahrzeugs bei Kurvenfahrt abzuleiten:

Der zum Befahren einer Kurve notwendige Lenkwinkel setzt sich zusammen aus einem Anteil, der allein von den geometrischen Daten (l/r) abhängt (**Ackermannwinkel**), und einem zweiten Teil, der den Einfluß der Querbesehleunigung charakterisiert. Zu einem bei geringer Geschwindigkeit ($a_y \approx 0$) erforderlichen Lenkwinkel ist also bei höherer Geschwindigkeit ($a_y > 0$) ein Zuschlag zu addieren, der den Lenkwinkel

vergrößern	$\left(\frac{l_h}{c_{sv}} > \frac{l_v}{c_{sh}} \right)$	
	oder	
verringern	$\left(\frac{l_h}{c_{sv}} < \frac{l_v}{c_{sh}} \right)$	kann.

Für den Sonderfall: $\left(\frac{l_h}{c_{sv}} = \frac{l_v}{c_{sh}} \right)$

ist keine Veränderung des Lenkwinkels in Abhängigkeit von a_y vorhanden.

Diese Gesetzmäßigkeit ist für die Wechselwirkungen zwischen Fahrerhandlungen und Fahrzeugreaktionen in dem Regelkreis Fahrer - Fahrzeug von besonderer Bedeutung. Der Fahrer muß bei Kurvenfahrt einen Lenkwinkel einstellen, der nicht nur vom Kurvenradius, sondern außerdem von der aktuellen Querbesehleunigung abhängt.

Ursache für die Abhängigkeit des Lenkwinkels von der Querbesehleunigung ist, daß sich an den Fahrzeugrädern unter der Wirkung einer Querkraft Schräglaufwinkel einstellen, deren Beträge für Vorder- und Hinterräder in der Regel voneinander abweichen.

Die Schräglaufwinkeldifferenz am Einspur-Modell ergibt sich zu:

$$\alpha_v = \delta + \beta - \frac{l_v \cdot \dot{\Psi}}{v} \quad (2.3-14)$$

$$\alpha_h = \beta + \frac{l_h \cdot \dot{\Psi}}{v} \quad (2.3-15)$$

$$\Delta\alpha = \alpha_v - \alpha_h = \delta - \frac{l \cdot \dot{\Psi}}{v} \quad (2.3-16)$$

mit $v = \psi \cdot r$:

$$\Delta\alpha = \delta - \frac{l}{r}$$

mit (Gl. 2.3-13):

$$\Delta\alpha = \frac{m}{l} \cdot \left(\frac{l_h}{c_{sv}} - \frac{l_v}{c_{sh}} \right) \cdot a_y \quad (2.3-17)$$

Gleichung 2.3-13 kann auch so interpretiert werden, daß der vom Fahrer einzustellende Lenkwinkel neben dem geometrischen Anteil l/r einen Anteil enthalten muß, aus dem die zur Kurshaltung erforderliche Schräglaufwinkeldifferenz $\Delta\alpha$ resultiert (Gl. 2.3-16). Die Abhängigkeit der erforderlichen Schräglaufwinkeldifferenz von der Querbewegung wird bestimmt durch Fahrzeug- und Reifenparameter. Die Abhängigkeit der Lenkeigenschaften eines Fahrzeuges von diesen Parametern wird in ihrer Wirkung als "Eigenlenkverhalten" bezeichnet.

Bei den in besonderem Maße einflußnehmenden Parametern (also die Parameter der Gl. 2.3-17 für das linearisierte Einspur-Fahrzeugmodell) handelt es sich um Größen, deren Auslegungsspielraum mit Festlegung des Fahrzeugkonzeptes relativ stark eingeschränkt wird. Die Auswirkung auf das Eigenlenkverhalten muß daher bereits in einer sehr frühen Phase einer Fahrzeugentwicklung berücksichtigt werden.

Da der Fahrer die Schräglaufwinkeldifferenz $\Delta\alpha$ über den Lenkwinkel δ ausregeln muß, kann sie als quantifizierbare Meßgröße zur Beurteilung des Lenkverhaltens herangezogen werden. Sie bildet die Basis für die klassische Definition des Über- und Untersteuerns nach OLLEY (1940) /31/.

Übersteuern $\Delta\alpha = \alpha_v - \alpha_h < 0$

Neutral $\Delta\alpha = \alpha_v - \alpha_h = 0$

Untersteuern $\Delta\alpha = \alpha_v - \alpha_h > 0$

Nach dieser Definition ist der zum Befahren einer Kreisbahn notwendige Lenkwinkel bei einem übersteuernden Fahrzeug kleiner, bei einem untersteuernden Fahrzeug größer als derjenige, der bei neutralem Fahrverhalten erforderlich wäre, **Bild 2.3-4**.

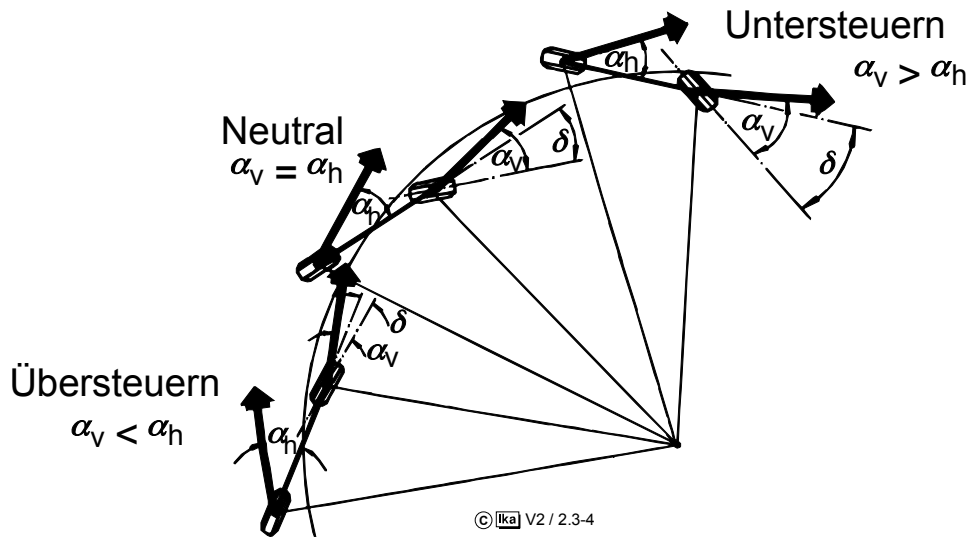


Bild 2.3-4: Charakteristische Fahrzustände nach der Definition von Olley

Trägt man die Gleichung 2.3-13 in Diagrammform auf, so kann man die grundsätzlichen Auswirkungen unterschiedlicher Schräglaufsteifen vorn/ hinten und der Achslastverteilung diskutieren, **Bilder 2.3-5** und **2.3-6**:

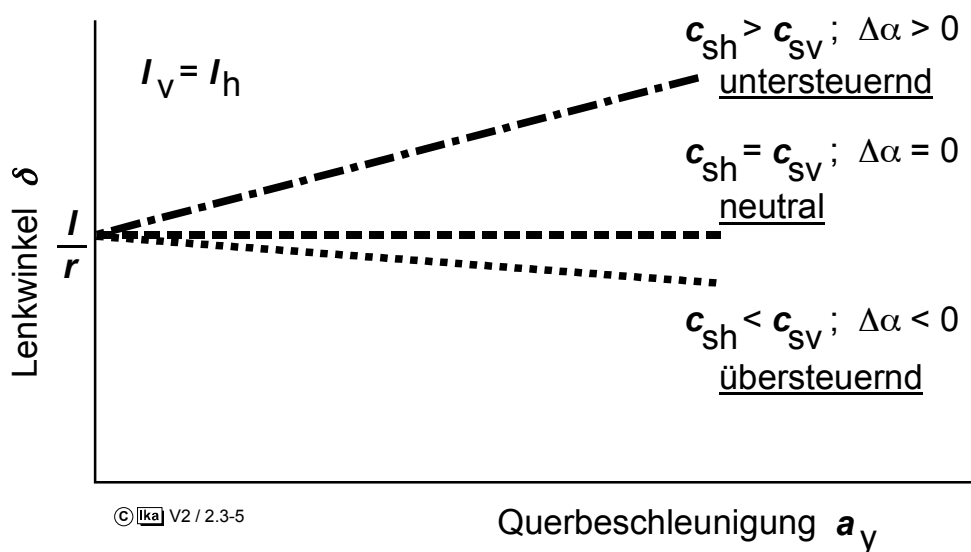


Bild 2.3-5: Lenkwinkelcharakteristik am Einspur-Modell bei Variation der Schräglaufsteifen (Bahnradius $r = \text{const.}$)

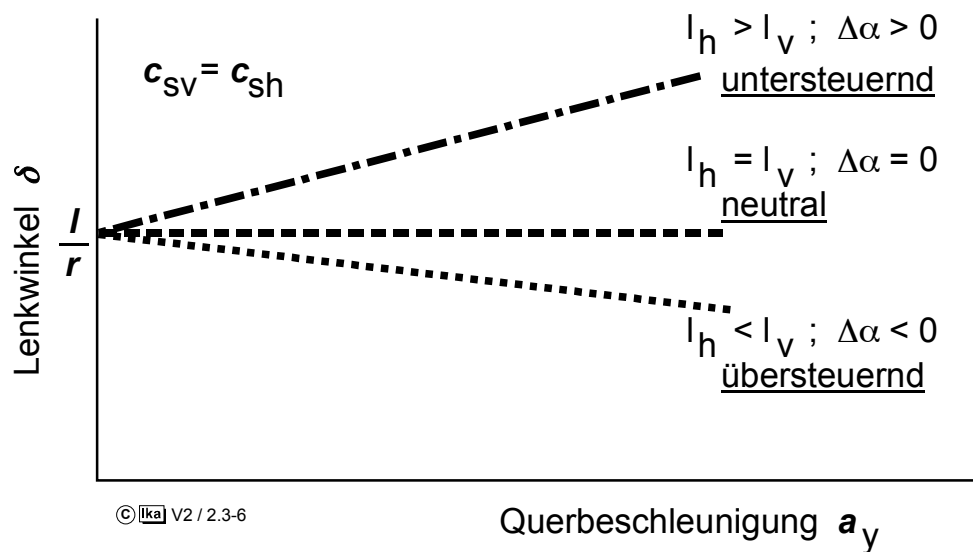


Bild 2.3-6: Lenkwinkelcharakteristik am Einspur-Modell bei Variation der Achslastverteilung (Bahnradius $r = \text{const.}$)

Wichtiger als die Absolutwerte der Schräglaufwinkeldifferenz bzw. des Lenkwinkels ist für die Beurteilung des Eigenlenkverhaltens der augenblickliche Wert des Gradienten $d\delta / da_y$ beim Befahren einer Kurve.

Die Definition des Eigenlenkverhaltens nach Olley ist daher nur für den Bereich kleiner Querbeschleunigungen sinnvoll, in dem die Fahrzeug- und Reifeneigenschaften mit ausreichender Genauigkeit linearisiert werden können.

Bei höheren Querbeschleunigungen ändern sich insbesondere die in den jeweiligen Betriebspunkten der Reifen wirksamen Schräglaufsteifen (vgl. Bild 2.3-1). Dadurch geht der lineare Zusammenhang zwischen Schräglaufwinkeldifferenz und Querbeschleunigung bzw. erforderlichem Lenkwinkel und Querbeschleunigung verloren. Das Vorzeichen des Gradienten $d\delta / da_y$ stimmt nicht unbedingt mit dem Vorzeichen der Schräglaufwinkeldifferenz überein.

Bild 2.3-7 zeigt einen entsprechenden Verlauf des Lenkwinkels über der Querbeschleunigung. Anstelle der Einteilung des Eigenlenkverhaltens in die Bereiche Unter-, Neutral- und Übersteuern nach der Definition von Olley hat sich daher eine Einteilung durchgesetzt, die sich am Vorzeichen des Gradienten $d\delta/da_y$ orientiert.

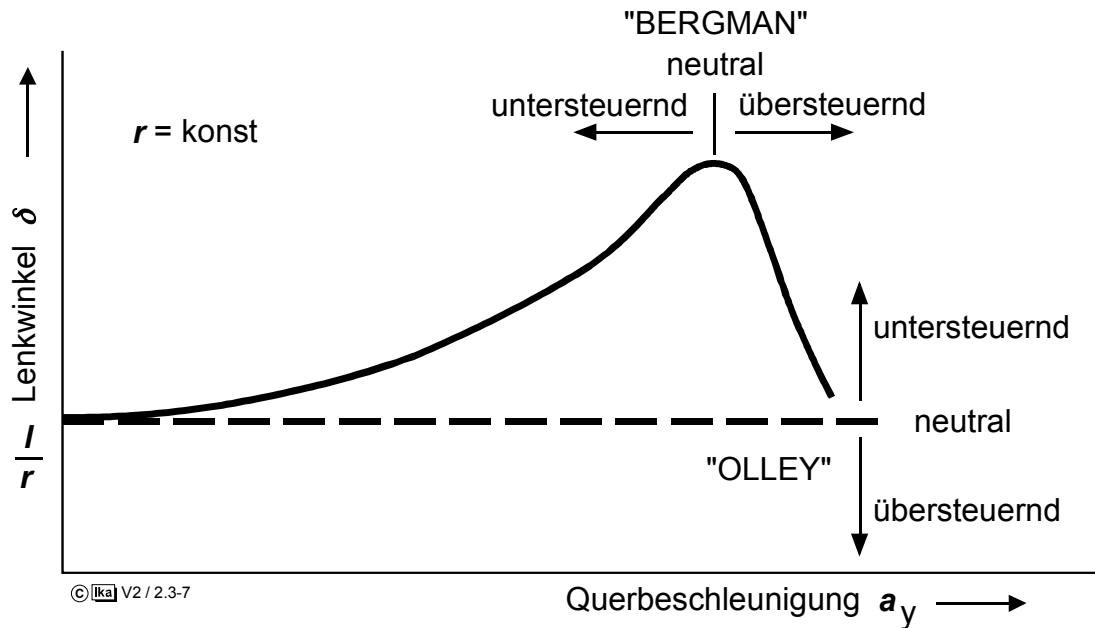


Bild 2.3-7: Unterschiedliche Definitionen des Lenkverhaltens

Definition des Lenkverhaltens nach BERGMANN aus dem Jahr 1965: /3/

$$d\delta / da_y > 0 \quad \Rightarrow \quad \text{Untersteuern}$$

$$d\delta / da_y = 0 \quad \Rightarrow \quad \text{Neutral}$$

$$d\delta / da_y < 0 \quad \Rightarrow \quad \text{Übersteuern}$$

Im linearen Bereich stimmen die Aussagen beider Definitionen überein.

Die durch Gl. 2.3-13 beschriebene wichtige Abhängigkeit zwischen Lenkverhalten und Fahrzeug- bzw. Reifenparametern gilt in differentieller Form auch unter Zugrundelegung nichtlinearer Reifeneigenschaften.

Mit

$$F_{sv} = \int_0^{\alpha_v} c_{sv}(\alpha) d\alpha \quad (2.3-18)$$

$$F_{sh} = \int_0^{\alpha_h} c_{sh}(\alpha) d\alpha \quad (2.3-19)$$

erhält man auch hier:

$$\frac{d\delta}{da_y} = \frac{m}{I} \cdot \left(\frac{l_h}{c_{sv}(\alpha_v)} - \frac{l_v}{c_{sh}(\alpha_h)} \right) \quad (2.3-20)$$

In Abhängigkeit von den aktuellen Betriebspunkten der Reifen, bzw. den resultierenden Schräglaufsteifen an Vorder- und Hinterachse, gilt also:

$c_{sh}(\alpha_h) \cdot l_h > c_{sv}(\alpha_v) \cdot l_v$	Untersteuern
$c_{sh}(\alpha_h) \cdot l_h = c_{sv}(\alpha_v) \cdot l_v$	neutrales Lenkverhalten
$c_{sh}(\alpha_h) \cdot l_h < c_{sv}(\alpha_v) \cdot l_v$	Übersteuern

Bei Erreichen der maximalen Quereschleunigung a_y wird beim untersteuernden Fahrzeug zuerst an der Vorderachse und beim übersteuernden Fahrzeug zuerst an der Hinterachse die Kraftschlußgrenze überschritten, d.h. der Schräglaufwinkel steigt an der betreffenden Achse unkontrolliert an.

Beim untersteuernden Fahrzeug resultiert daraus eine Abnahme des Schwimmwinkels β und damit eine relative Verringerung des Schräglaufwinkels α_h an der Hinterachse. Die zugehörige Seitenkraftabnahme an der Hinterachse führt zu einer Stabilisierung des Fahrzeuges auf einem größeren Bahnradius mit geringerer Quereschleunigung.

Beim übersteuernden Fahrzeug resultiert dagegen aus der schnellen Zunahme des Schräglaufwinkels an der Hinterachse eine Erhöhung des Schwimmwinkels β und damit eine relative Vergrößerung des Schräglaufwinkels α_v an der Vorderachse. Die zugehörige Seitenkraftzunahme bewirkt eine Zunahme der Schleudertendenz des Fahrzeuges. Eine Stabilisierung auf einem etwas größeren Bahnradius ist hier nur durch schnelle Zurücknahme des Lenkwinkels durch den Fahrer möglich, deren richtige Dosierung für den Normalfahrer schwierig ist. Bei der Auslegung des Eigenlenkverhaltens wird daher ein leicht untersteuerndes Verhalten angestrebt.

2.3.2 Instationäres Verhalten

Um zu Aussagen über das instationäre Verhalten von Straßenfahrzeugen zu gelangen, werden die in Abschnitt 2.3 eingeführten Bewegungsgleichungen für das linearisierte Einspur-Fahrzeugmodell ineinander eingesetzt. Aus Gl. 2.3-2 und Gl. 2.3-3 folgt mit Gl. 2.3-4, Gl. 2.3-5 und Gl. 2.3-6 zunächst:

$$m \cdot v \cdot (\psi - \dot{\beta}) = c_{sv} \cdot \left(\delta + \beta - \frac{l_v}{v} \cdot \dot{\psi} \right) + c_{sh} \cdot \left(\beta + \frac{l_h}{v} \cdot \dot{\psi} \right) \quad (2.3-21)$$

$$\Theta_Z \cdot \ddot{\psi} = c_{sv} \cdot \left(\delta + \beta - \frac{l_v}{v} \cdot \dot{\psi} \right) \cdot l_v - c_{sh} \cdot \left(\beta + \frac{l_h}{v} \cdot \dot{\psi} \right) \cdot l_h \quad (2.3-22)$$

Gl. 2.3-21 kann nach ψ aufgelöst werden:

$$\psi = \frac{m \cdot v \cdot \dot{\beta} + c_{sv} \cdot (\delta + \beta) + c_{sh} \cdot \beta}{m \cdot v - c_{sh} \cdot \frac{l_h}{v} + c_{sv} \cdot \frac{l_v}{v}} \quad (2.3-23)$$

Unter der Voraussetzung $v = \text{const.}$ erhält man durch Ableiten:

$$\ddot{\psi} = \frac{m \cdot v \cdot \ddot{\beta} + c_{sv} \cdot (\dot{\delta} + \dot{\beta}) + c_{sh} \cdot \dot{\beta}}{m \cdot v - c_{sh} \cdot \frac{l_h}{v} + c_{sv} \cdot \frac{l_v}{v}} \quad (2.3-24)$$

Damit kann ψ und $\ddot{\psi}$ in Gl. 2.3-22 ersetzt werden:

$$\begin{aligned} & \ddot{\beta} + \left(\frac{c_{sv} + c_{sh}}{m \cdot v} + \frac{c_{sv} \cdot l_v^2 + c_{sh} \cdot l_h^2}{v \cdot \Theta_Z} \right) \cdot \dot{\beta} \\ & + \left(\frac{c_{sh} \cdot l_h - c_{sv} \cdot l_v}{\Theta_Z} + \frac{c_{sv} \cdot c_{sh} \cdot l^2}{\Theta_Z \cdot m \cdot v^2} \right) \cdot \beta \\ & = \left(\frac{c_{sv} \cdot l_v}{\Theta_Z} - \frac{c_{sv} \cdot c_{sh} \cdot (l_v \cdot l_h + l_h^2)}{\Theta_Z \cdot m \cdot v^2} \right) \cdot \delta - \frac{c_{sv}}{m \cdot v} \cdot \dot{\delta} \end{aligned} \quad (2.3-25)$$

Man erhält also eine inhomogene lineare Differentialgleichung 2. Ordnung für den Schwimmwinkel β . Im inhomogenen Teil dieser Gleichung treten der Lenkwinkel δ und die Lenkwinkelgeschwindigkeit $\dot{\delta}$ als Störgrößen auf (bei realen Fahrzeugen sind zusätzlich Störungen durch Bodenunebenheiten und Windkräfte wirksam). Der homogene Teil der Differentialgleichung hat die Form der Bewegungsgleichung eines einfachen Schwingers mit Dämpfung:

$$\ddot{\beta} + A \cdot \dot{\beta} + B \cdot \beta = 0$$

$$2 \cdot \overbrace{D} \cdot \overbrace{\omega_e} \omega_e^2$$

Ein Straßenfahrzeug kann also Bewegungen in Form von gedämpften Schwingungen um die Hochachse ausführen. Durch einen Vergleich der Koeffizienten in der Differentialgleichung für β erhält man die ungedämpfte Eigenfrequenz ω_e und das Dämpfungsmaß D :

$$\omega_e = \sqrt{\frac{c_{sh} \cdot l_h - c_{sv} \cdot l_v}{\Theta_z} + \frac{c_{sv} \cdot c_{sh} \cdot l^2}{\Theta_z \cdot m \cdot v^2}} \quad (2.3-26)$$

$$D = \frac{\frac{c_{sv} + c_{sh}}{m \cdot v} + \frac{c_{sv} \cdot l_v^2 + c_{sh} \cdot l_h^2}{\Theta_z \cdot v}}{2 \cdot \omega_e} \quad (2.3-27)$$

$$\omega_{e \text{ m.D.}} = \sqrt{1 - D^2} \cdot \omega_e \quad (2.3-28)$$

Obwohl obige Größen aus einer Differentialgleichung für den Schwimmwinkel β gewonnen wurden, werden sie dennoch als Giereigenfrequenz und als Gierdämpfungsmaß bezeichnet. Dieser rein formale Schritt wird dadurch ermöglicht, daß sowohl der Schwimmwinkel als auch der Gierwinkel eine Bewegung des Fahrzeuges um die Hochachse beschreiben. Eine Schwingung um diese Achse kann demzufolge für beide Winkel nur eine Frequenz und ein Dämpfungsmaß besitzen.¹

¹ Die mathematische Bestätigung obiger Aussage folgt aus einer Betrachtung des Bahnwinkels ν , der sich aus der Differenz von Gierwinkel ψ und Schwimmwinkel β zusammensetzt (s. Bild 2.3-3):

$$\nu = \psi - \beta$$

Entsprechend gilt für die Ableitungen der Winkel:

$$\dot{\nu} = \dot{\psi} - \dot{\beta}$$

$$\ddot{\nu} = \ddot{\psi} - \ddot{\beta} \quad \text{bzw.} \quad \ddot{\psi} = \ddot{\beta}$$

wenn die Bahnwinkelbeschleunigung vernachlässigt wird ($\ddot{\nu} = 0$). Mit Hilfe dieser Beziehungen läßt sich in Gl. 2.3-25 der Schwimmwinkel β durch den Gierwinkel ψ ersetzen. Man erhält dann wiederum eine inhomogene lineare Differentialgleichung 2. Ordnung:

$$\ddot{\psi} + A \cdot \dot{\psi} + B \cdot \psi = X_1 \cdot \delta + X_2 \cdot \dot{\delta} + Y_1 \cdot \nu + Y_2 \cdot \dot{\nu}$$

Im inhomogenen Teil dieser Gleichung treten nun neben den Bewegungsgrößen des Lenkwinkels δ nun auch die des Bahnwinkels ν als Störgrößen auf; die Eigenfrequenz und das Dämpfungsmaß des homogenen Anteils bleiben jedoch unverändert.

Bild 2.3-8 zeigt den typischen Verlauf von Giereigenfrequenz und Gierdämpfung. Den Diagrammen liegen folgende Fahrzeugdaten zugrunde:

$$\begin{array}{ll}
 l & = 2,5 \text{ m} & m & = 1300 \text{ kg} \\
 l_v & = 1,3 \text{ m} & \Theta_z & = 1960 \text{ kgm}^2 \\
 l_h & = 1,2 \text{ m} & c_{sv} & = 30000 \text{ N/rad}
 \end{array}$$

Die Schräglauftiefe der Hinterräder c_{sh} wird variiert, so daß sich insgesamt drei Fahrzeuge mit unterschiedlichem Lenkverhalten ergeben:

$$\begin{array}{lll}
 c_{sh} = 30000 \text{ N/rad} & : & c_{sh} \cdot l_h < c_{sv} \cdot l_v \Rightarrow \text{übersteuern} \\
 c_{sh} = 35000 \text{ N/rad} & : & c_{sh} \cdot l_h > c_{sv} \cdot l_v \Rightarrow \text{untersteuern} \\
 c_{sh} = 40000 \text{ N/rad} & : & c_{sh} \cdot l_h > c_{sv} \cdot l_v \Rightarrow \text{untersteuern}
 \end{array}$$

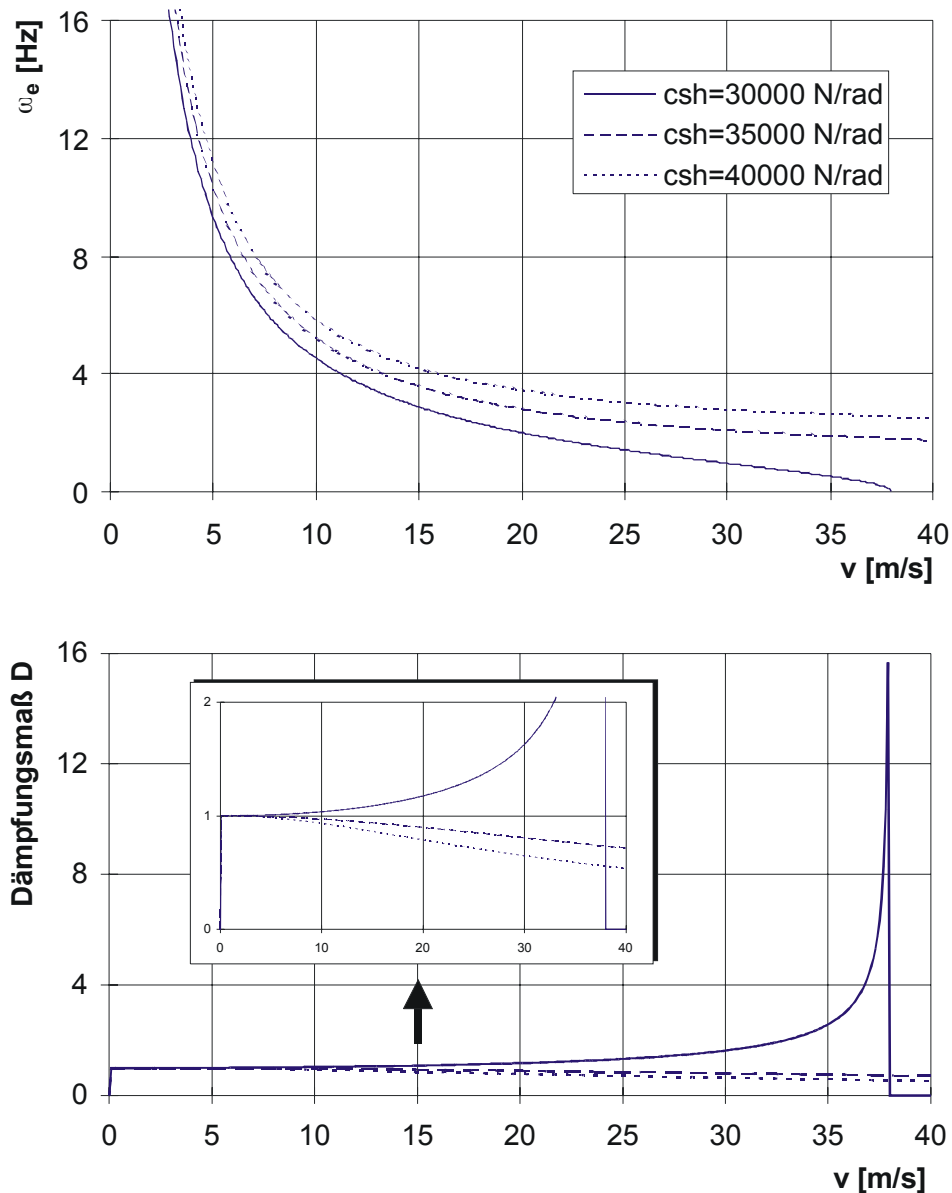


Bild 2.3-8: Giereigenfrequenz und Gierdämpfung als Funktion der Fahrgeschwindigkeit

Für untersteuernde Fahrzeuge ($c_{sh} \cdot l_h > c_{sv} \cdot l_v$) nimmt die Gierdämpfung mit der Fahrgeschwindigkeit ab.

Bei übersteuernden Fahrzeugen ($c_{sh} \cdot l_h < c_{sv} \cdot l_v$) existiert eine kritische Fahrgeschwindigkeit v_{krit} , bei der die ungedämpfte Giereigenfrequenz ω_e zu Null bzw. die Gierdämpfung D negativ wird. (vgl. Gl. 2.3-26 bzw. Gl. 2.3-27). Eine Gierbewegung klingt nach Überschreiten dieser kritischen Fahrgeschwindigkeit nicht mehr ab. Das Fahrzeug verliert die Kursstabilität und beginnt zu schleudern.

Durch entsprechende Fahrzeugauslegung erreicht man, daß die kritische Fahrgeschwindigkeit so groß ist, daß sie nicht erreicht werden kann oder gar nicht existiert (untersteuerndes Fahrzeug).

In extremen Fahrsituationen können sich jedoch Betriebspunkte der Reifen einstellen (hohe Kraftschlußbeanspruchung durch Überlagerung von Seiten- und Umfangskräften, ungünstige Radlastverschiebungen), in denen die momentan wirksamen Schräglaufsteifen Werte annehmen, die zu einem "dynamischen Übersteuern" führen /45/. Bei entsprechend hoher Fahrgeschwindigkeit wird dadurch u.U. die Grenze der Kursstabilität überschritten.

Das Ziel in der Fahrzeugkonstruktion hinsichtlich des Lenkverhaltens kann allgemein durch die Forderung nach schneller Reaktion auf Lenkeinschläge angegeben werden, wobei aber möglichst kein Überschwingen auftreten soll. **Bild 2.3-9** stellt einen Zusammenhang zwischen diesen Anforderungen an die Fahrzeugauslegung und den Systemparametern Giereigenfrequenz und Gierdämpfung her.

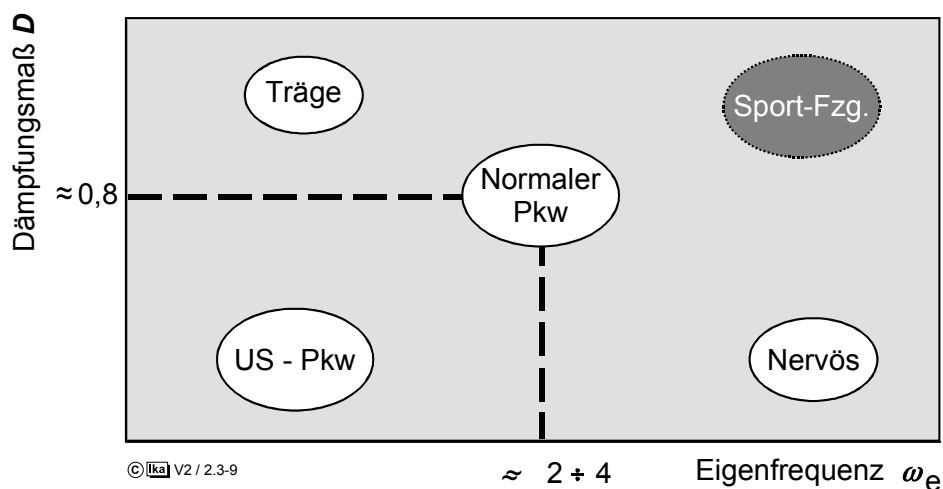


Bild 2.3-9: Fahrzeugcharakteristik in Abhängigkeit von der Gierdämpfung und der Giereigenfrequenz ($v = 20 - 30$ m/s)

Da die einflußnehmenden Fahrzeugparameter auch durch Anforderungen an andere Fahrzeugeigenschaften (Federungseigenschaften, Zuladungsmöglichkeiten, Motoranordnung) festgelegt werden, ist eine optimale Auslegung nicht bei jedem Fahrzeugkonzept möglich.

Die Reaktion des Fahrzeuges auf Lenkbewegungen wird in den folgenden Abschnitten noch detaillierter betrachtet.

2.3.3 Fahrzeug als Regelkreiselement

Bereits zu Beginn des Kapitels 2 wurde erläutert, daß die Wechselwirkungen zwischen Fahrerhandlungen und Fahrzeugreaktionen als Vorgänge in einem geschlossenen Regelkreis aufgefaßt werden können.

Daher soll das Lenkverhalten des linearisierten Einspur-Fahrzeugmodells nun als Reaktion der Regelstrecke Fahrzeug auf die Stellgröße bzw. Eingangsgröße Lenkwinkel δ untersucht werden. Als Ausgangsgröße der Regelstrecke Fahrzeug werden die Giergeschwindigkeit ψ und die Quereschleunigung a_y betrachtet.

2.3.3.1 Statisches Verhalten der Regelstrecke Fahrzeug

Zur Beschreibung des statischen Verhaltens der Regelstrecke Fahrzeug wird auf die in Abschnitt 2.3-1 hergeleitete Beziehung zwischen Lenkwinkel δ und Quereschleunigung a_y für stationäre Kreisfahrt des linearisierten Einspur-Fahrzeugmodells zurückgegriffen, Gl. 2.3-13.

Wie in der Regelungstechnik üblich, wird die Ausgangsgröße ψ auf die Eingangsgröße δ bezogen. Mit $1/r = \psi / v$ und $a_y = v \cdot \dot{\psi}$ folgt aus Gl. 2.3-13 nach Umformen:

$$\left(\frac{\psi}{\delta}\right)_{\text{stat.}} = \frac{v}{1 + \frac{m}{l} \cdot \left(\frac{l_h}{c_{sv}} - \frac{l_v}{c_{sh}}\right) \cdot v^2} \quad (2.3-29)$$

$$\left(\frac{\psi}{\delta}\right)_{\text{stat.}} = \frac{v}{1 + \frac{d\delta}{da_y} \cdot v^2} \quad (2.3-30)$$

Das Verhältnis ψ / δ wird als stationärer Gierverstärkungsfaktor bezeichnet. **Bild 2.3-10** zeigt die Abhängigkeit des Gierverstärkungsfaktors von der Fahrgeschwindigkeit v für Fahrzeuge mit unterschiedlichem Eigenlenkverhalten (vgl. Gl. 2.3-20).

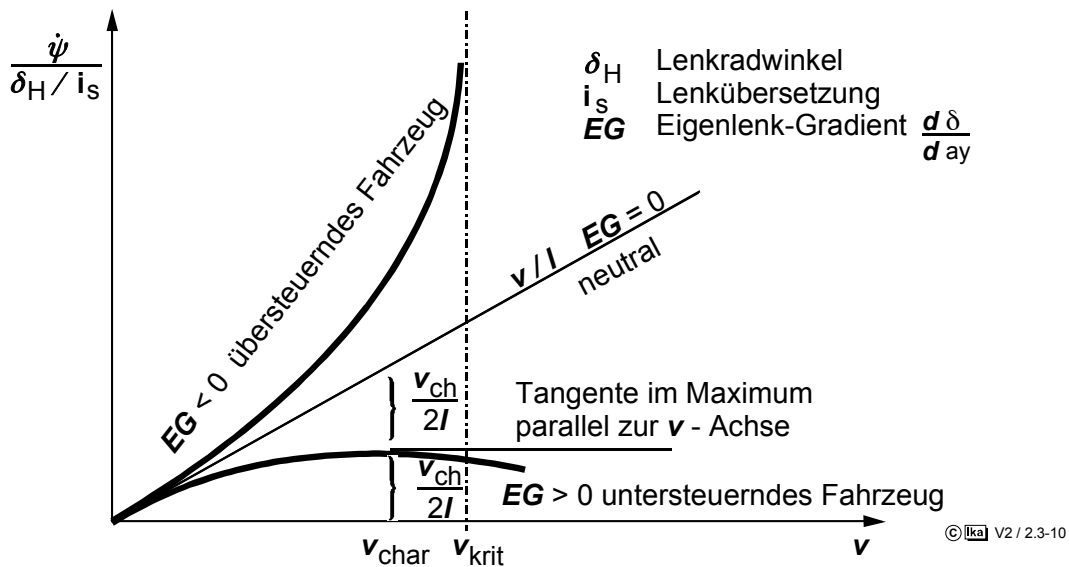


Bild 2.3-10: Gierverstärkungsfaktor als Funktion der Fahrgeschwindigkeit /45/

Die Bedeutung der kritischen Geschwindigkeit v_{krit} wurde im vorangegangenen Abschnitt bereits erläutert. Bei Erreichen der kritischen Geschwindigkeit strebt die Lenkempfindlichkeit des übersteuernden Fahrzeuges gegen ∞ , d.h. das Fahrzeug kann nicht stabilisiert werden.

Die Kurve für die Lenkempfindlichkeit des untersteuernden Fahrzeuges weist ein Maximum auf. Die zugehörige Fahrgeschwindigkeit wird als charakteristische Geschwindigkeit v_{char} bezeichnet. Mit v_{char} läßt sich Gl. 2.3-30 für den stationären Gierverstärkungsfaktor in einer weiteren Form schreiben:

$$\left(\frac{\psi}{\delta}\right)_{\text{stat.}} = \frac{v}{l \cdot \left(1 + \frac{v^2}{v_{char}^2}\right)} \quad (2.3-31)$$

Heutige PKW werden so ausgelegt, daß die maximale Lenkempfindlichkeit bei einer Fahrgeschwindigkeit zwischen $v_{char} = 65 \text{ km/h}$ und 100 km/h liegt /45/, /37/. Die dazu erforderliche Untersteuertendenz $d\delta / da_y$ kann anhand von Gl. 2.3-30 abgeschätzt werden.

2.3.3.2 Dynamisches Verhalten der Regelstrecke Fahrzeug

Für eine Analyse des dynamischen Verhaltens der Regelstrecke Fahrzeug wird auf die in Abschnitt 2.3.2 aufgestellten Differentialgleichungen für die Bewegungen des linearisierten Einspur-Fahrzeugmodells in der Ebene zurückgegriffen, Gl. 2.3-21 und Gl. 2.3-22.

Nach einer Laplace-Transformation /32/ lassen sich die Bewegungsgleichungen ineinander einsetzen und man erhält nach einigen Umformungen die Übertragungsfunktion der Giergeschwindigkeit /45/:

$$\frac{\psi}{\delta} = F(s) = \left(\frac{\psi}{\delta} \right)_{\text{stat.}} \cdot \frac{1 + T_z \cdot s}{1 + \frac{2 \cdot D}{\omega_e} \cdot s + \frac{1}{\omega_e^2} \cdot s^2} \quad (2.3-32)$$

mit:

s	:	Laplace-Transformierte
$(\psi / \delta)_{\text{stat}}$:	stationärer Gierverstärkungsfaktor
T_z	:	Zählerzeitkonstante
ω_e	:	ungedämpfte Giereigenfrequenz
D	:	Gierdämpfungsmaß

Giereigenfrequenz ω_e und Gierdämpfungsmaß D wurden bereits in Abschnitt 2.3-2 eingeführt. Der stat. Gierverstärkungsfaktor ist aus Gl. 2.3-30 bekannt.

Die Zählerzeitkonstante T_z findet man ähnlich wie ω_e und D durch einen Koeffizientenvergleich:

$$T_z = \frac{m \cdot v \cdot l_v}{c_{sh} \cdot l} \quad (2.3-33)$$

Aus regelungstechnischer Sicht reagiert das linearisierte Einspur-Fahrzeugmodell auf eine Lenkwinkeleingabe also mit einer Gierbewegung wie eine Regelstrecke, die aus einer Reihenschaltung eines PT_2 -Elements und eines PD-Elements besteht /32/.

Die Laplace-Transformierten der Bewegungsgleichungen lassen sich auch so auflösen, daß die Übertragungsfunktion der Querbeschleunigung ermittelt werden kann /45/:

$$\frac{a_y}{\delta} = F'(s) = \left(\frac{a_y}{\delta} \right)_{\text{stat.}} \cdot \frac{1 + T_1 \cdot s + T_2 \cdot s^2}{1 + \frac{2 \cdot D}{\omega_e} \cdot s + \frac{1}{\omega_e^2} \cdot s^2} \quad (2.3-34)$$

mit:

$(a_y/\delta)_{\text{stat}}$: stationärer Verstärkungsfaktor der Querbeschleunigung

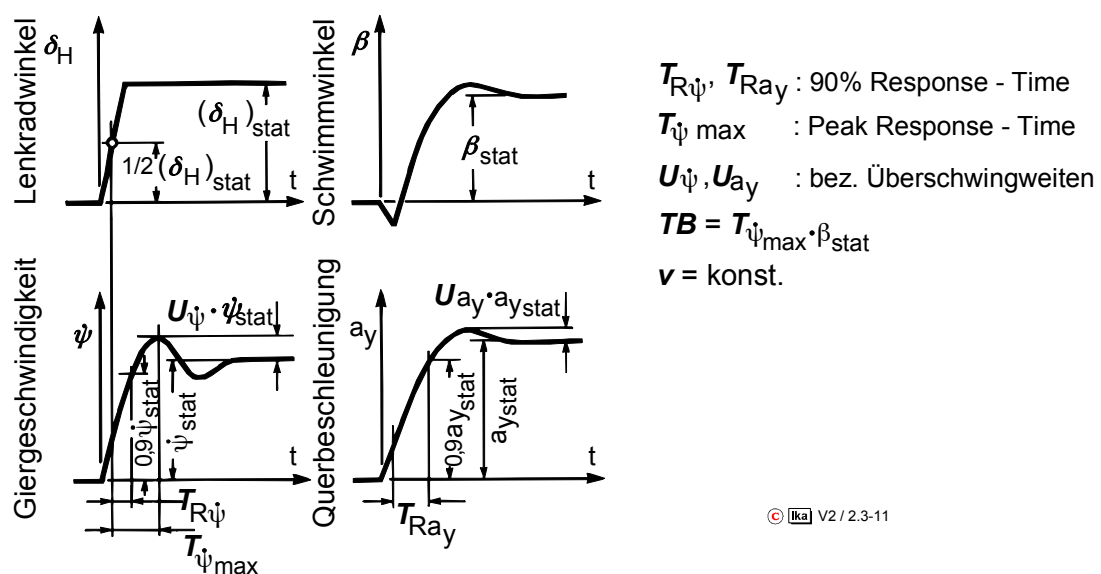
$T_1 = \frac{l_h}{v}$: Zeitkonstante

$T_2 = \frac{\Theta}{C_{sh} \cdot l}$: Zeitkonstante

In Abschnitt 2.3.2 wurde andeutungsweise der Zusammenhang zwischen Giereigenfrequenz, Gierdämpfung und instationärem Lenkverhalten eines Fahrzeuges dargestellt (Bild 2.3-10). Da die Angabe dieser beiden Systemparameter das instationäre Lenkverhalten nur teilweise beschreibt und die Parameter nicht unmittelbar meßbar sind, hat sich für eine objektive Bewertung die aus der Regelungstechnik bekannte Vorgehensweise durchgesetzt, das Verhalten eines Regelkreiselements anhand der Reaktionen auf spezielle Eingangssignale zu beurteilen.

Beim linearisierten Einspur-Fahrzeugmodell lassen sich die Fahrzeugreaktionen analytisch bestimmen, indem man die Laplace-Transformierte der Zeitfunktion für das Eingangssignal in Gl. 2.3-31 einsetzt und anschließend eine Rücktransformation in den Zeitbereich durchführt, die die zugehörige Zeitfunktion des Ausgangssignals liefert. Bei realen Fahrzeugen werden die Fahrzeugreaktionen experimentell ermittelt.

Die wichtigsten Testverfahren sind dabei die Fahrmanöver "Lenkwinkelsprung" (Sprungfunktion des Eingangssignals) und "Sinus-Lenken" (Frequenzgangermittlung). **Bild 2.3-11** zeigt den zeitlichen Verlauf der Giergeschwindigkeit und der Querbeschleunigung bei einem Lenkwinkelsprung.



© Ika V2 / 2.3-11

Bild 2.3-11: Zeitfunktionen der Fzg.-Bewegungsgrößen beim Lenkwinkelsprung /5/

Bei der Fahrzeugauslegung muß in der Regel ein Kompromiß zwischen der Forderung nach einem möglichst schnellen Ansprechen auf Lenkbewegungen und der ebenfalls erhobenen Forderung nach einem geringen Überschwingen der Bewegungsgrößen eingegangen werden. Bei heutigen PKW liegt der Wert der in Bild 2.3-12 dargestellten Ansprechzeit $T_{\psi_{\max}}$ zwischen 200 ms und 400 ms /45/.

Für einen sinusförmigen Lenkwinkelverlauf nimmt die Übertragungsfunktion der Giergeschwindigkeit für das linearisierte Einspur-Fahrzeugmodell (Gl. 2.3-32) folgende Form an:

$$F(i \cdot \omega) = \left(\frac{\psi}{\delta} \right)_{\text{stat.}} \cdot \frac{1 + T_z \cdot i \cdot \omega}{1 + \frac{2 \cdot D}{\omega_e} \cdot i \cdot \omega - \frac{\omega^2}{\omega_e^2}} \quad (2.3-35)$$

Das Amplitudenverhältnis $\hat{\psi} / \hat{\delta} = |F(i\omega)|$ ist also frequenzabhängig. Gleiches gilt für den Frequenzgang der Quereschleunigung, den man aus Gl. 2.3-34 in entsprechender Weise erhält:

$$F'(i \cdot \omega) = \left(\frac{a_y}{\delta} \right)_{\text{stat.}} \cdot \frac{1 + T_1 \cdot i \cdot \omega - T_2 \cdot \omega^2}{1 + \frac{2 \cdot D}{\omega_e} \cdot i \cdot \omega - \frac{\omega^2}{\omega_e^2}} \quad (2.3-36)$$

Außerdem tritt jeweils eine frequenzabhängige Phasenverschiebung φ zwischen sinusförmigem Eingangssignal $\delta(t)$ und sinusförmigem Ausgangssignal auf:

$$\varphi(i \cdot \omega) = \arctan \frac{\text{Im} (F(i \cdot \omega))}{\text{Re} (F(i \cdot \omega))} \quad (2.3-37)$$

Hinsichtlich der Frequenzgänge wird eine Fahrzeugauslegung angestrebt, mit der einerseits der Abfall des Quereschleunigungsamplitudengangs nicht bei zu niedrigen Frequenzen einsetzt (wichtig für Lenkreaktion bei schneller Lenkbewegung), andererseits die Überhöhung des Giergeschwindigkeitsamplitudengangs nicht zu stark ist /2/.

Daneben sollen in beiden Phasengängen bis zu hohen Frequenzen möglichst geringe Phasenverschiebungen auftreten (da diese erhöhte Anforderungen an die Fähigkeiten des Fahrers als Regler stellen). Die gegenseitige Kopplung zwischen den Übertragungsfunktionen von Giergeschwindigkeit und Quereschleunigung erlaubt allerdings nur einen Kompromiß zwischen diesen Anforderungen /37/.

Simulationstechnisch mit Hilfe von MATLAB gewonnene Frequenzgangfunktionen sind in den folgenden Bildern zu sehen. Hierin erfolgt eine Variation der Fahrgeschwindigkeit v , des Gierträgheitsmomentes Θ und der Schräglaufsteifigkeit der Hinterachse c_{sh} .

• Variation der Fahrgeschwindigkeit v :

In **Bild 2.3-12** sind die Frequenzgangfunktionen (Amplitudengang bzw. Verstärkung und Phasengang) unter Variation der Fahrgeschwindigkeit dargestellt. Für Frequenzen von $\omega = 0$ Hz liegen stationäre Verhältnisse vor. Die Amplitudenverstärkungen lauten dann:

$$\left(\frac{\psi}{\delta}\right)_{\text{stat.}} = \frac{v}{1 + \frac{d\delta}{da_y} \cdot v^2} \quad (\text{siehe Gl. 2.3-30})$$

$$\left(\frac{a_y}{\delta}\right)_{\text{stat.}} = \frac{v^2}{1 + \frac{d\delta}{da_y} \cdot v^2} \quad (2.3-38)$$

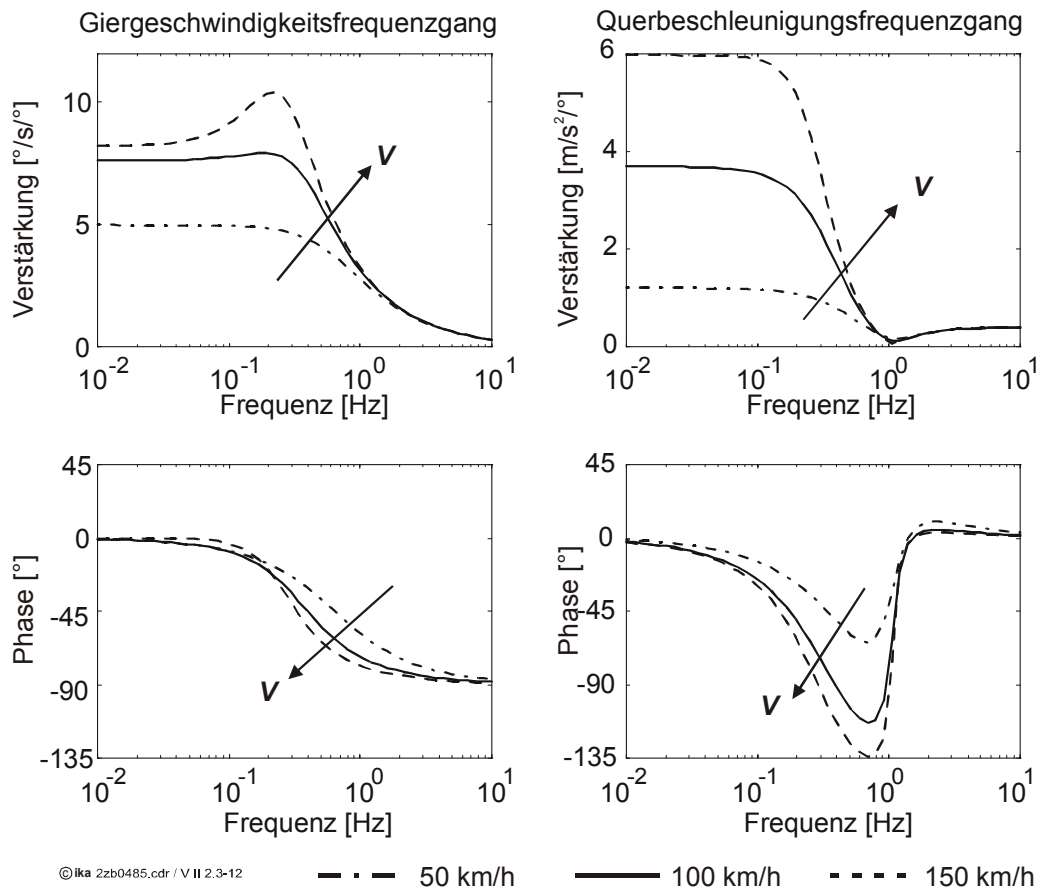


Bild 2.3-12: Frequenzgangfunktionen unter Variation der Fahrgeschwindigkeit v

Wie in Bild 2.3-12 zu sehen, stellen sich mit wachsender Geschwindigkeit höhere stationäre Verstärkungen ein. Von den jeweiligen Ausgangswerten fallen dann die Amplitudenkurven stark ab und laufen für hohe Frequenzen asymptotisch gegen einen Grenzwert.

Aus den Phasengängen läßt sich entnehmen, daß sich die Phasenverzögerungen und damit die Fahrzeugreaktionen auf Lenkwinkelangaben mit wachsender Geschwindigkeit vergrößern.

• Variation des Gierträgheitsmomentes Θ :

Bild 2.3-13 zeigt die Ergebnisse der Frequenzganganalyse unter Variation des Gierträgheitsmomentes Θ .

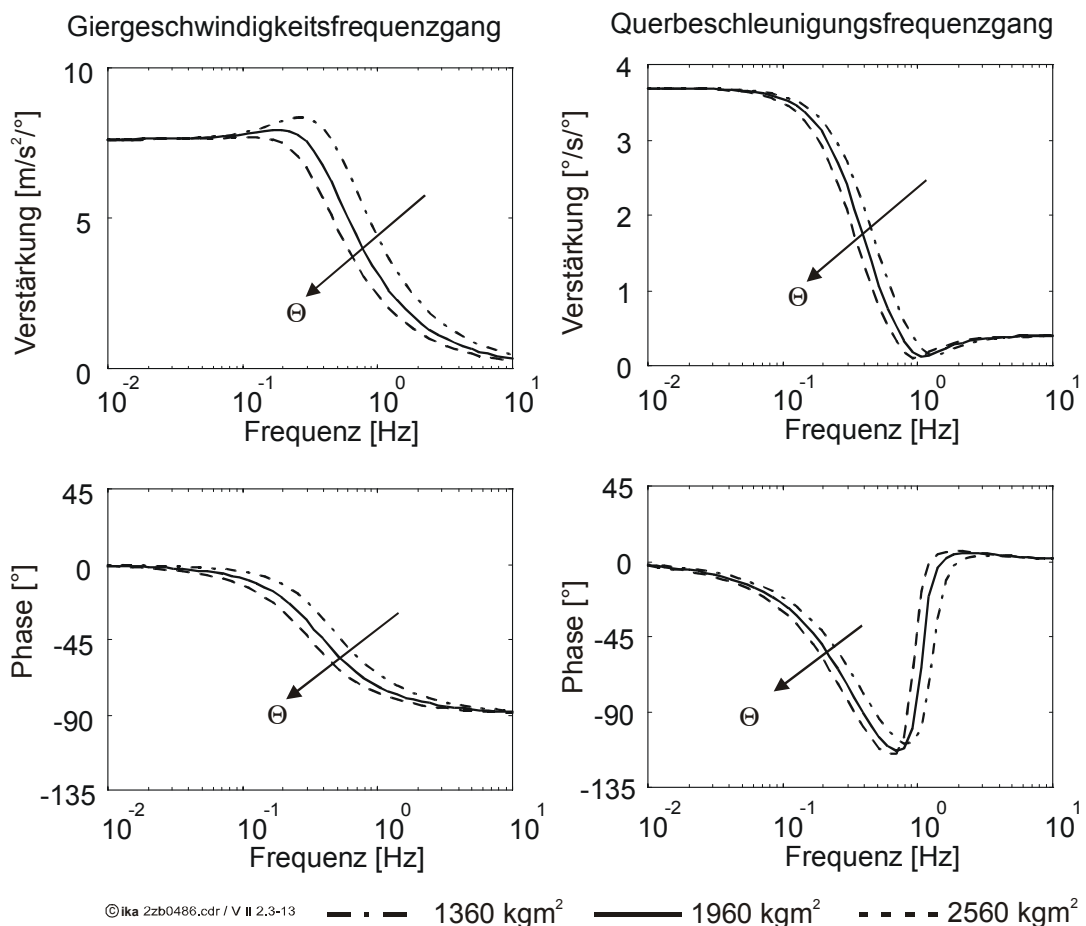


Bild 2.3-13: Frequenzgangfunktionen unter Variation des Gierträgheitsmomentes Θ

Entsprechend der Gl. 2.3-30 und 2.3-38 hat das Gierträgheitsmoment keinen Einfluß auf die stationäre Verstärkungen ($\omega = 0$). Für höhere Erregerfrequenzen wandern die Amplitudenmaxima mit Zunahme des Gierträgheitsmomenten-

tes zu niedrigeren Frequenzen hin, d.h. die Amplitudengänge fallen für höhere Gierträgheitsmomente bei niedrigeren Frequenzen ab und laufen wiederum asymptotisch gegen einen Grenzwert.

Auch die Phasengänge lassen eine eindeutige Einflußnahme des Gierträgheitsmomentes auf die Phasenwinkel zu. Mit zunehmendem Trägheitsmoment zeigt sich, wie zu erwarten, eine trägere Fahrzeugreaktion und damit ein erhöhtes Nacheilen.

• Variation der Schräglaufsteifigkeit der Hinterachse c_{Sh} :

Inwieweit sich die Untersteuertendenz des Beispielfahrzeuges auf die Frequenzgangfunktionen auswirkt, verdeutlicht das folgende **Bild 2.3-14**.

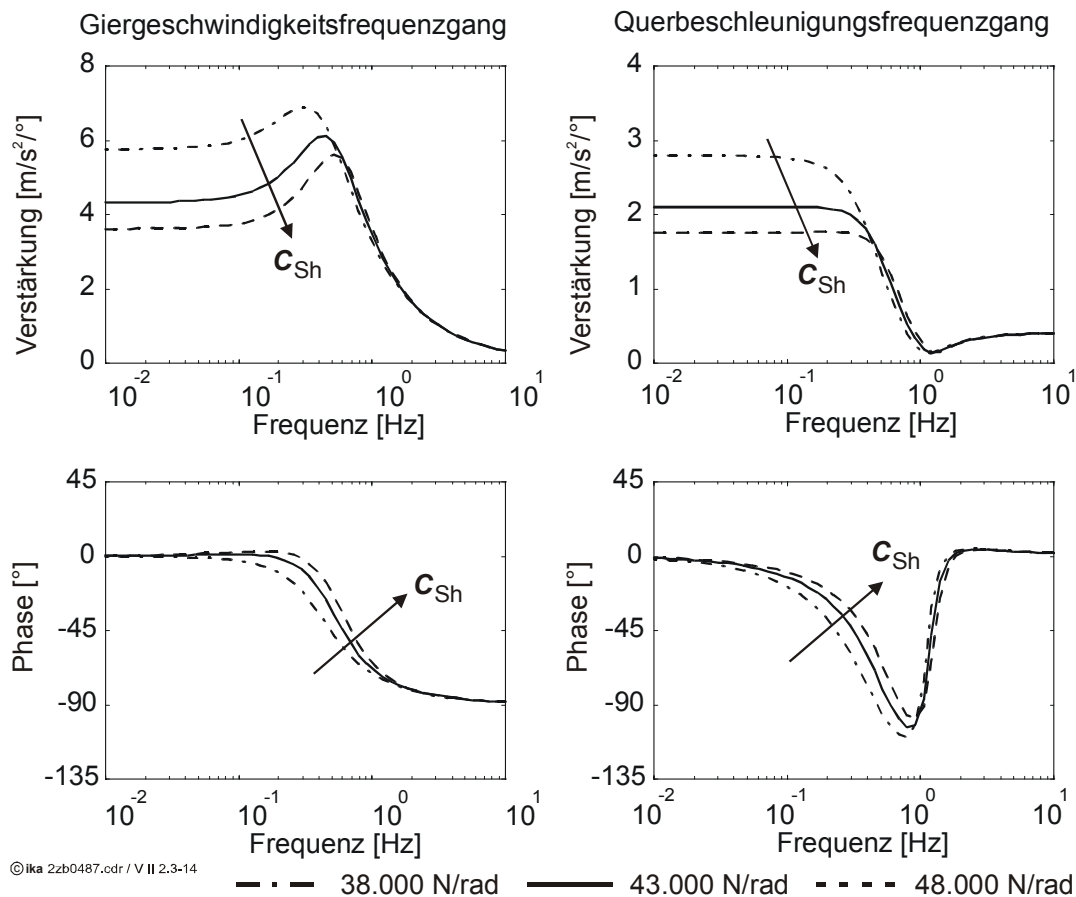


Bild 2.3-14: Frequenzgangfunktionen unter Variation der Schräglaufsteifigkeit der Hinterachse c_{Sh}

Mit zunehmender Untersteuerneigung ($c_{Sh} \uparrow$) sind geringere stationäre Amplitudenverstärkungen und geringere Phasenverzögerungen ablesbar. Im Hinblick auf die Eingangsformulierte Forderung, daß der Abfall des Querschleunigungs-

gungsamplitudengangs nicht bei zu niedrigen Frequenzen einsetzen soll, zeigt das am heftigsten untersteuernde Fahrzeug das beste Fahrverhalten. Allerdings zeigen sich für diese Fahrzeugversion auch die ausgeprägtesten Resonanzüberhöhungen im Amplitudengang der Giergeschwindigkeit.

Bei der Bewertung der Simulationsergebnisse muß allerdings beachtet werden, daß die analytischen Lösungen für das linearisierte Einspur-Fahrzeugmodell nur näherungsweise mit Frequenzgängen realer Fahrzeuge übereinstimmen können, da die Bewegungen realer Fahrzeuge durch eine große Zahl von Nichtlinearitäten beeinflusst werden.

Insbesondere die nichtlinearen Reifeneigenschaften, die ihrerseits eine Frequenzabhängigkeit aufweisen, beeinflussen das instationäre Lenkverhalten erheblich, wie in Abschnitt 2.2.6 erläutert wurde.

2.4 Vierrad-Fahrzeugmodell

Das bisher behandelte Einspur-Fahrzeugmodell erlaubte neben grundsätzlichen Untersuchungen über das Stabilitätsverhalten der Regelstrecke Fahrzeug bereits die qualitative Betrachtung des Einflusses einiger Fahrzeugparameter; z.B. die Auswirkung der Schwerpunktlage oder unterschiedlicher Schräglaufsteifen vorne und hinten auf Unter- oder Übersteuern.

Die Fahrstabilität realer Kraftfahrzeuge wird durch eine Vielzahl weiterer Parameter bestimmt. Wesentlichen Einfluß nehmen die Schwerpunkthöhe, die Wankfederraten und die Radaufhängungskinematik. Bei Annäherung an den fahrdynamischen Grenzbereich wirkt sich zudem das Antriebskonzept verstärkt auf das querdynamische Verhalten eines Fahrzeugs aus.

Untersuchungen zur Abhängigkeit des Lenkverhaltens und der Fahrstabilität von diesen Parametern erfordern den Übergang vom linearisierten Einspur-Fahrzeugmodell auf ein dreidimensionales Vierrad-Fahrzeugmodell, das insbesondere auch eine genauere Darstellung der nichtlinearen Reifeneigenschaften einschließt.

2.4.1 Modellformulierung

Für das Einspur-Fahrzeugmodell wurden in Abschnitt 2.3 linearisierte Bewegungsgleichungen aufgestellt und der Einfluß der Fahrzeugparameter auf das Lenkverhalten und die Kursstabilität anhand dieser Gleichungen analysiert. Das Gleichungssystem zur Beschreibung der Bewegungen eines räumlichen Vierrad-Fahrzeugmodells kann aufgrund seiner Komplexität analytisch nicht ausgewertet werden. Für die folgende Parameterstudie wird daher ein Rechenmodell des Gesamtfahrzeuges im Simulationsprogramm ADAMS erzeugt.

Zur Bildung des Fahrzeugrechnermodells muß das Fahrzeug zunächst in seinen Einzelteilen dargestellt werden. Im ADAMS-Datensatz wird dabei jedes Teil durch seine Masse, die Koordinaten seines Schwerpunktes und seine Massenträgheitsmomente um die drei Hauptträgheitsachsen charakterisiert. Auf den Teilen werden Punkte angegeben, um die verschiedenen Teile durch Gelenke miteinander zu verbinden und Kräfte wirken zu lassen.

Die verschiedenen Gelenktypen werden in einer "Bibliothek" angeboten. Die Anzahl der Freiheitsgrade wird für das jeweilige Gelenk mit angegeben.

Ähnlich wird bei den Kräften verfahren. Aus einer Liste linearer Kräfte können beispielsweise allgemeine Feder-Dämpfer-Elemente oder compression-only-Kräfte zur Modellierung von Anschlägen beziehungsweise Kollisionspunkten gewählt werden.

Mittels selbst geschriebener FORTRAN-Unterprogramme lassen sich neben den linearen Standardelementen für Kräfte und Bewegungen beliebige Nicht-linearitäten mit in die Berechnung einschließen. So können beispielsweise die Reifeneigenschaften in vollem Umfang durch gemessene Kennfelder beschrieben werden (vgl. Abschnitt 2.2.4.1). **Bild 2.4-1** zeigt das ADAMS-Modell eines Vollfahrzeuges.

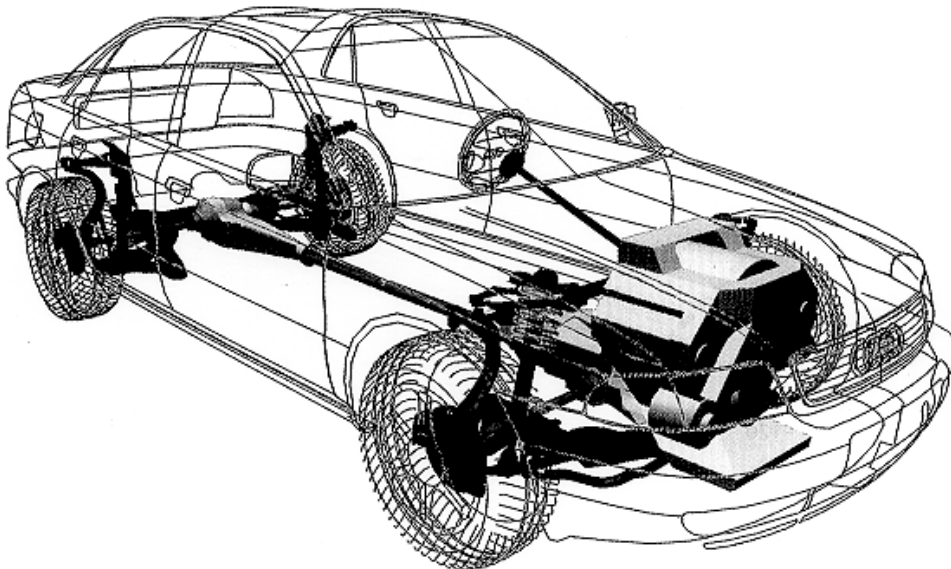


Bild 2.4-1: ADAMS-Modell eines Vollfahrzeuges für Fahrdynamiksimulationen (Audi A8)

Das der folgenden Simulation zugrunde liegende Fahrzeug ist deutlich einfacher als das sehr komplexe Modell aus Bild 2.4-1. So werden beispielsweise die Elastizitäten in den Radaufhängungen vernachlässigt, um die Anzahl der Einflußgrößen zu reduzieren und so die Deutung der Rechenergebnisse zu erleichtern.

Die der Berechnung zugrunde liegenden Reifenkennfelder sind in den folgenden **Bildern 2.4-2** und **2.4-3** abgebildet.

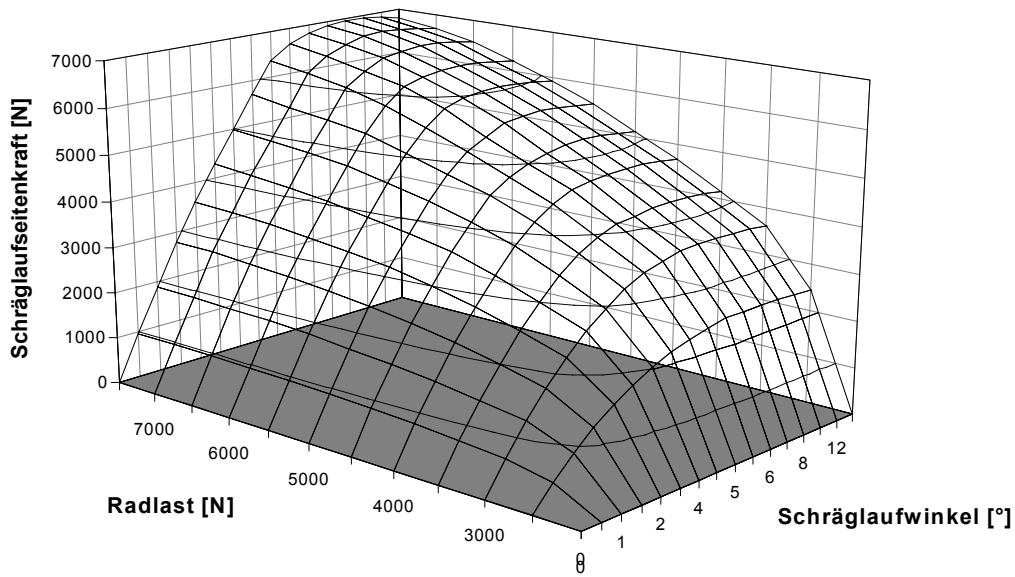


Bild 2.4-2: Schräglaufseitenkraft über Schräglaufwinkel (Parameter Radlast) und über Radlast (Parameter Schräglaufwinkel)

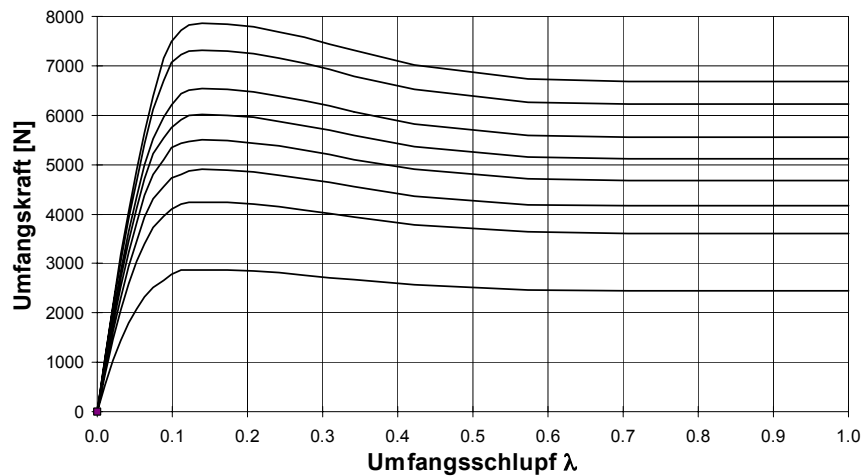


Bild 2.4-3: Umfangskraft über Umfangsschlupf λ , für Radlasten von $G_R = 3000, 4500, 5000, 5500, 6000, 6500, 7500, 8000$ N

Eine näherungsweise Berücksichtigung des instationären Reifenverhaltens bei schnellen Schräglaufwinkeländerungen wird mittels eines Verzögerungsansatzes 1. Ordnung für die Schräglaufwinkel erreicht. Die Verzögerungszeit wird in Abhängigkeit von einer vorgegebenen Einlauflänge des Reifens und der momentanen Radumfangsgeschwindigkeit berechnet.

Der Reifennachlauf findet Berücksichtigung, indem ein Kennfeld vorgegeben wird, aus dem das Rückstellmoment um die Fahrbahnnormale durch die Raddrehachse in Abhängigkeit von der momentanen Radlast und den Schräglaufwinkeln durch Interpolation gewonnen wird.

Die für die Simulationsrechnungen notwendigen Lenkbewegungen werden als Zeitfunktion vorgegeben oder über einen PID-Regler in Abhängigkeit von einem vorgegebenen Sollkurs eingestellt. Antriebskräfte werden ebenfalls als Zeitfunktion vorgegeben, so daß sich ein Sollgeschwindigkeitsverlauf einstellt.

ADAMS erlaubt somit die Berechnung der Fahrzeugbewegungen bei verschiedensten Fahrmanövern mit dem Vorteil gegenüber dem Fahrversuch, daß Fahrzeugparameter ohne Aufwand in beliebigen Grenzen variiert werden können.

2.4.2 Testverfahren und Bewertungskriterien für das Fahrverhalten

Die Anwendung der Simulationstechnik erlaubt es, auch bei rein theoretischen Untersuchungen Betrachtungen zum Fahrverhalten von Kraftfahrzeugen in den unterschiedlichsten Fahrsituationen anzustellen.

Zur Beurteilung des Fahrverhaltens wurden in der Vergangenheit eine Vielzahl von Testverfahren entwickelt, **Bild 2.4-4**.

Der größte Teil der Testverfahren entspricht idealisierten Fahrsituationen. In Bild 2.4-4 sind auch die Testverfahren, die ihren Ursprung eher in den Untersuchungsmethoden der Regelungstechnik haben (Lenkwinkelsprung, Sinuslenken), den aufgeführten Hauptfahrsituationen zugeordnet.

Die Testverfahren, die Aussagen zum Verhalten der "Regelstrecke Fahrzeug" innerhalb des geschlossenen Regelkreises Fahrer-Fahrzeug (vgl. Abschnitt 2.3.3) liefern sollen, werden als "closed-loop"-Fahrmanöver bezeichnet (z.B. Spurwechseltest). Für die Beurteilung ist hier die Anpassung der Regelstrecke Fahrzeug an die Fähigkeiten des Reglers Fahrer maßgeblich.

Werden dagegen in einem Testverfahren die Stellgrößenänderungen von vornherein als Zeitfunktionen vorgegeben (z.B. Lenkwinkelsprung), d.h. die Fahrzeugbewegungen haben keine Rückwirkung auf die Fahrerhandlungen, dann spricht man von einem "open-loop"-Fahrmanöver. Diese Testverfahren geben insbesondere Aufschluß über das Stabilitätsverhalten der Regelstrecke.

cke Fahrzeug und über die Empfindlichkeit gegenüber äußeren Störungen (z.B. Seitenwind).

Hauptfahrsituation	Fahrmanöver	Closed Loop	Open Loop
Kurvenverhalten	Stat. Kreisfahrt (Eigenlenkverhalten)	-	+
	Lastwechselreaktion	+	+
	Instat. Kreisfahrt	+	+
	Bremsen in der Kurve	+	+
	Aquaplaning	+	+
Geradeausverhalten	Geradeauslauf	+	+
	Spurhaltung	+	+
	Aquaplaning	+	+
	Seitenwind	+	+
	Lastwechselreaktion	+	+
	Geradeausbremsen	+	+
	Anreißen	-	+
	Anlenken (Ansprechen)	+	-
Übergangsverhalten	Lenkwinkel-Sprungantwort	-	+
	Rückstellverhalten	-	+
	Einfahrt in Kreis	+	-
	Ausfahrt aus Kreis	+	-
	Fahrbahnwechsel	+	-
	ISO-Spurwechselltest	+	-
Wechselkurvenverhalten	Sinuslenken	-	+
	Wedeln	+	-
	Pendeln (Anreißen u. Beschl.)	-	+
	Reaktions- und Ausweichtests	+	-

© ika V2 / 2.4-4

Bild 2.4-4: Testverfahren für das Fahrverhalten von PKW /35/

Jedes Testverfahren liefert Aussagen zum Verhalten des Fahrzeugs in einer bestimmten Disziplin. Eine umfassende Beurteilung des Fahrverhaltens ist daher nur unter Einbeziehung aller Einzelergebnisse möglich.

Insbesondere für die "closed-loop"-Testverfahren liegen allerdings bislang noch keine allgemein anerkannten Bewertungskriterien fest, die eine quantifizierende Beurteilung anhand von gemessenen Zahlenwerten erlauben. Die Fahrzeugabstimmung stützt sich daher hier zu einem großen Teil auf die subjektiven Bewertungen durch erfahrene Testfahrer.

Daneben sind "closed-loop"-Testverfahren für die Rechnersimulation weniger geeignet, da es bislang nur ansatzweise gelungen ist, das Regelverhalten des Menschen beim Führen eines Fahrzeuges mathematisch zu beschreiben. Eine Ausnahme stellen Untersuchungen dar, bei denen ein Fahr Simulator eingesetzt wird und der Fahrer somit als Echtteil in die Rechnersimulation einbezogen wird.

2.4.3 Parameterstudie zum Lenkverhalten (PKW)

Aufbauend auf den Erkenntnissen, die in Abschnitt 2.3 anhand des linearisierten Einspur-Fahrzeugmodells erarbeitet wurden, wird in diesem Abschnitt mit Hilfe des oben beschriebenen ADAMS-Kinematik-Vierrad-Modells eine Parameterstudie durchgeführt, die eine Zuordnung zwischen einzelnen konstruktiven Maßnahmen und deren Auswirkung auf das Lenkverhalten ergibt.

Als Testverfahren werden die "open-loop"-Fahrmanöver "stationäre Kreisfahrt" zur Beschreibung des stationären Lenkverhaltens sowie der "Lenkwinkelsprung" zur Beschreibung des instationären Lenkverhaltens (Ansprechempfindlichkeit) und der Stabilitätseigenschaften (Abklingen der Gierbewegung) herangezogen:

- "stationäre Kreisfahrt"

Bahnradius	$R = 40\text{m} = \text{const.}$
Fahrgeschwindigkeit	$v = 0\text{-}20 \text{ m/s}$

Die Fahrgeschwindigkeit v wird so langsam gesteigert, daß der Bewegungszustand zu jedem Zeitpunkt als stationär angesehen werden kann. Die Sollwerte für Fahrgeschwindigkeit und Bahnradius werden mit Hilfe von PID-Reglern über die Antriebskräfte und den Lenkradwinkel δ_H eingestellt.

- "Lenkwinkelsprung"

Fahrgeschwindigkeit	$v = 27.8 \text{ m/s} = \text{const.}$
Lenkradwinkelgeschwindigkeit	$\dot{\delta}_H = 300 \text{ }^\circ/\text{s}$

Die Sprungfunktion des Lenkradwinkels δ_H wird durch eine steile Rampenfunktion angenähert, **Bild 2.4-5**.

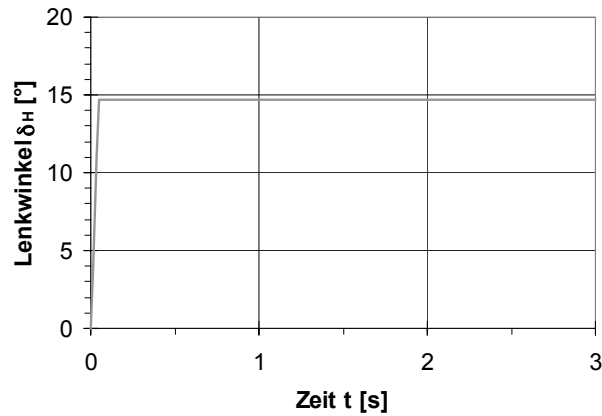


Bild 2.4-5: Rampenfunktion des Lenkradwinkels δ_H

Der Endausschlag des Lenkradwinkels δ_H wird so eingestellt, daß die Querbeschleunigung bei der auf den Einschwingvorgang folgenden stationären Kreisfahrt $a_y = 4,0 \text{ m/s}^2$ beträgt, **Bild 2.4-6**.

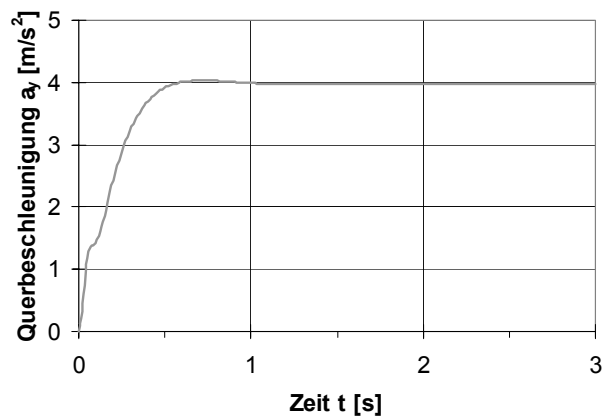


Bild 2.4-6: Querbeschleunigung nach Einschwingvorgang

Zur Simulationsauswertung kann dann z.B. die Gierwinkelgeschwindigkeit herangezogen werden, **Bild 2.4-7**.

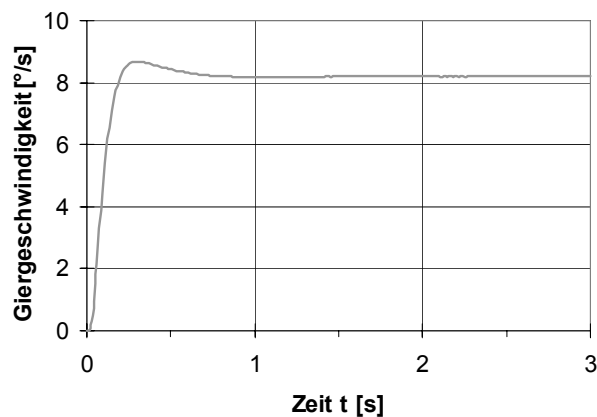


Bild 2.4-7: Giergeschwindigkeit nach Einschwingvorgang

- 0-Version des untersuchten Fahrzeugs:

Die geometrischen Bezeichnungen und die Lage des fahrzeugfesten Koordinatensystems sind **Bild 2.4-8** zu entnehmen.

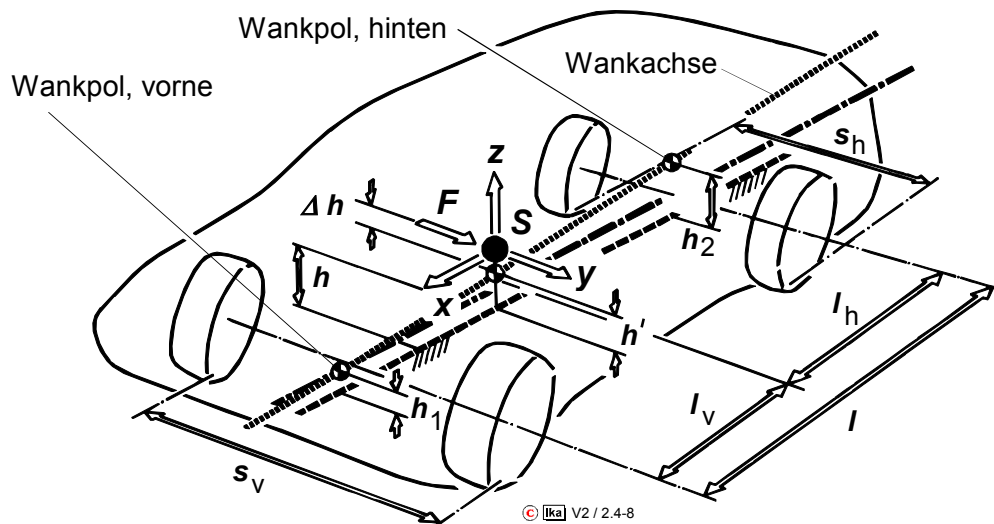


Bild 2.4-8: Vierrad-Fahrzeugmodell

Gesamtmasse des Fahrzeugs:	$m_{\text{ges}} = 1678 \text{ kg}$
Radmasse:	$m_{\text{Rad}} = 35 \text{ kg}$
Radstand:	$l = 2680 \text{ mm}$
Spurweite vorn/hinten:	$s_v = s_h = 1520 \text{ mm}$
Schwerpunktlage (Achslastverhältnis):	$l_v / l_h = 1080 \text{ mm} / 1600 \text{ mm}$
Schwerpunkthöhe:	$h = 520 \text{ mm}$
Wankpolhöhen:	$h_1 = h_2 = 0 \text{ mm}$
Angetriebene Achse:	Vorderachse
Bereifung (Bilder 2.4-2 - 2.4-4):	Michelin MXT 195/65 R15, 2 bar

Bild 2.4-9 zeigt die Simulationsergebnisse für die Nullversion bei stationärer Kreisfahrt. Zur Beschreibung der stationären Lenkeigenschaften werden folgende Größen betrachtet:

- Lenkradwinkel: $\delta_H = f(a_y)$
- Schwimmwinkel: $\beta = f(a_y)$
- Wankwinkel: $\varphi = f(a_y)$
- Gierwinkelgeschwindigkeit: $\psi = f(a_y)$

Außerdem sind die Seitenkräfte und die Radaufstandskräfte aller vier Räder über der Querbeschleunigung aufgetragen.

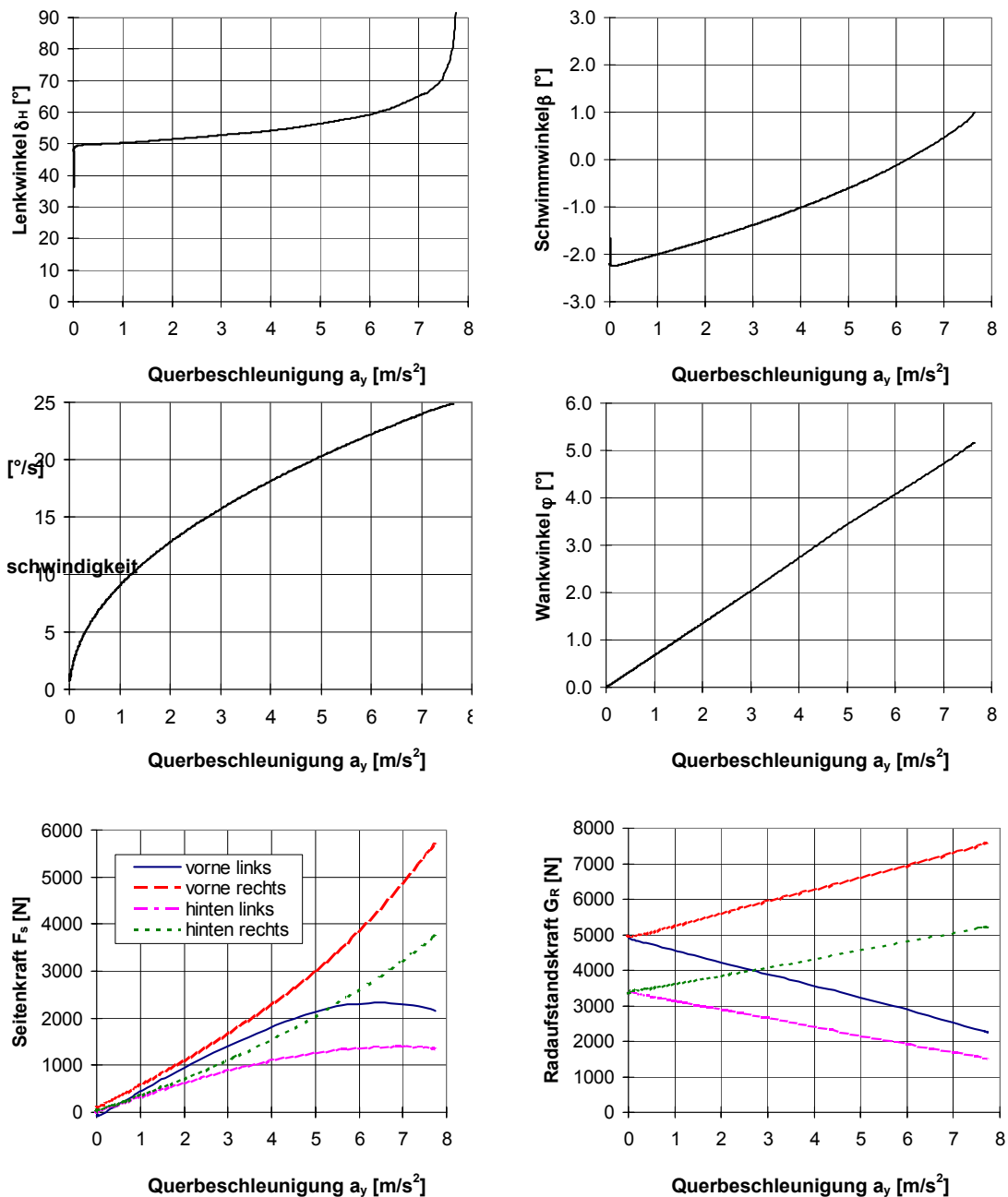


Bild 2.4-9: Simulationsergebnisse der stationären Kreisfahrt (Linksturn)

Das Hauptanliegen der „Stationären Kreisfahrt“ ist die Erfassung des Lenkradwinkels δ_H als Funktion der Querbeschleunigung a_y . Kennzeichnend für die Lenkradwinkelfunktion der 0-Version ist der mit zunehmender Querbeschleunigung zunächst lineare und dann progressiv wachsende Lenkradwinkel. D.h. die Nullversion zeigt ein mit wachsender Querbeschleunigung zunehmend untersteuernd ausgelegtes stationäres Lenkverhalten.

Der lineare Teil der Kennlinie lässt sich entsprechend Gl. 2.3-20 durch den Eigenlenkgradienten EG beschreiben:

$$EG = \frac{1}{i_S} \cdot \frac{d\delta_H}{da_y} - \frac{d\delta_A}{da_y}$$

Die Lenkübersetzung i_S kann aus dem gemessenen Lenkradwinkel bei querkraftfreier Fahrt ($\delta_{HA} = 50^\circ$) und dem Ackermannwinkel $\delta_A = l/R = 2,68\text{m} / 40\text{m} = 3,84^\circ$ bestimmt werden:

$$i_S = \delta_{HA} / \delta_A = 13$$

Da der Ackermannwinkel δ_A für die Fahrt auf $R = \text{const.}$ eine Konstante und damit seine Ableitung nach der Querbeschleunigung gleich Null ist, kann der Eigenlenkgradient unter Berücksichtigung der Lenkübersetzung direkt aus der Lenkwinkelbedarfskurve abgelesen werden:

$$EG = 0,0017 \text{ rad/m/s}^2$$

Eine weitere, zur Beurteilung des Fahrverhaltens signifikante Größe ist der Gierverstärkungsfaktor, siehe Bild 2.3-10. Im linearen Bereich der Fahrodynamik besteht folgender Zusammenhang zwischen Gierverstärkungsfaktor und Eigenlenkgradient:

$$\frac{\psi}{\delta_H / i_S} = \frac{v}{1 + EG \cdot v^2}$$

Setzt man in diese Funktion die Parameter der Nullversion ein, so ergibt sich der in **Bild 2.4-10** gezeigte Zusammenhang zwischen Gierverstärkungsfaktor und Fahrgeschwindigkeit.

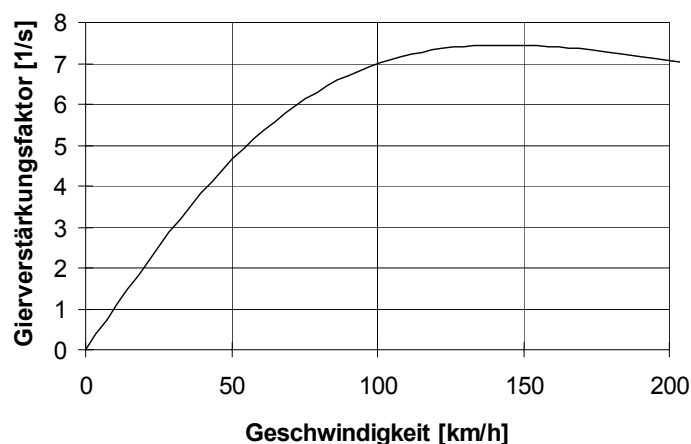


Bild 2.4-10: Gierverstärkungsfaktor als Funktion der Fahrgeschwindigkeit

Der in Bild 2.4-10 aufgeführte Kurvenverlauf ist typisch für untersteuernd ausgelegte Fahrzeuge, siehe Kap. 2.3.3.1.

Neben dem Eigenlenkverhalten bestimmt die Größe des Schwimmwinkels wesentlich das Lenkverhalten eines Fahrzeugs. Die in Bild 2.4-9 zu sehende Schwimmwinkelkennlinie beginnt bei einer Querbeschleunigung von $a_y = 0 \text{ m/s}^2$ mit dem durch die geometrischen Bedingungen vorgegebenen negativen Wert, der sich unter der Voraussetzung eines Einspurmodells wie folgt berechnen lässt:

$$\beta_0 = \frac{l_h}{R} = -2,2^\circ$$

Mit zunehmender Querbeschleunigung steigt die Schwimmwinkelkennlinie leicht progressiv an. Der Nulldurchgang, bei dem die Fahrzeuglängsachse und die Bahntangente zusammenfallen, wird auf dem hier vorliegenden 40 m Radius bei ungefähr 6 m/s^2 durchlaufen. Damit stellt sich ein Wechsel im Vorzeichen des Schwimmwinkels erst für höhere Querbeschleunigungen ein.

Die in **Bild 2.4-11** aufgeführten Fahrzeugversionen werden nachfolgend mit der Nullversion verglichen.

Version	variierter Parameter
1	Schwerpunkthöhe $h = 0$ statt $h = 0,52\text{m}$
2	Schwerpunktlage $l_v/l_h = 0,776$ statt $0,675$
3	Wankpolhöhe Vorderachse $h_1 = 0,15 \text{ m}$ statt $0,0 \text{ m}$
4	Stabilisatorfeder an der Vorderachse
5	negativer statischer Sturzwinkel an der Vorderachse
6	kinematische Nachspuränderung an der Vorderachse ($\delta_v = c \cdot \Delta f$, $\Delta f = \text{Radeinfederung}$)
7	Hinterradantrieb statt Vorderradantrieb
8	Hinterachs-Zusatzlenkung mit gleichsinnigem (parallelem) Lenkeinschlag ($\delta_h = 0,2 \cdot \delta_v$)

Bild 2.4-11: Übersicht Parametervariationen

2.4.3.1 Schwerpunkthöhe

Um den Anschluß an das vorher behandelte Einspur-Fahrzeugmodell herzustellen, wird die Lage des Fahrzeugschwerpunktes gegenüber der realistischen Lage der 0-Version auf die Höhe der Fahrbahnoberfläche abgesenkt.

Bild 2.4-12 zeigt die Simulationsergebnisse für beide Fahrzeugversionen.

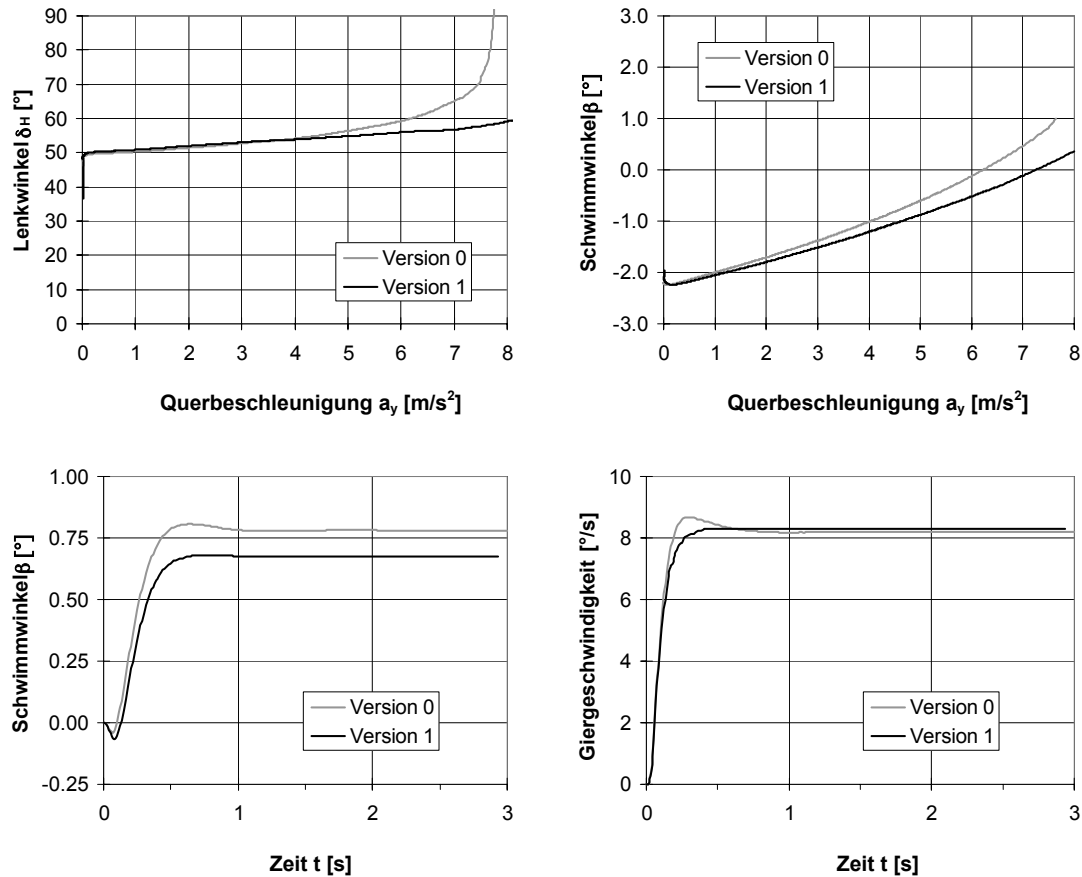


Bild 2.4-12: Simulationsergebnisse Parametervariation Nr. 1 (Schwerpunkthöhe $h = 0$)

Während die 0-Version mit zunehmender Querbeschleunigung eine ansteigende Untersteuertendenz ($d\delta/da_y$) im stationären Lenkverhalten zeigt, ist bei der Version 1 ein nahezu linearer Anstieg des erforderlichen Lenkradwinkels bis zum Erreichen des Grenzbereiches (maximale mögliche Querbeschleunigung) festzustellen. Das stationäre Lenkverhalten der Version 1 entspricht damit in etwa dem eines linearisierten Einspur-Fahrzeugmodells. Die geringe Untersteuertendenz der Version 1 trotz nahezu gleicher Schwerpunktabstände l_v , l_h und gleicher Bereifung vorn und hinten ist auf eine leichte Reduzierung der wirksamen Schräglauftiefe c_{sv} an der Vorderachse durch die Antriebskräfte zurückzuführen, die zur Überwindung der Rollwiderstands- und Luftwiderstandskräfte erforderlich sind (vgl. Abschnitt 2.3).

Die Zeitfunktion der Giergeschwindigkeit zeigt bei der 0-Version ein leichtes Überschwingen nach dem Lenkwinkelsprung. Bei der Version 1 ist das Überschwingen geringfügig, was auf eine höhere Gierdämpfung hindeutet. Beide Ergebnisse sind im wesentlichen darauf zurückzuführen, daß sich mit zunehmender Schwerpunkthöhe die wirksamen Achsschräglaufsteifen c_{sv} und c_{sh} an Vorder- und Hinterachse verringern (vgl. Gl. 2.3-26 bzw. Gl. 2.3-27).

Die Abnahme der Schräglaufsteifen ist dadurch bedingt, daß mit zunehmender Schwerpunkthöhe bei Kurvenfahrt größere Radlastunterschiede zwischen den Rädern einer Achse auftreten, die in Verbindung mit der Nichtlinearität der Reifeneigenschaften größere Schräglaufwinkel erfordern, um die gleiche Fliehkraft abzustützen. Diese Zusammenhänge sollen aufgrund ihrer großen Bedeutung für das Lenkverhalten näher erläutert werden:

Die Radlastunterschiede zwischen den Rädern einer Achse bei Kurvenfahrt erhält man mit Hilfe einer Momentenbilanz um einen Punkt auf der Fahrbahnoberfläche. Für die Herleitung der Beziehungen wird auf das bereits in Abschnitt 1.5.2 verwendete Zweispur-Federungsmodell zurückgegriffen, **Bild 2.4-13**.

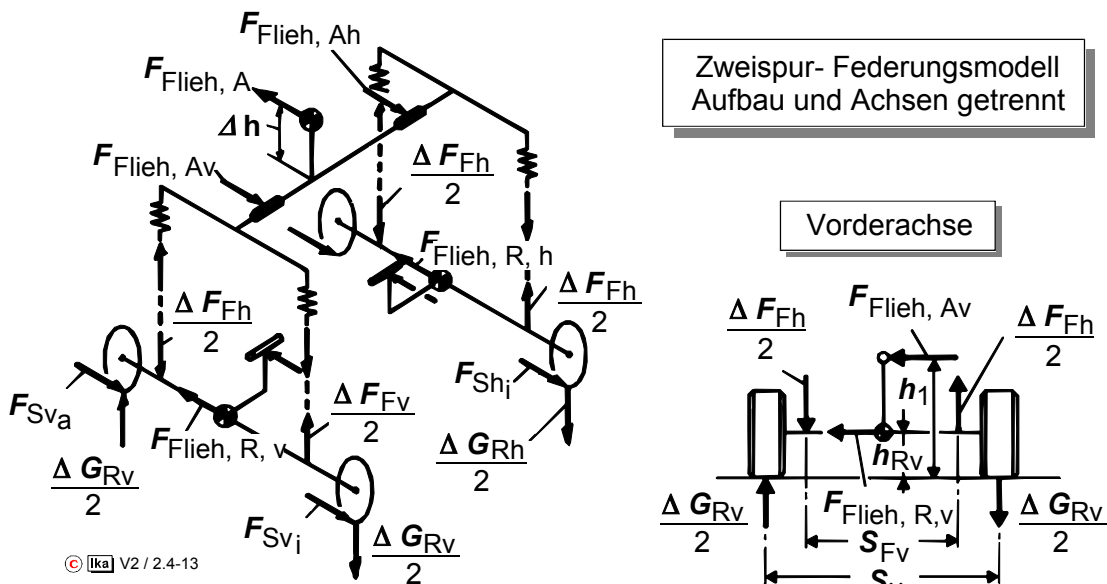


Bild 2.4-13: Kräfte am Zweispur-Federungsmodell bei Kurvenfahrt

Bei diesem Modell wird vereinfachend angenommen, daß sich die Lage der Wankpole im Fahrzeug auch bei Federbewegungen nicht ändert. Unter Voraussetzung kleiner Winkel und linearer Federkennlinien folgt damit:

$$\sum M_{VA} = 0 : \quad (2.4-1)$$

$$F_{\text{Flieh, AV}} \cdot h_1 + F_{\text{Flieh, RV}} \cdot h_{RV} + 2 (\Delta F_{FV} / 2) \cdot (s_{FV} / 2) - 2 (\Delta G_{RV} / 2) \cdot (s_V / 2) = 0$$

mit:

$$F_{\text{Flieh, AV}} = m_A \cdot a_y \cdot \frac{l_h}{l} : \text{abgestützter Anteil der Aufbaufliehkraft, Vorderachse}$$

h_1 : Wankpolhöhe vorn

$$F_{\text{Flieh, RV}} = m_{RV} \cdot a_y : \text{Fliehkraft der Achsmasse vorn}$$

h_{RV} : Höhe des Achsschwerpunktes über der Fahrbahn vorn

ΔF_{FV} : Federkraftdifferenz vorn infolge Wankbewegung

s_{FV} : Federspurweite vorn

ΔG_{RV} : Radlastdifferenz vorn bei Kurvenfahrt

s_V : Spurweite vorn

Die Federkraftdifferenz hängt von der Größe des Wankwinkels φ ab:

$$\begin{aligned} (\Delta F_{FV} / 2) &= c_{AV} \cdot \Delta f + c_{\text{stab, v}} \cdot \Delta f_{\text{stab, v}} \\ &= c_{AV} \cdot \varphi \cdot (s_{FV} / 2) + c_{\text{stab, v}} \cdot \varphi \cdot (s_{\text{stab, v}} / 2) \end{aligned} \quad (2.4-2)$$

Die Beziehung zwischen Wankwinkel φ und Aufbaufliehkraft $F_{\text{Flieh, A}}$ wurde bereits in Abschnitt 1.5.2 hergeleitet:

$$\varphi = \frac{2 \cdot \Delta h}{c_{AV} \cdot s_{FV}^2 + c_{Ah} \cdot s_{Fh}^2 + c_{\text{stab, v}} \cdot s_{\text{stab, v}}^2 + c_{\text{stab, h}} \cdot s_{\text{stab, h}}^2} \cdot F_{\text{Flieh, A}} \quad (2.4-3)$$

Für die Radlastdifferenz erhält man schließlich mit Gl. 2.4-1 und Gl. 2.4-2 nach Umformen:

$$\begin{aligned} \Delta G_{RV} &= F_{\text{Flieh, RV}} \cdot \frac{h_{RV} \cdot 2}{s_V} + F_{\text{Flieh, A}} \cdot \left(\frac{l_h}{l} \right) \cdot \frac{h_1 \cdot 2}{s_V} \\ &\quad + c_{AV} \cdot \varphi \cdot \frac{s_{FV}^2}{s_V} + c_{\text{stab, v}} \cdot \varphi \cdot \frac{s_{\text{stab, v}}}{s_V} \cdot s_{FV} \end{aligned} \quad (2.4-4)$$

Für die Radlastdifferenz an der Hinterachse gilt dementsprechend:

$$\begin{aligned} \Delta G_{Rh} = & F_{\text{Flieh,Rh}} \cdot \frac{h_{Rh} \cdot 2}{s_h} + F_{\text{Flieh,A}} \cdot \left(\frac{l_v}{l} \right) \cdot \frac{h_2 \cdot 2}{s_h} \\ & + c_{Ah} \cdot \varphi \cdot \frac{s_{Fh}^2}{s_h} + c_{\text{stab,h}} \cdot \varphi \cdot \frac{s_{\text{stab,h}}}{s_h} \cdot s_{Fh} \end{aligned} \quad (2.4-5)$$

Damit kann die bei Kurvenfahrt an jedem Rad abgestützte Radlast berechnet werden:

$$G_{Rva} = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{ges}} \cdot g \cdot \frac{l_h}{l} + \frac{1}{2} \cdot \Delta G_{Rv} \quad (2.4-6)$$

$$G_{Rvi} = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{ges}} \cdot g \cdot \frac{l_h}{l} - \frac{1}{2} \cdot \Delta G_{Rv} \quad (2.4-7)$$

$$G_{Rha} = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{ges}} \cdot g \cdot \frac{l_v}{l} + \frac{1}{2} \cdot \Delta G_{Rh} \quad (2.4-8)$$

$$G_{Rhi} = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{ges}} \cdot g \cdot \frac{l_v}{l} - \frac{1}{2} \cdot \Delta G_{Rh} \quad (2.4-9)$$

Im vorliegenden Fall sind die Momentanpolhöhen h_1 und h_2 gleich Null, die Aufbaufedersteifigkeiten inklusive Stabilisatorsteifigkeit vorn und hinten gleich, und die Federspurweiten entsprechen den Radspurweiten (Einzelradaufhängungen).

Vernachlässigt man die Fliehkraftanteile der Radmassen, dann vereinfachen sich damit die Gl. 2.4-4 und Gl. 2.4-5 zu:

$$\Delta G_{Rv} = \Delta G_{Rh} = (c_A + c_{\text{stab}}) \cdot \varphi \cdot s \quad (2.4-10)$$

bzw. mit Gl. 2.4-3 und $\Delta h = h$ ($h_1 = h_2 = 0$):

$$\Delta G_{Rv} = \Delta G_{Rh} = \frac{2 \cdot h}{s} \cdot F_{\text{Flieh,A}} \quad (2.4-11)$$

Die Summe der Reifenseitenkräfte an einer Achse muß dem hier abzustützensenden Anteil der Gesamtliehkraft entgegenwirken:

$$F_{svi} + F_{sva} = F_{\text{Flieh,ges}} \cdot \frac{l_h}{l} \quad (2.4-12)$$

$$F_{shi} + F_{sha} = F_{\text{Flieh,ges}} \cdot \frac{l_v}{l} \quad (2.4-13)$$

Unter der Annahme, daß die Reifenschräglaufwinkel an den Rädern einer Achse gleich sind, hängt der dazu erforderliche "Achse"-Schräglaufwinkel nicht nur von der Achslast G_A , sondern auch von der Radlastdifferenz ΔG_R an dieser Achse ab, **Bild 2.4-14**.

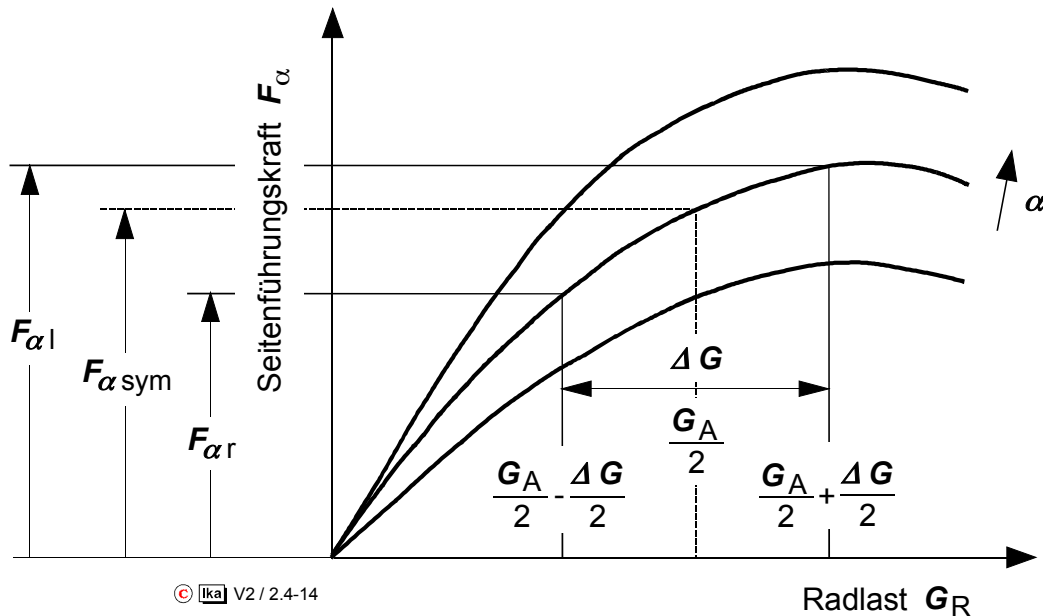


Bild 2.4-14: Seitenführungskraft in Abhängigkeit von der Radlastdifferenz

Würde sich die Achslast G_A symmetrisch auf beide Räder verteilen ($G_R = G_A / 2$), nähme jedes Rad die Hälfte des Querkraftanteils F_{sv} oder F_{sh} auf. Treten Radlastunterschiede an einer Achse auf, so wird die Summe der Seitenführungskräfte durch den degressiven Verlauf der Reifenkennlinien $F_{\alpha} = f(G_R, \alpha = \text{const.})$ erst bei größerem Schräglaufwinkel (gegenüber $\Delta G_R = 0$) den erforderlichen Betrag erreichen.

$$2 \cdot F_{\alpha \text{sym}} > F_{\alpha i} + F_{\alpha a} \quad (2.4-14)$$

Die Ergebnisse der Parametervariation 1 lassen sich damit folgendermaßen zusammenfassen:

Mit zunehmender Schwerpunkthöhe h treten bei Kurvenfahrt größere Radlastdifferenzen an Vorder- und Hinterachse auf (s. Gl. 2.4-11). Radlastunterschiede verringern die Achsseitenführungskraft bei konstantem Schräglaufwinkel bzw. vergrößern den Schräglaufwinkelbedarf bei vorgegebener Seitenführungskraft. Dies entspricht einer Absenkung der wirksamen Schräglaufsteife c_s als Folge von Radlastunterschieden (Bild 2.4-14).

Wenn die Schräglaufsteifen wie im vorliegenden Fall an der Vorder- und der Hinterachse in gleichem Maße abnehmen (Version 1 \rightarrow Version 0), dann wird eine vorhandene Über- bzw. Untersteuertendenz verstärkt.

2.4.3.2 Schwerpunktlage

Um den Einfluß der Achslastverteilung zu ermitteln, wird ein Fahrzeug mit der 0-Version verglichen, dessen Schwerpunkt rückverlegt wird ($l_v/l_h=0,776$), **Bild 2.4-15**.

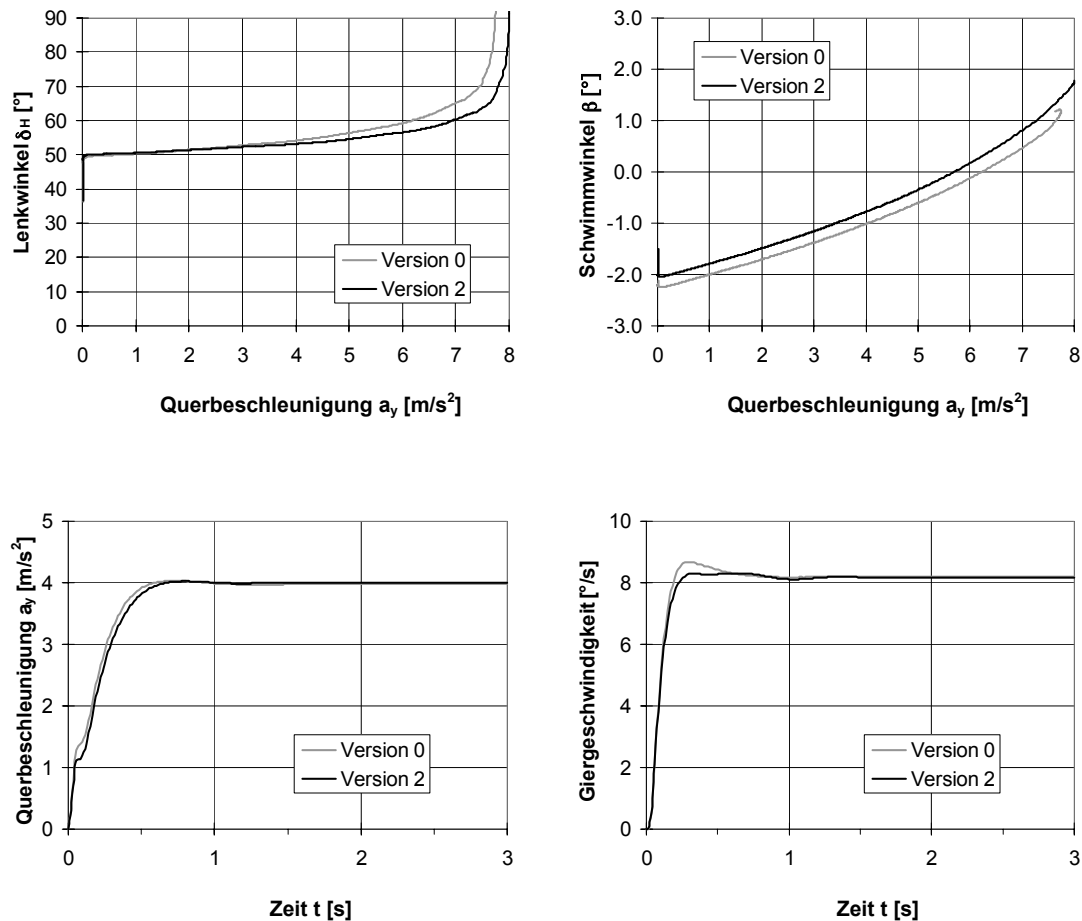


Bild 2.4-15: Simulationsergebnis Parametervariation Nr. 2 (Schwerpunktlage $l_v/l_h = 0,776$)

Die Untersteuertendenz der 0-Version wird durch das Rücklegen des Fahrzeugschwerpunktes vermindert. Das instationäre Verhalten der Version 2

weist auf eine niedrigere Giereigenfrequenz und eine höhere Gierdämpfung gegenüber der 0-Version hin.

Beide Ergebnisse stehen im Einklang mit den anhand des linearisierten Einspur-Fahrzeugmodells hergeleiteten Zusammenhängen (Abschnitt 2.3). Aufgrund der Degressivität der Reifenkennlinien $F_{\alpha} = f(G_R, \alpha = \text{const.})$ nimmt die wirksame Schräglaufsteife c_{sv} an der Vorderachse nicht in gleichem Maße ab wie der Schwerpunktabstand l_v zur Vorderachse vergrößert wird.

2.4.3.3 Wankachse

Als "Wankachse" wird die momentane Drehachse des Fahrzeugaufbaus gegenüber der Fahrbahn bezeichnet, um die sich der Fahrzeugaufbau bei Wankbewegungen seitlich neigt (vgl. Abschnitt 1.5.2). Sie ist die Verbindungslinie der Wankpole an Vorder- und Hinterachse, deren Lage durch die Kinematik der Radaufhängung festgelegt wird.

Bei der 0-Version verläuft die Wankachse also auf der Fahrbahnoberfläche. Bei Version 3 liegt der Wankpol an der Vorderachse 0,15 m oberhalb der Fahrbahnoberfläche und die Wankachse verläuft zur Hinterachse hin abfallend (vgl. **Bild 2.4-8**).

Der Hebelarm Δh der Aufbauftriebkraft um die Wankachse ist damit bei der Version 3 kleiner als bei der 0-Version:

$$\Delta h \approx h - \left(h_1 + l_v \cdot \frac{h_2 - h_1}{l} \right) \quad (2.4-15)$$

Bei gleicher Querbeschleunigung resultiert also ein geringerer Wankwinkel und, da hier alle anderen Einflußparameter unverändert sind, eine geringere Radlastdifferenz an der Hinterachse, Gl. 2.4-4.

Die Summe der Radlastdifferenzen von Vorder- und Hinterachse muß bei beiden Fahrzeugversionen das gleiche Moment der Gesamtftriebkraft um eine Spurlinie kompensieren.

Die Radlastdifferenz an der Vorderachse ist bei Version 3 dementsprechend größer, Gl. 2.4-5.

Erwartungsgemäß nimmt die vorhandene Untersteuertendenz der 0-Version beim Anheben des Wankpols an der Vorderachse zu, da die wirksamen Schräglaufsteifen durch die geänderte Verteilung der Radlastdifferenzen entsprechend beeinflusst werden, **Bild 2.4-16**.

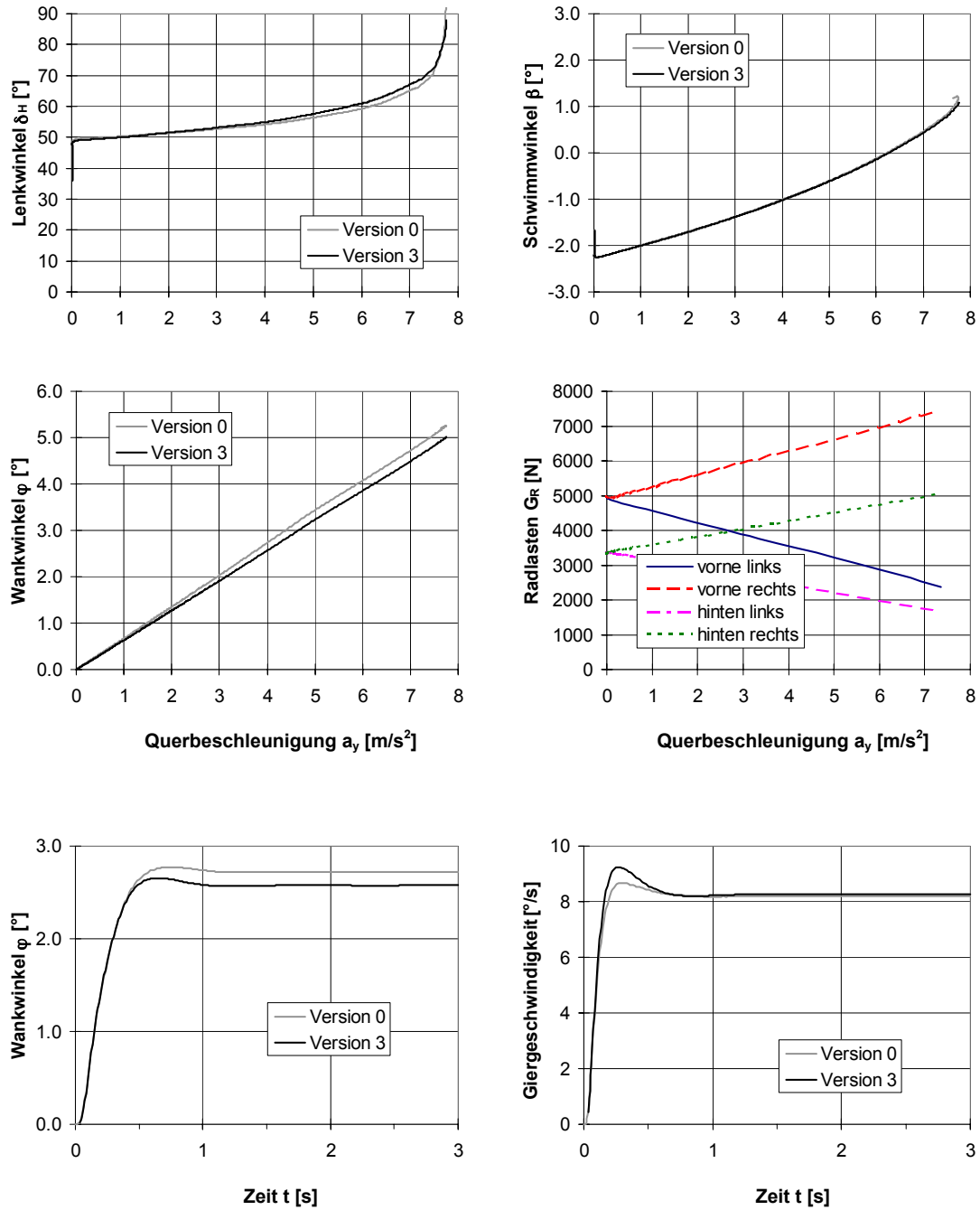


Bild 2.4-16: Simulationsergebnis Parametervariation Nr. 3 (Wankpolhöhe Vorderachse)

2.4.3.4 Wankfederverteilung

Bisher wurden nur Fahrzeugversionen mit symmetrischer Aufteilung der Wankfedersteifigkeit betrachtet, d.h. das Moment der Aufbaufliehkraft wird zu gleichen Teilen über die Federung an Vorder- und Hinterachse abgestützt.

Bei der Version 4 wurde die Stabilisatorsteifigkeit an der Vorderachse gegenüber der 0-Version erhöht. Daraus resultiert bei gleicher Querbeschleunigung zunächst ein geringerer Wankwinkel φ , Gl. 2.4-3.

Mit Hilfe der Gl. 2.4-4 und Gl. 2.4-5 kann der Einfluß auf die Radlastdifferenzen und damit auf das Lenkverhalten abgeschätzt werden:

Die Radlastdifferenz ΔG_{Rh} an der Hinterachse wird geringer, da außer dem Wankwinkel φ alle Einflußparameter in Gl. 2.4-5 unverändert sind. Dementsprechend muß die Radlastdifferenz ΔG_{Rv} an der Vorderachse um den gleichen Betrag zunehmen, da, wie bereits bei der Betrachtung zum Einfluß der Wankpolhöhen erläutert, die Summe der Radlastdifferenzen an Vorder- und Hinterachse nur von der Größe der Spurweiten und der Höhe des Gesamtschwerpunktes über der Fahrbahn, nicht jedoch von der Auslegung des Federungssystems abhängt.

Den Einfluß des von der Stabilisatorsteifigkeit abhängigen Anteils der Radlastdifferenz an einer Achse bei Kurvenfahrt auf die Seitenkraftsumme zeigt **Bild 2.4-17**.

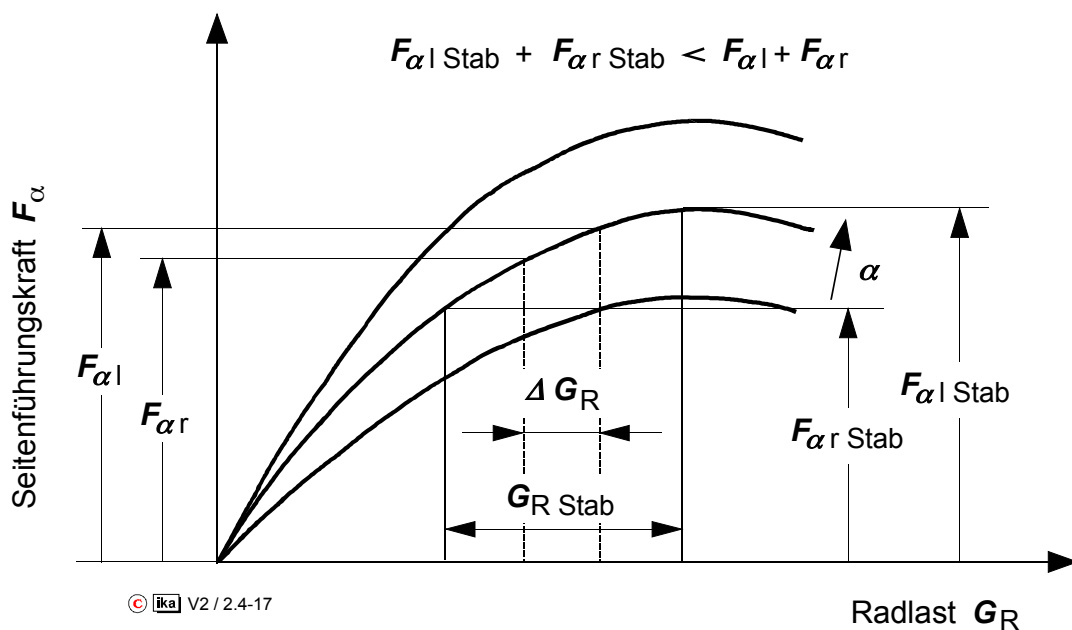


Bild 2.4-17: Achsseitenführungskraft mit/ohne Stabilisatorfeder

Der zum Abstützen einer bestimmten Seitenkraftsumme erforderliche Achsschräglaufwinkel wird mit zunehmender Stabilisatorsteifigkeit größer, d.h. die wirksame Schräglaufsteifigkeit c_s nimmt ab.

Die theoretischen Überlegungen werden durch die Simulationsergebnisse bestätigt. Version 4 zeigt eine gegenüber der 0-Version vergrößerte Untersteuertendenz, **Bild 2.4-18**.

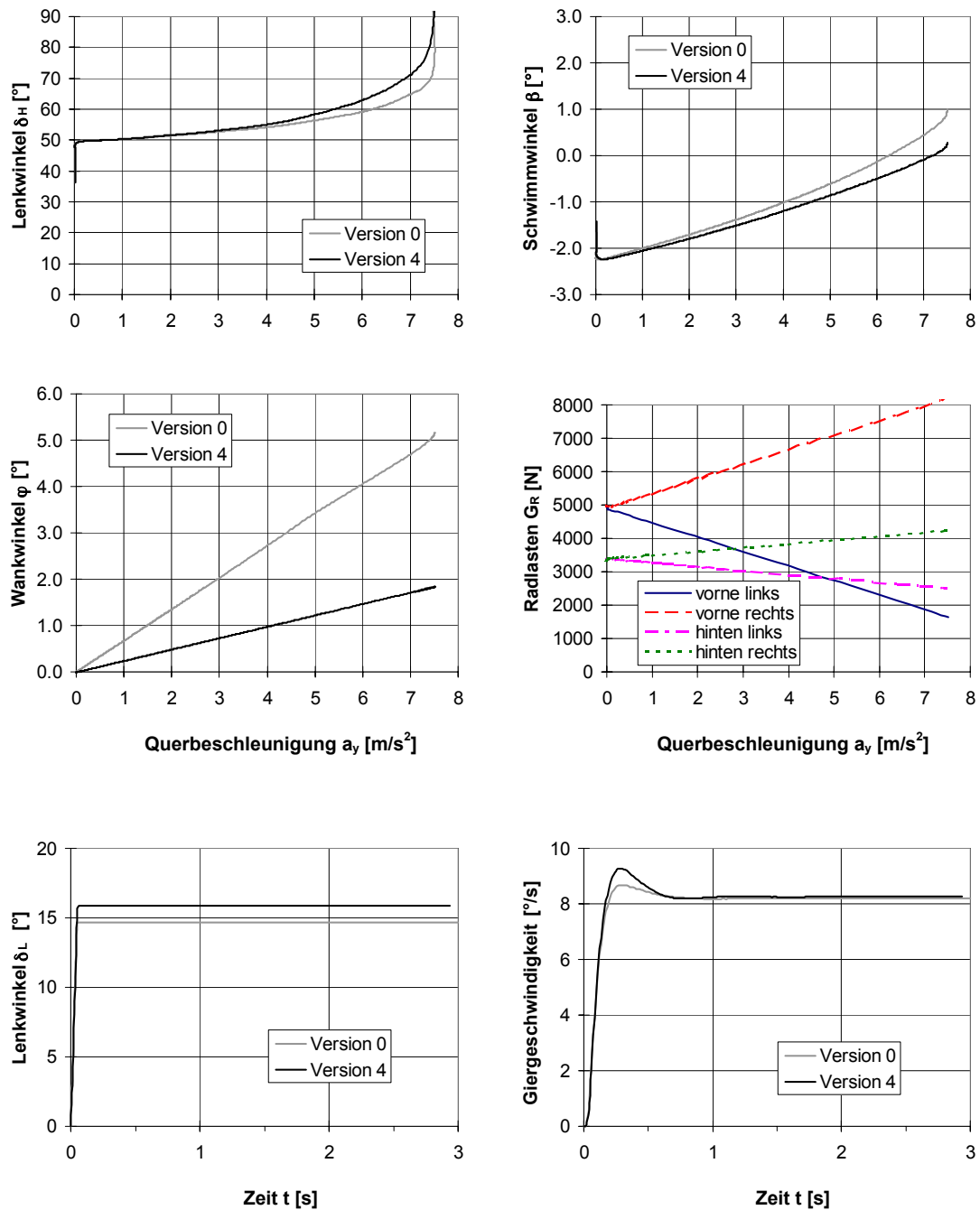


Bild 2.4-18: Simulationsergebnis Parametervariation Nr. 4 (Stabilisator an der Vorderachse)

Eine Vergrößerung der Stabilisatorsteifigkeit an der Hinterachse hätte demgegenüber einen Abbau der Untersteuertendenz zur Folge. Die Aufteilung der insgesamt wirksamen Stabilisatorsteifigkeit auf Vorder- und Hinterachse ist ein wichtiges Instrument zur Abstimmung des Lenkverhaltens von PKW.

2.4.3.5 Sturz- und Spurwinkel

Bei allen bislang betrachteten Parametervariationen war die Beeinflussung des Lenkverhaltens letztendlich auf die Nichtlinearität der Reifeneigenschaften zurückzuführen.

Neben den Reifeneigenschaften sind die kinematischen und elastischen Eigenschaften der Radaufhängungen für die Querdynamik von großer Bedeutung.

Achskörper und bei Einzelradaufhängungen Radträger, werden in der Regel an Lenkern (bzw. Gelenkstäben) so gegenüber dem Aufbau geführt, daß im wesentlichen nur noch ein Einfederungsfreiheitsgrad verbleibt. Da die Lenker aber nur eine endliche Länge haben, gehen mit Einfederbewegungen auch Radstellungsänderungen, also durch die Radaufhängungskinematik bedingte Änderungen von Spurweite, Radstand, Radsturz und Radlenkwinkeln (Spurwinkel) gegenüber dem Aufbau einher, **Bild 2.4-19**.

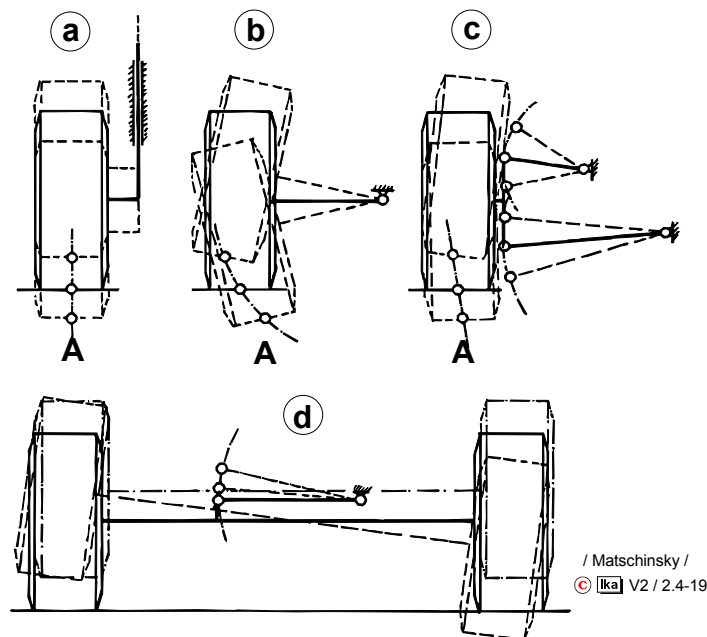


Bild 2.4-19: Radstellungsänderung bei Federbewegungen

Um eine Schwingungsisolierung zwischen Radaufhängungsbauteilen und Karosserie zu erzielen, werden die karosserieseitigen Lenkerlager nicht in Form starrer Lagerzapfen oder Kugelgelenke, sondern als Gummi-Metall-Elemente ausgeführt. Die erforderliche Winkelbeweglichkeit der Lenkerlager wird allein durch die Elastizität der Gummielemente realisiert, so daß die Lagerungen spiel- und wartungsfrei sind.

Bedingt durch die Elastizität der Gummilager treten auch unter der Wirkung der im Radaufstandspunkt am Fahrzeug angreifenden Kräfte und Momente Radstellungsänderungen auf.

Im Vergleich zu den kinematischen Radstellungsänderungen bei Federbewegungen werden diese als elastokinematische Radstellungsänderungen bezeichnet, da sie sowohl von der Radaufhängungskinematik als auch von den Elastizitäten in der Radaufhängung abhängig sind.

Die für das Fahrverhalten wichtigsten Radstellungsänderungen sind die kinematischen Sturz- sowie die kinematischen und elastokinematischen Spurlängänderungen.

In Abschnitt 2.2.4.2 wurde der absolute Sturzwinkel γ des Rades gegenüber der Fahrbahnoberfläche definiert. Der absolute Sturz γ setzt sich aus dem Wankwinkel φ des Aufbaus und dem relativen Sturz γ_{rel} des Rades gegenüber dem Aufbau zusammen, **Bild 2.4-20**.

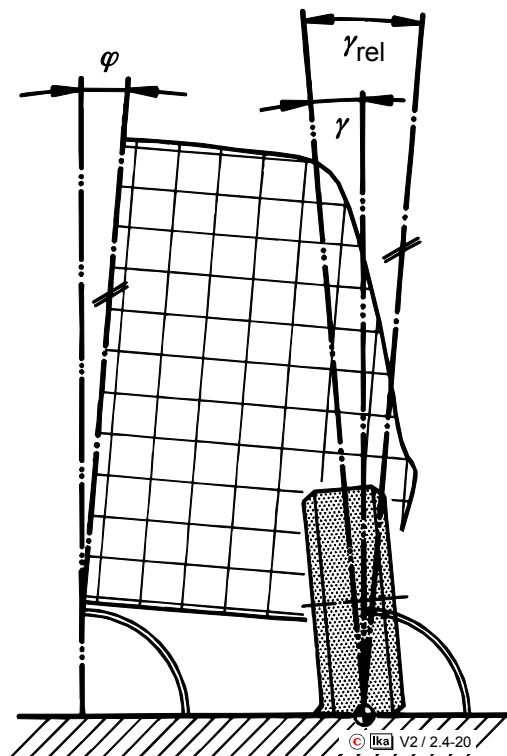


Bild 2.4-20: Darstellung des absoluten und relativen Sturzwinkels

Im mathematischen Sinne sind die Vorzeichendefinitionen der Sturzwinkel für rechte und linke Fahrzeugseite uneinheitlich. Der relative Sturz ist jeweils negativ, wenn die Oberkante der Radscheibe gegen die Hoch-Längs-Symmetrieebene des Aufbaus geneigt ist. Der absolute Sturz ist jeweils negativ, wenn die Oberkante der Radscheibe gegen eine Ebene geneigt ist, die in Fzg.-Längsrichtung senkrecht zur Fahrbahn steht.

Die durch den Radsturz hervorgerufenen Sturzseitenkräfte (s. Abschnitt 2.2.4.2) und die Schräglaufseitenkräfte überlagern sich näherungsweise additiv, solange der insgesamt ausnutzbare Kraftschlußbeiwert für Seitenkräfte nicht erreicht wird.

Negative Sturzwinkel an den Rädern einer Achse erhöhen also bei Kurvenfahrt die bei einem bestimmten Achsschräglauf resultierende Achsseitenkraft, **Bild 2.4-21**.

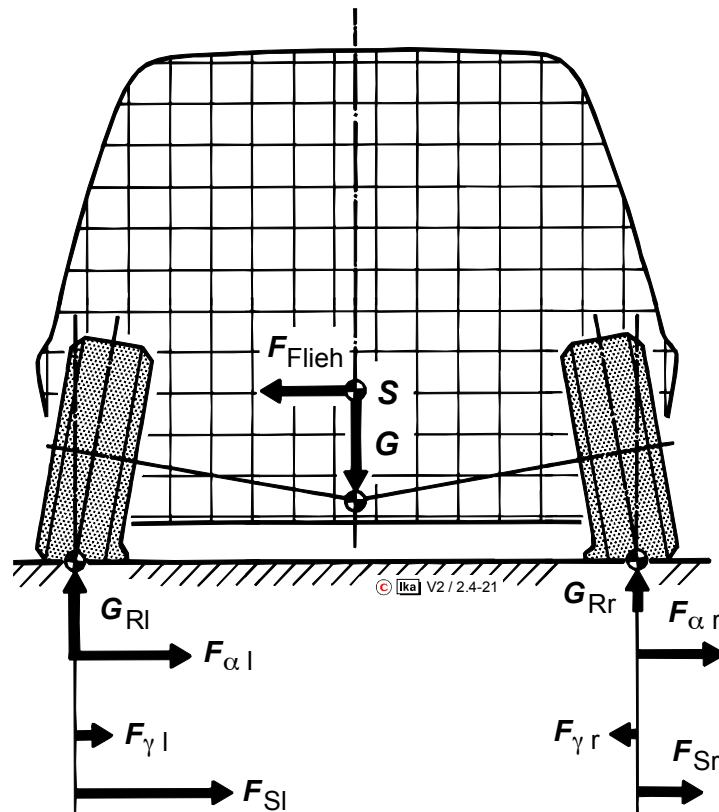


Bild 2.4-21: Überlagerung von Seitenführungskräften durch Schräglauf und Radsturz

Fahrzeuge mit Hinterradantrieb, die konzeptbedingt zum Übersteuern tendieren, weisen daher in der Regel negative Sturzwinkel an den Rädern der Hinterachse auf, die zu einem für die Fahrstabilität günstigeren untersteuernden Lenkverhalten beitragen. Zur Erhöhung der Untersteuertendenz von hinter-

radangetriebenen Fahrzeugen sind nur geringe kinematische Sturzänderungen erforderlich, wenn in der Konstruktionslage bereits relativ große negative Sturzwinkel an der Hinterachse vorgesehen werden (ca. $-2,0^\circ$). Bei der Auslegung ist hier die Auswirkung auf den Reifenverschleiß zu beachten.

Bild 2.4-22 zeigt die Simulationsergebnisse der Version 5 „negative Sturzwinkel an den Rädern der Vorderachse“.

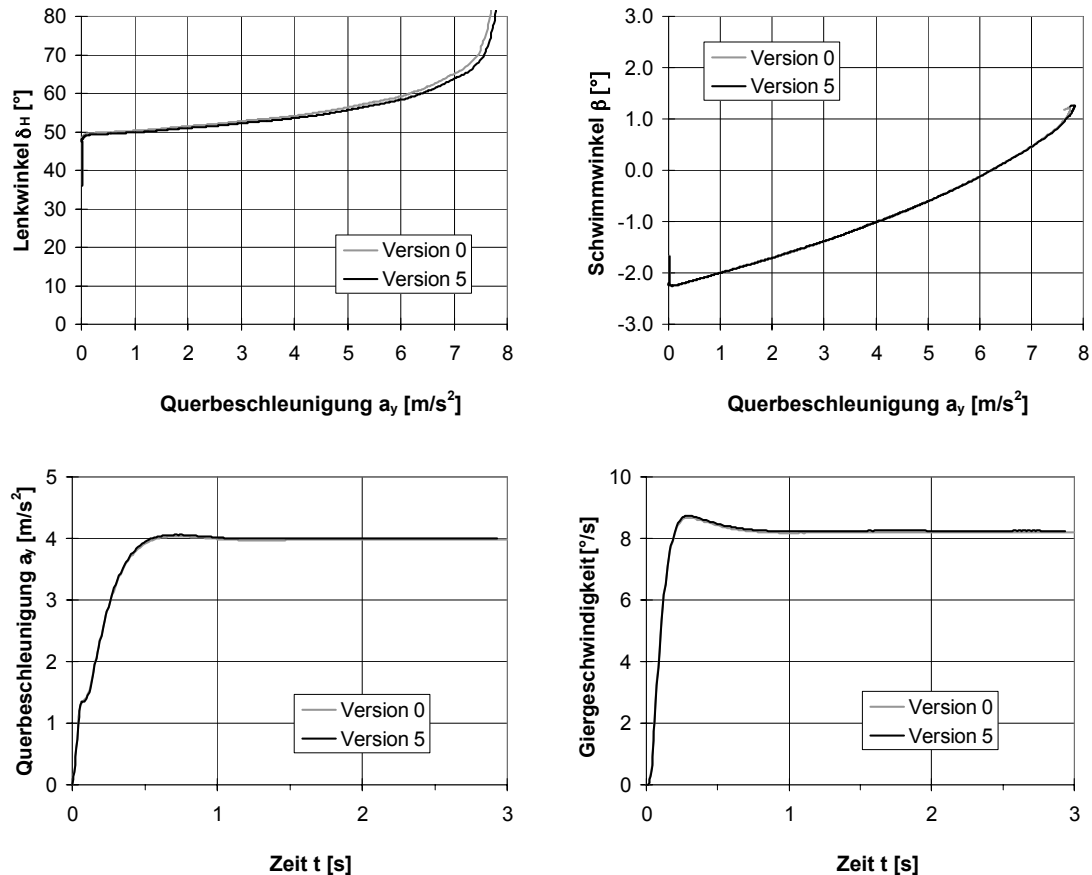


Bild 2.4-22: Simulationsergebnisse Parametervariation Nr. 5 (negative Sturzwinkel an den Rädern der Vorderachse)

Durch die Sturzvorgabe an den Rädern der Vorderachse können an dieser Achse höhere Seitenkräfte übertragen werden. Die Untersteuerneigung der 0-Version wird so reduziert.

Mit zunehmendem Wankwinkel des Aufbaus bei Kurvenfahrt wird ein in der Konstruktionslage wirksamer negativer Sturzwinkel am kurvenäußeren Rad allerdings betragsmäßig kleiner, Bild 2.4-20. Durch eine entsprechende kinematische Sturzänderung beim Einfedern könnte diese Abnahme des absoluten (negativen) Sturzwinkels kompensiert werden.

Bei der Auslegung der Radaufhängung ist allerdings zu beachten, daß die dazu erforderlichen großen kinematischen Sturzänderungen zu einer Beeinträchtigung des Geradeauslaufverhaltens führen, da sie ja auch bei durch Fahrbahnunebenheiten hervorgerufenen Federbewegungen wirksam werden und dann unerwünschte Schwankungen der Reifenseitenkraft bedingen.

Die Vorzeichendefinition für Spurwinkel veranschaulicht **Bild 2.4-23**. Positive Spurwinkel werden als Vorspur, negative auch als Nachspur bezeichnet. Für die Vorderachse wird in der Regel ein Gesamtvorspurwinkel δ_v angegeben, da die radbezogenen Vorspurwinkel vom Lenkwinkel δ an der Vorderachse abhängen.

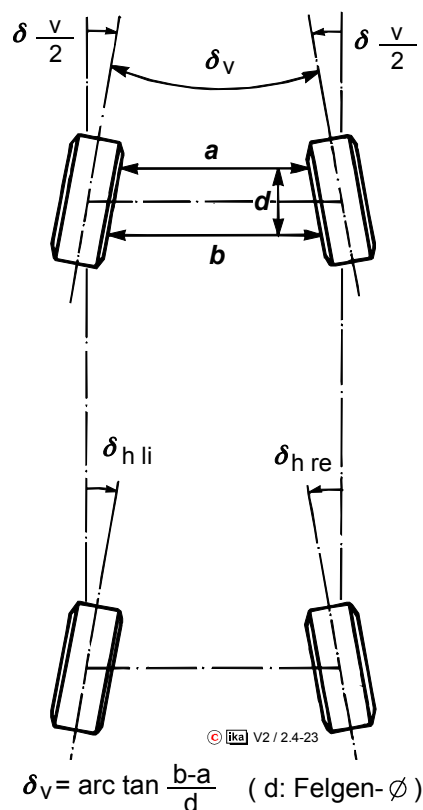


Bild 2.4-23: Vorzeichendefinition für Spurwinkel

Vorspurwinkel am kurvenäußeren Rad bzw. Nachspurwinkel am kurveninneren Rad einer Achse erhöhen jeweils den bei einem bestimmten Achsschräglaufwinkel wirksamen Reifenschräglaufwinkel und damit die resultierende Achsseitenkraft.

Die Seitenkraftzunahme durch den Vorspuranteil des kurvenäußeren Rades einer Achse ist aufgrund der höheren Radlast größer als der Seitenkraftverlust durch einen gleich großen Vorspuranteil des kurveninneren Rades.

Ein Gesamtvorspurwinkel an der Vorderachse bewirkt demnach eine Zunahme der bei einem bestimmten Achsschräglaufwinkel resultierenden Achsseitenkraft, ein Gesamtnachspurwinkel eine Abnahme.

Bei Geradeausfahrt führen Vorspurwinkel zu einem einseitigen Verschleiß der Reifen auf den Außenschultern. Statische Vorspurwinkel in der Konstruktionslage dürfen daher nur so groß sein, daß sie durch die Vorspuränderung, die die Rollwiderstandskräfte in Verbindung mit den Elastizitäten der Radaufhängung hervorrufen, gerade wieder kompensiert werden.

Zur Abstimmung des Lenkverhaltens sind statische Vorspurwinkel also ungeeignet. Kinematische Vorspuränderungen beim Einfedern werden bei vielen Fahrzeugen zur gezielten Beeinflussung des Lenkverhaltens eingesetzt. Beispielsweise kann die für die Fahrstabilität günstige Untersteuertendenz bei Fahrzeugen, die konzeptbedingt zum Übersteuern neigen, erhöht werden, indem die Radaufhängungen so ausgelegt werden, daß die Vorderräder beim Einfedern in Nachspur bzw. die Hinterräder in Vorspur gehen. Die Maßnahmen können mit Sturzänderungen kombiniert werden, **Bild 2.4-24**.

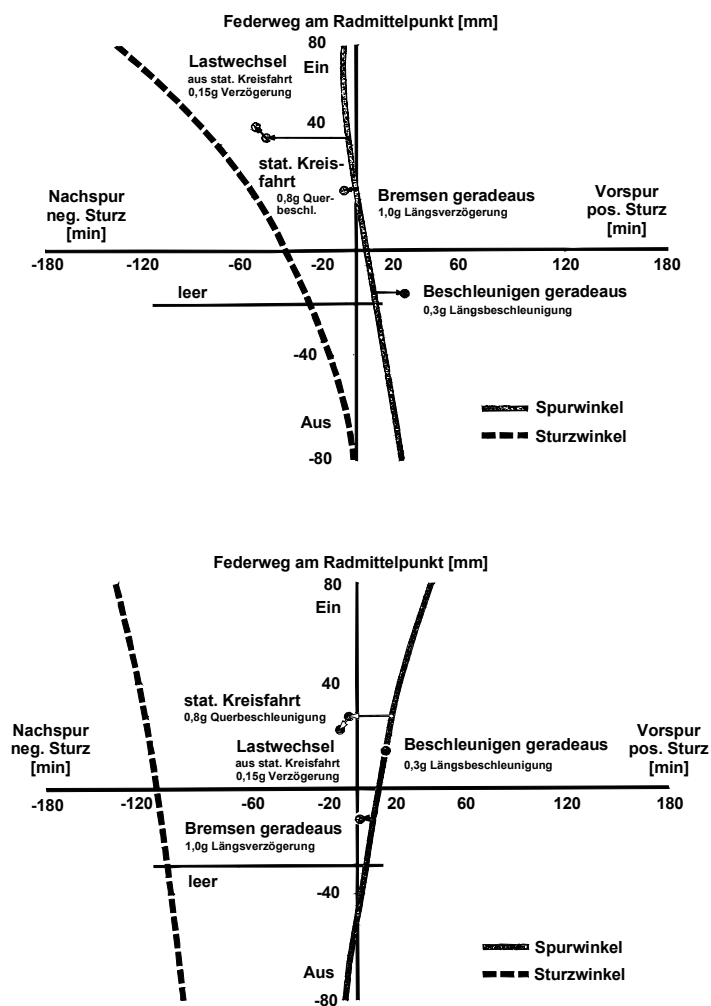


Bild 2.4-24: Vorspur- und Sturzkennlinien (Audi A4, 1995)

Die Auswirkung auf das Lenkverhalten wird als "Wankuntersteuern" bezeichnet, **Bild 2.4-25**.

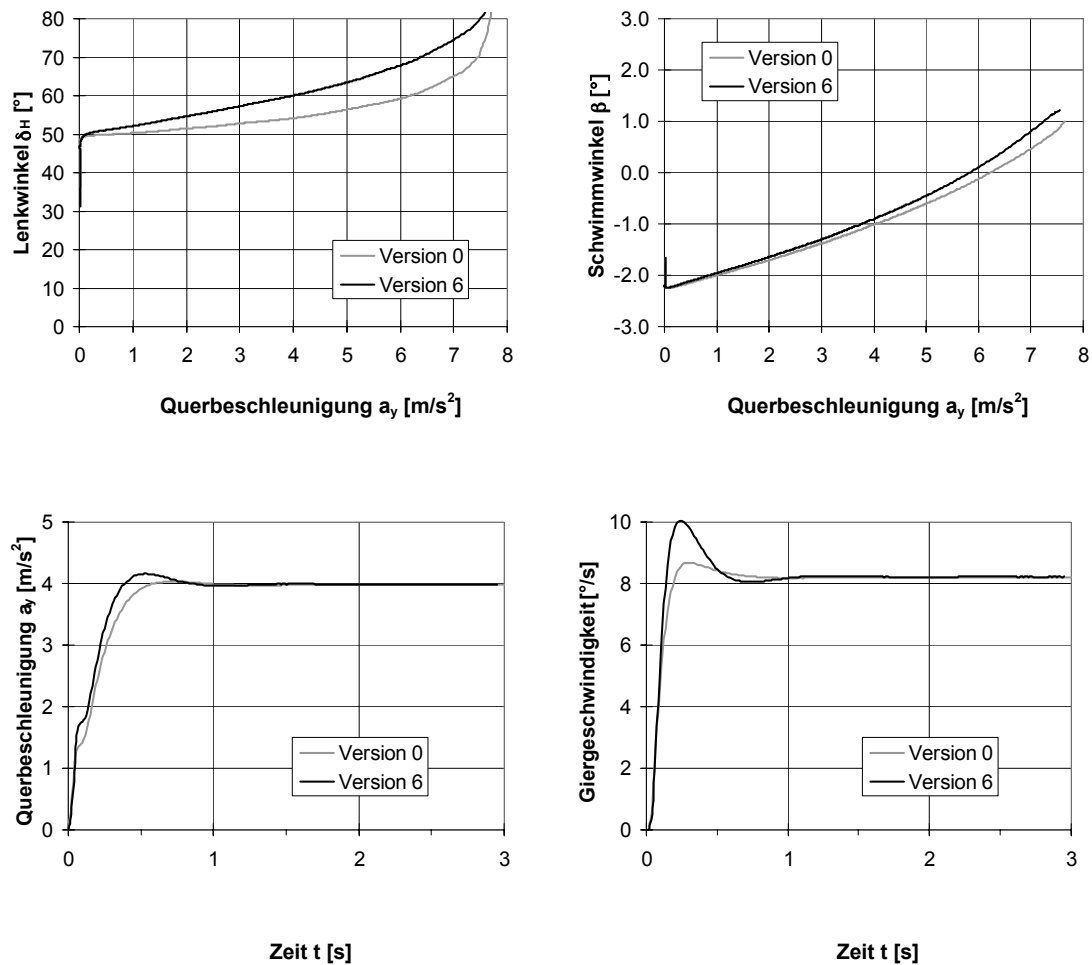


Bild 2.4-25: Simulationsergebnis der Parametervariation Nr. 6 (Nachspur an der Vorderachse)

Bei der Auslegung ist zu beachten, daß kinematische Vorspuränderungen, insbesondere an den Rädern der Hinterachse, sich negativ auf das Geradeauslaufverhalten auswirken, da durch Fahrbahnunebenheiten hervorgerufene Federbewegungen ebenfalls zu Vorspuränderungen und damit zu unerwünschten Seitenkraftschwankungen führen /45/.

Da Vorspuränderungen sich unmittelbar auf den Reifenschräglauf auswirken, reichen bereits wenige Winkelminuten aus, um nennenswerte Seitenkraftänderungen hervorzurufen. Neben den rein kinematischen beeinflussen daher auch die elastokinematischen Vorspuränderungen die Fahreigenschaften. Die Auslegung einer Radaufhängung im Hinblick auf bestimmte elastokinematische Eigenschaften erfordert in der Regel sehr aufwendige Konstrukti-

nen für die Radführung. Bei vielen gebräuchlichen Radaufhängungsbauarten nimmt man daher die durch die zur Schwingungsisolation erforderlichen Gummilager bedingten elastokinematischen Eigenschaften hin und kompensiert die Wirkung der dadurch auftretenden Radstellungsänderungen (insbesondere Vorspuränderungen) gegebenenfalls durch eine entsprechende kinematische Auslegung, die fast immer einfacher zu realisieren ist.

Bei neueren Konstruktionen ist man jedoch zunehmend bemüht, eine gezielte Auslegung der elastokinematischen Eigenschaften zu verwirklichen.

Beispielsweise kann das sog. "Seitenkraft-Übersteuern" vermieden werden, wenn die Radaufhängungen der Hinterachse so konzipiert sind, daß das (aufgrund der höheren Radlast für das Lenkverhalten maßgeblichere) kurvenäußere Rad von der Reifenseitenkraft bei Kurvenfahrt nicht in Nachspur gedrückt wird /23/.

Neben den elastokinematischen Vorspuränderungen unter der Wirkung von Reifenseitenkräften treten auch solche unter der Wirkung von Reifenumfangskräften auf. Kriterien für eine gezielte Auslegung hierzu werden in Abschnitt 2.4.4 angesprochen.

2.4.3.6 Traktion (Antriebskonzept)

Bereits bei der Parametervariation zur Schwerpunkthöhe (Version 0 - Version 1) wurde erwähnt, daß die zur Überwindung der Rollwiderstands- und Luftwiderstandskräfte erforderlichen Antriebskräfte die momentan wirksame Schräglaufsteife an der Antriebsachse reduzieren.

Bei kleinen Schräglaufwinkeln ist der Einfluß der Umfangskräfte auf die resultierende Seitenkraft gering (vgl. Abschnitt 2.2.4.2, Bild 2.2-24, "Krempel-Diagramm").

Bei höheren Querschleunigungen erreichen die bei Kurvenfahrt erforderlichen Schräglaufwinkel jedoch Werte, bei denen gleichzeitig wirksame Umfangskräfte eine Reduktion der resultierenden Seitenkraft hervorrufen, die durch größere Schräglaufwinkel kompensiert werden muß, was ja einer Verringerung der wirksamen Schräglaufsteife entspricht.

Bei der Kurvenfahrt auf konstantem Bahnradius steigen mit zunehmender Querschleunigung nicht nur die erforderlichen Seitenkräfte, sondern auch

die Umfangskräfte an den Antriebsrädern, da mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit die Fahrwiderstände größer werden.

Als Folge dieser kombinierten Reifenbeanspruchung steigen die zum Aufbringen der Seitenkräfte erforderlichen Achsschräglaufwinkel hier mit zunehmender Querbewegung progressiv an. Die Wirkung wird durch die bei Kurvenfahrt auftretenden Radlastdifferenzen verstärkt.

Ein Fahrzeug mit Vorderrtrieb weist daher ein bis in den Grenzbereich zunehmend untersteuerndes stationäres Lenkverhalten auf. Ein realistisch reagierendes Fahrzeug mit Hinterradantrieb, d.h. ein Fahrzeug, das durch entsprechende Auslegung der Massenverteilung, der Wankfederraten, der Achskinematik und der Reifendrucke untersteuernd abgestimmt ist, kann eine Tendenzwende im stationären Lenkverhalten zeigen, **Bild 2.4-26**.

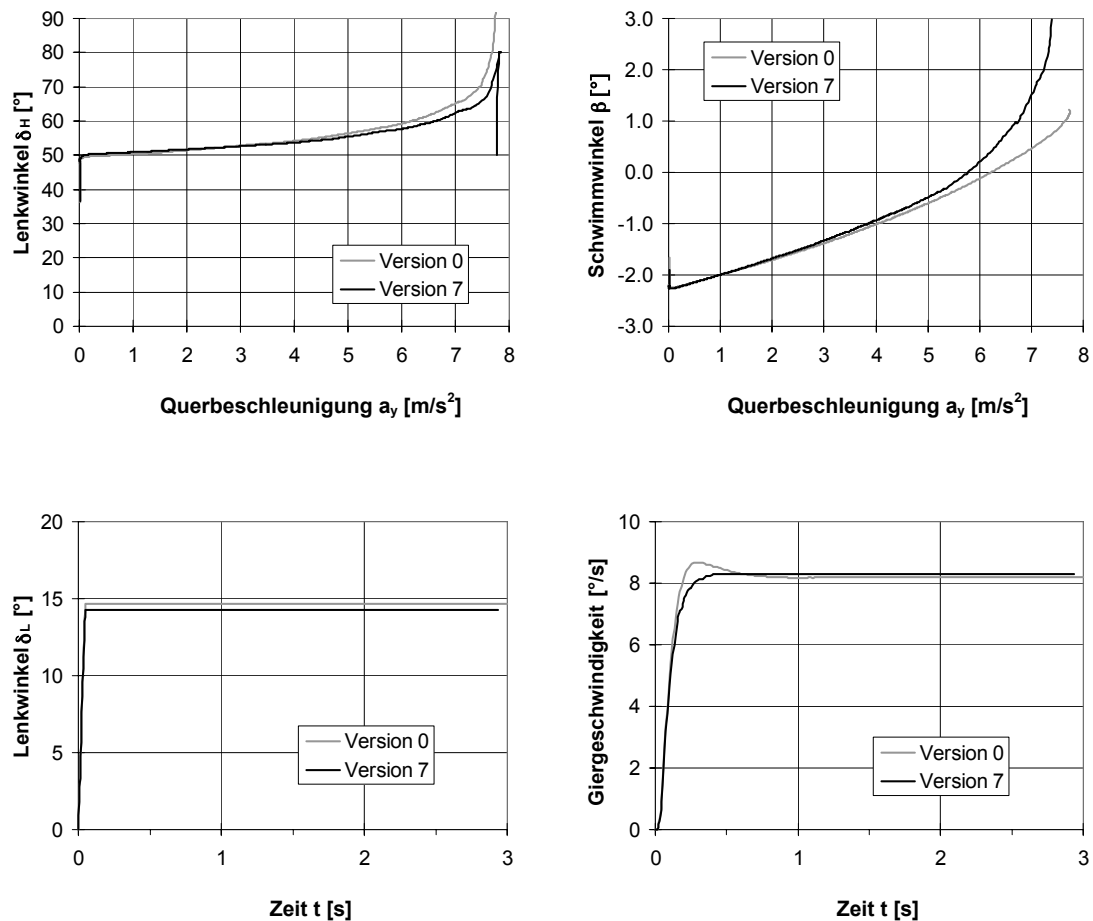


Bild 2.4-26: Simulationsergebnisse der Parametervariation Nr. 7 (Hinterradantrieb statt Vorderradantrieb)

Die Tendenzwende im Lenkverhalten tritt dann auf, wenn die Abnahme der Schräglaufsteife an der Antriebsachse aufgrund der Umfangskräfte die durch zunehmende Radlastdifferenzen oder durch andere Abstimmungsmaßnahmen bedingte Abnahme der Schräglaufsteife an der Vorderachse übersteigt.

Die erforderlichen Schräglaufwinkel an der Hinterachse bedingen damit einen sehr großen Schwimmwinkel. Der Querbesehleunigung entsprechende Schräglaufwinkel an der Vorderachse erfordern daher eine Zurücknahme des Lenkwinkels bei Annäherung an den Grenzbereich (vgl. Gl. 2.3-7, Abschnitt 2.3).

Das bis in den Grenzbereich untersteuernde frontgetriebene Fahrzeug schiebt bei weiterer Steigerung der Fahrgeschwindigkeit über die Vorderräder zum Kurvenaußenrand. Gleichzeitig vergrößert sich dadurch der befahrene Bahnradius, die Querbesehleunigung wird geringer und das Fahrzeug stabilisiert sich wieder.

Das hier untersuchte heckgetriebene Fahrzeug mit Tendenzwende im stationären Lenkverhalten schiebt dagegen im Grenzbereich mit dem Fahrzeugheck zum Kurvenaußenrand und lenkt damit in die Kurve ein. Die Querbesehleunigung steigt dadurch noch weiter an, und ohne eine entsprechend schnelle Zurücknahme des Lenkwinkels durch den Fahrer resultiert eine Schleuderbewegung um die Hochachse. Ein bis in den Grenzbereich untersteuerndes Lenkverhalten ist daher für den Fahrer leichter zu beherrschen.

Diese Aussagen gelten natürlich nur unter der Voraussetzung, daß die zur Aufrechterhaltung der Fahrgeschwindigkeit erforderlichen Antriebskräfte konstant sind. Auf das Fahrzeugverhalten bei einem Lastwechsel oder beim Bremsen während der Kurvenfahrt wird in Abschnitt 2.4.4 eingegangen.

Bei Fahrzeugen mit Allradantrieb hängt das Verhalten im Grenzbereich davon ab, wie die Antriebsmomente auf Vorder- und Hinterachse verteilt werden.

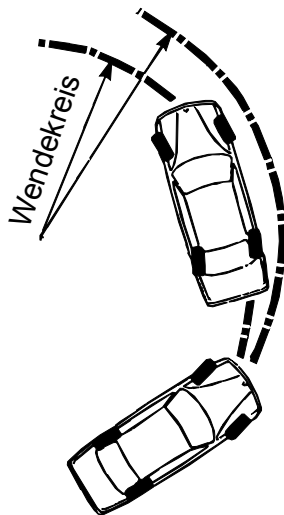
Prinzipbedingt sind etwas höhere Querbesehleunigungen möglich als bei einem vergleichbaren Fahrzeug mit Einachs Antrieb, da die Reifenbeanspruchung durch Kraftübertragung gleichmäßiger auf alle Räder verteilt wird.

Bei allen Antriebskonzepten ist bei der Abstimmung des Lenkverhaltens zu bedenken, daß der Übergang vom Grenzbereich in den Bereich, in dem eine Kurshaltung praktisch nicht mehr möglich ist, um so abrupter erfolgt, je näher die erreichbare Grenzquerbesehleunigung an der kraftschlußbedingten, theoretisch möglichen liegt und damit den Fahrer in der Einschätzung der Annäherung an diesen Bereich überfordert.

2.4.3.7 Hinterachs-Zusatzlenkung

Mit Hilfe einer Hinterachs-Zusatzlenkung läßt sich das Lenkverhalten eines Fahrzeugs in weiten Grenzen beeinflussen.

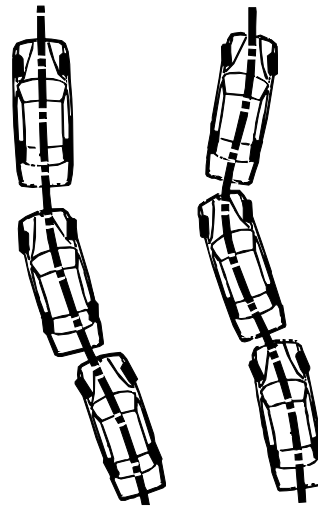
Im Parkierbereich (geringe Fahrgeschwindigkeit) kann durch einen zum Lenkeinschlag der Vorderräder gegensinnigen Lenkeinschlag der Hinterräder der Wendekreis verringert werden, **Bild 2.4-27**.



Gegensinniger Radeinschlag:

Verringerung des Wendekreises

/ Wallentowitz / © Ika V2 / 2.4-27



Gleichsinniger Radeinschlag:

Steigerung
der Hochgeschwindigkeitsstabilität

Bild 2.4-27: Hinterachs-Zusatzlenkung /40/

Im fahrdynamisch interessanten Geschwindigkeitsbereich wirkt sich ein gegensinniger Lenkeinschlag jedoch stabilitätsmindernd aus.

Das instationäre Lenkverhalten kann nur durch einen gleichsinnigen Lenkeinschlag der Hinterräder positiv beeinflusst werden. Die Wirkung entspricht dann in gewisser Weise einer Hinterachse, die elastokinematisch so ausgelegt ist, daß die kurvenäußeren Räder unter der Wirkung der Seitenkraft in Vorspur gedrückt werden.

Die aktive Hinterachs-Zusatzlenkung hat aber gegenüber einer solchen passiven Hinterachslenkung den Vorteil, daß der Aufbau von Seitenkräften unmittelbar und nicht erst nach einer Schwimmwinkeländerung erfolgt.

Die Auswirkung unterschiedlich gerichteter Lenkeinschläge an der Hinterachse auf die Fahrzeugdynamik kann anhand folgender Überlegung abgeschätzt werden:

Bei einer schnellen Lenkbewegung durch den Fahrer wird beim Fahrzeug ohne Hinterachslenkung im ersten Moment nur an der Vorderachse eine Seitenkraft aufgebaut, **Bild 2.4-28**.

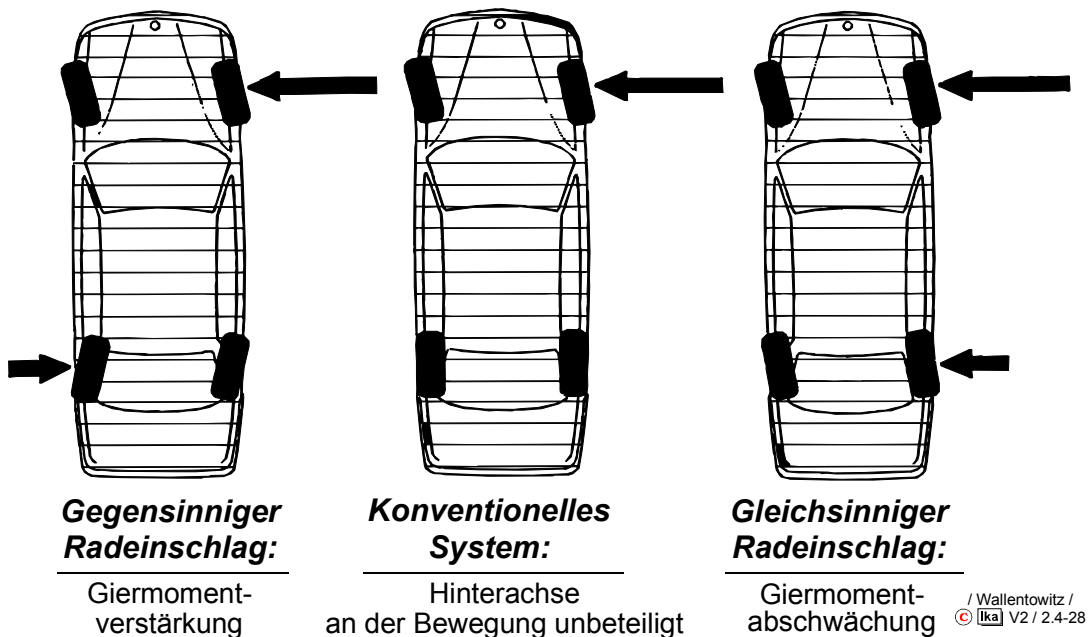


Bild 2.4-28: Seitenkraftaufbau unmittelbar nach einem Lenkwinkelsprung /40/

Erst nachdem das Fahrzeug auf den dadurch hervorgerufenen Anregungsimpuls mit einer Querbewegung und einer Gierdrehung reagiert, stellt sich auch an der Hinterachse ein Schräglaufwinkel ein, und es wird eine Seitenkraft aufgebaut, die zu einer weiteren Zunahme der Querbewegung führt und die Gierbeschleunigung zu Null werden lässt. (Gleichgewichtszustand der stationären Kreisfahrt).

Beim Fahrzeug mit gegensinnigem Lenkeinschlag der Hinterräder sind die Seitenkräfte an Vorder- und Hinterachse im ersten Moment nach der Lenkwinkeländerung gegeneinander gerichtet. Die resultierende Querbewegung ist also zu diesem Zeitpunkt geringer und die Gierbeschleunigung größer als beim Fahrzeug ohne Hinterachslenkung. Demgemäß ist mit einem schnelleren Anstieg der Giergeschwindigkeit zu rechnen, die zu einem deutlichen Überschwingen führt, während die Querbewegung langsamer ihren stationären Endwert erreichen wird.

Die für die Fahrstabilität wesentlich günstigere Lenkreaktion mit einem schnelleren Anstieg der Querbeschleunigung und geringem Überschwingen der Giergeschwindigkeit kann dagegen erzielt werden, wenn bereits unmittelbar nach der Lenkwinkeländerung sowohl an der Vorder- als auch an der Hinterachse Seitenkräfte aufgebaut werden, die zur Kurveninnenseite gerichtet sind, also mit Hilfe eines gleichsinnigen Lenkeinschlags an der Hinterachse. **Bild 2.4-29** zeigt die Simulationsergebnisse der stationären Kreisfahrt.

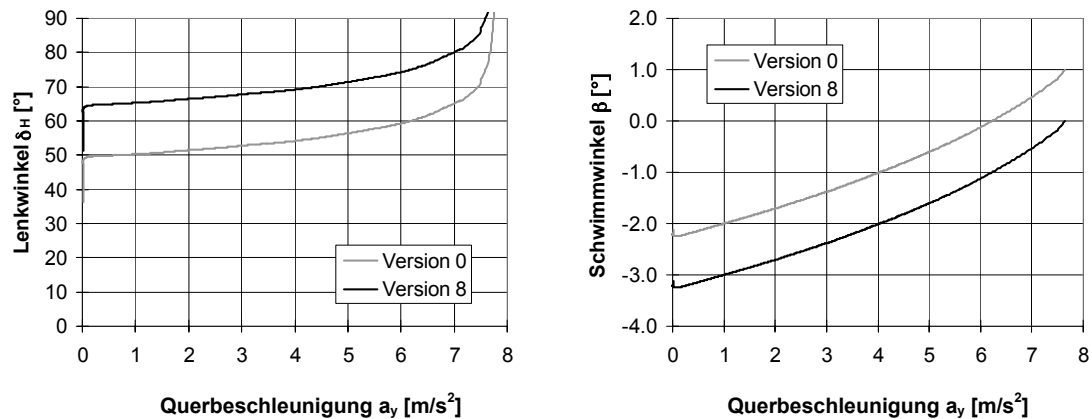


Bild 2.4-29: Simulationsergebnis Parametervariation Nr. 8 (Hinterachs-Zusatzlenkung $\delta_H = 0,2 \cdot \delta_V$)

Mit Hilfe dieser grundsätzlichen Überlegungen läßt sich zwar die Frage nach der geeigneten Richtung des Lenkeinschlags an der Hinterachse beantworten, ein geeigneter funktionaler Zusammenhang zwischen Lenkwinkel an der Vorderachse und Lenkwinkel an der Hinterachse kann damit jedoch nicht ermittelt werden.

Zu einer zumindest theoretisch sinnvollen Ansteuerstrategie für die Hinterachslenkung führt folgende Überlegung: Eine Annäherung an den fahrdynamischen Grenzbereich eines Kraftfahrzeuges ist in der Regel durch den schnellen Aufbau großer Schwimmwinkel charakterisiert.

Der Fahrer ist in solchen Situationen häufig in seinem Reaktionsvermögen überfordert, da derartige Fahrzeugbewegungen und die zur Stabilisierung erforderlichen Lenkbewegungen nicht im Bereich seiner im Alltagsverkehr erlernten Reiz-Reaktions-Mechanismen liegen [11].

Es liegt daher die Idee nahe, Schwimmwinkel mit Hilfe einer Hinterachslenkung im fahrdynamisch interessanten Geschwindigkeitsbereich vollständig zu kompensieren und so bis an den Grenzbereich ein dem Fahrer vertrautes, nahezu unverändertes Lenkverhalten zu erzielen.

Die grundsätzliche Beschaffenheit eines dazu erforderlichen funktionalen Zusammenhangs zwischen Lenkwinkel vorn und Lenkwinkel hinten kann mit Hilfe des linearisierten Einspur-Fahrzeugmodells hergeleitet werden.

Unter Berücksichtigung eines Hinterachslenkwinkels erhalten die Bewegungsdifferentialgleichungen aus Abschnitt 2.3 die Form:

$$m \cdot v \cdot (\dot{\psi} - \dot{\beta}) = c_{sv} \cdot (\delta_v + \beta - \frac{l_v}{v} \cdot \dot{\psi}) + c_{sh} \cdot (\delta_h + \beta + \frac{l_h}{v} \cdot \dot{\psi}) \quad (2.4-16)$$

$$\Theta_z \cdot \ddot{\psi} = c_{sv} \cdot (\delta_v + \beta - \frac{l_v}{v} \cdot \dot{\psi}) \cdot l_v - c_{sh} \cdot (\delta_h + \beta + \frac{l_h}{v} \cdot \dot{\psi}) \cdot l_h \quad (2.4-17)$$

Durch Einsetzen der Bedingungen für eine Schwimmwinkelkompensation $\beta = 0$, $\dot{\beta} = 0$, in diese beiden Differentialgleichungen erhält man nach einer Laplace-Transformation die folgende Übertragungsfunktion zwischen Lenkwinkel an Hinter- und Vorderachse /11/:

$$F_{\delta}(s) = \frac{\delta_h(s)}{\delta_v(s)} = P_h \cdot \frac{1 + T_D \cdot s}{1 + T_1 \cdot s} \quad (2.4-18)$$

Für eine Schwimmwinkelkompensation ist also eine Übertragungsfunktion erforderlich, die der eines PDT_1 - Glieds entspricht /32/.

- Verstärkungsfaktor des Proportionalanteils

$$P_h = - \frac{c_{sv} \cdot c_{sh} \cdot l_h \cdot l - c_{sv} \cdot l_v \cdot m \cdot v^2}{c_{sv} \cdot c_{sh} \cdot l_v \cdot l + c_{sh} \cdot l_h \cdot m \cdot v^2}$$

- Zeitkonstante des D-Anteils

$$T_D = \frac{\Theta_z \cdot v}{c_{sh} \cdot l_h \cdot l - l_v \cdot m \cdot v^2}$$

- Verzögerungszeitkonstante

$$T_1 = \frac{\Theta_z \cdot v}{c_{sv} \cdot l_v \cdot l + l_h \cdot m \cdot v^2}$$

Eine Schwimmwinkelkompensation für stationäre Fahrzustände erfordert also eine geschwindigkeitsabhängige Lenkübersetzung zwischen Vorder- und Hinterachse.

Die qualitative Darstellung eines so hergeleiteten "Mitlenkkennfeldes" für stationäre Fahrzustände zeigt **Bild 2.4-30** (nur positive Schwimmwinkel werden kompensiert).

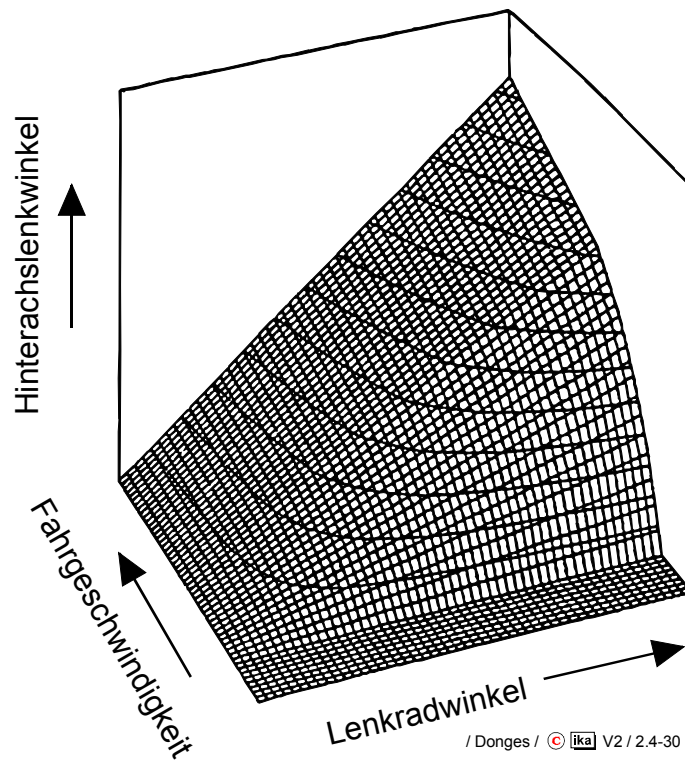


Bild 2.4-30: Mitlenkkennfeld der Hinterachs-Zusatzlenkung für eine Schwimmwinkelkompensation (stationär) /11/

Eine Schwimmwinkelkompensation für instationäre Fahrzustände erfordert zusätzlich ein bestimmtes Zeitverhalten der Ansteuerung.

Für reale Fahrzeuge ist der Einfluß der Nichtlinearität der Reifeneigenschaften, der Radaufhängungskinematik usw. zu berücksichtigen. Ein entsprechendes Mitlenkkennfeld wäre hier nicht analytisch, sondern experimentell zu ermitteln.

Die Wirkung der Schwimmwinkelkompensation auf das instationäre Lenkverhalten eines PKW zeigt **Bild 2.4-31** anhand von Simulationsergebnissen zum Sinuslenken.

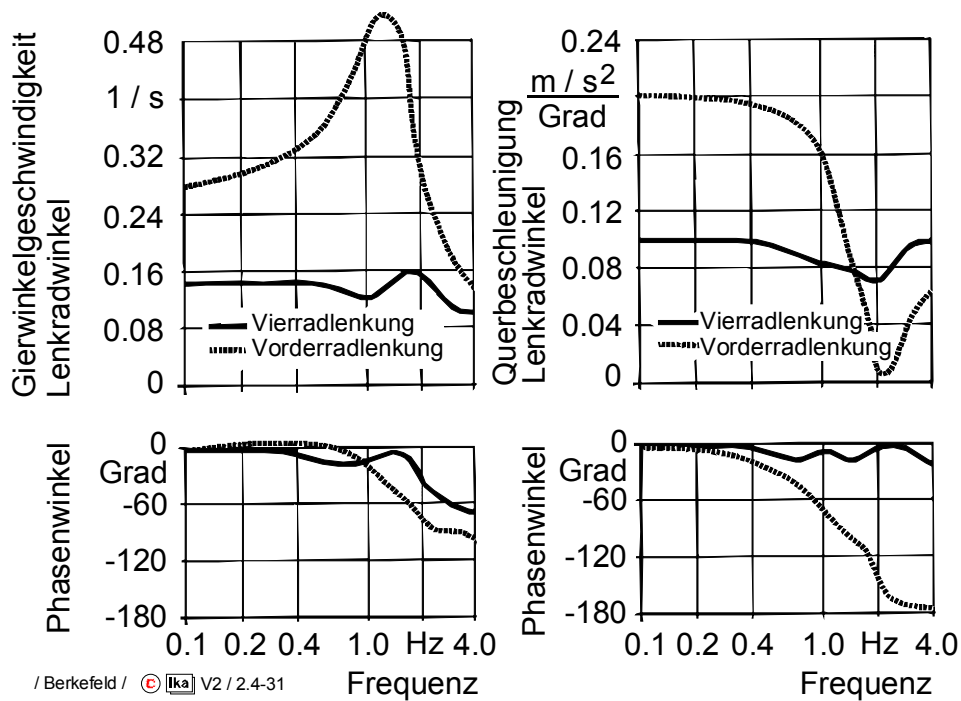


Bild 2.4-31: Frequenzgänge eines Fahrzeugs mit/ohne Schwimmwinkelkompensation durch die Hinterachs-Zusatzlenkung /4/

Die Fahrgeschwindigkeit beträgt $v = 150 \text{ km/h}$. Die Lenkradwinkelamplitude wurde jeweils so festgelegt, daß bei stationärer Kreisfahrt mit $v = 150 \text{ km/h}$ eine Querbeschleunigung von $a_y = 4 \text{ m/s}^2$ resultiert.

Beim Fahrzeug mit Hinterachs-Zusatzlenkung ist dann eine größere Lenkradwinkelamplitude erforderlich, da sich durch das gleichsinnige Einschlagen der Hinterräder allein aufgrund der geometrischen Zusammenhänge (vgl. Gl. 2.3-7, Gl. 2.3-8) ein geringerer Gierverstärkungsfaktor (vgl. Gl. 2.3-30, Abschnitt 2.3.3.1) ergibt. Die auf die Lenkradwinkelamplitude bezogenen Giergeschwindigkeits- und Querbeschleunigungsamplituden sind daher geringer, was durch eine direktere Lenkübersetzung an der Vorderachse ausgeglichen werden könnte.

Das Fahrzeug ohne Hinterachslenkung weist im Bereich der Giereigenfrequenz (ca. 1,1 Hz) eine deutliche Resonanzüberhöhung der Giergeschwindigkeitsamplitude auf, die auf eine (aufgrund der hohen Fahrgeschwindigkeit) geringe Gierdämpfung (vgl. Abschnitt 2.3.2) hinweist. Die geringe Gierdämpfung äußert sich in einem Nachschwingen des Fahrzeugs nach Lenkbewegungen des Fahrers, was die Fahrstabilität beeinträchtigt.

Beim gleichen Fahrzeug mit Hinterachs-Zusatzlenkung ist die Giergeschwindigkeitsamplitude dagegen nahezu unabhängig von der Anregungsfrequenz der Lenkbewegung. Die Gierdämpfung reicht hier aus, um die durch die Lenkbewegungen des Fahrers angeregten Gierschwingungen ausreichend zu dämpfen. Die Gieranregung ist beim Fahrzeug mit Hinterachs-Zusatzlenkung also schwächer.

Sehr günstig wirkt sich hier zudem die geringe Phasenverschiebung zwischen Lenkbewegung und Quereschleunigungsänderung, d.h. Kursänderung des Fahrzeugs, auf das Fahrverhalten aus. Bei einer Lenkfrequenz von etwa 1,1 Hz, wie sie etwa bei einem zügigen Fahrspurwechsel auftritt, läuft beim Fahrzeug ohne Hinterachs-Zusatzlenkung die Kursänderung der Lenkradwinkeländerung mit einer Phasenverschiebung von etwa 90° nach. Wenn der Fahrer das Lenkrad bereits wieder in Geradeausstellung gedreht hat, erreicht das Fahrzeug gerade erst die maximale Quereschleunigung bzw. Kursänderung. Das Fahrzeug ändert die Bewegungsrichtung, obwohl der Fahrer nicht mehr lenkt. Dieser Effekt wird als "Nachdrängen" empfunden. Beim Fahrzeug mit Hinterachs-Zusatzlenkung beträgt die Phasenverschiebung bei dieser Lenkfrequenz lediglich etwa 15° .

Neben Ansteuerstrategien der beschriebenen Art für Hinterachs-Zusatzlenkungen sind auch Regelstrategien denkbar, bei denen die Hinterachslenkung in einen geschlossenen Regelkreis zur Regelung fahrdynamischer Sollwerte eingebunden ist. Ein Beispiel dafür ist die Giergeschwindigkeitsregelung des VW-Forschungsfahrzeugs IRVW4-Futura /34/. Aufgrund der noch geringen Bedeutung derartiger Konzepte für die praktische Anwendung soll darauf jedoch nicht näher eingegangen werden.

2.4.4 Einfluß längsdynamischer Vorgänge auf die Querdynamik

Die primär längsdynamischen Vorgänge

- Beschleunigen
- Lastwechsel (Gaswegnehmen, Auskuppeln)
- Bremsen

verursachen bei Kurvenfahrt in der Regel auch eine querdynamische Fahrzeugreaktion, die vom Fahrer durch Lenkkorrekturen kompensiert werden muß.

Auf griffigen Fahrbahnen wird diese Fahrzeugreaktion hauptsächlich durch die dynamische Achslastverlagerung zwischen Vorder- und Hinterachse, die das Kräftepaar, bestehend aus Radumfangkräften und im Fahrzeugschwerpunkt angreifender Trägheitskraft, beim Beschleunigen oder Verzögern hervorruft, und die damit verbundenen Reifenseitenkraftänderungen bestimmt, **Bild 2.4-32**.

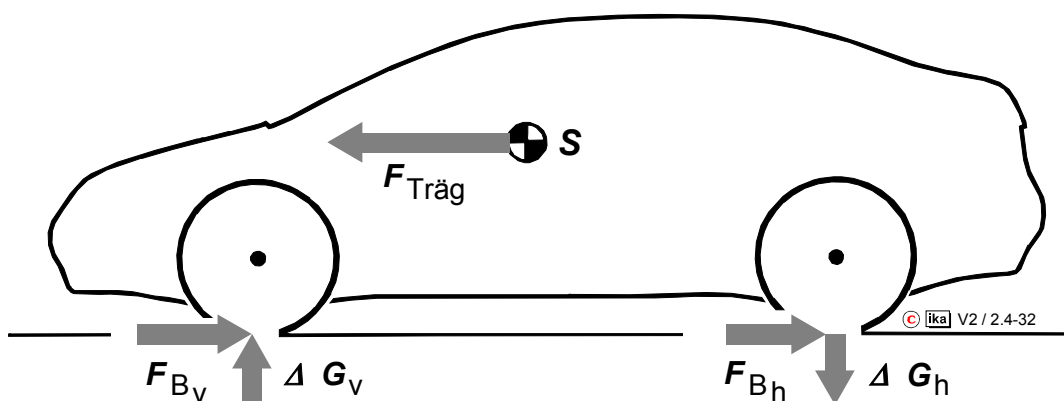


Bild 2.4-32: Dynamische Achslastverlagerung beim Bremsen

Auf rutschigen Fahrbahnen oder bei sehr großen Reifenumfangskräften (Bremsen mit hoher Verzögerung) wirkt sich dagegen die Reduzierung der übertragbaren Reifenseitenkräfte bei gleichzeitig aufgezwungenen Reifenumfangskräften stärker aus (vgl. Abschnitt 2.2.5).

Insbesondere beim Bremsen tritt auch bei Geradeausfahrt eine vom Fahrer auszuregelnde querdynamische Fahrzeugreaktion auf, wenn die Kraftschlußbeiwerte für rechte und linke Fahrspur deutlich voneinander abweichen (μ -split).

2.4.4.1 Beschleunigen bei Kurvenfahrt

Beim Beschleunigen wird durch die dynamische Achslastverlagerung die Vorderachse entlastet und die Hinterachse zusätzlich belastet. Ohne Lenkkorrektur schieben auf griffiger Fahrbahn sowohl Fahrzeuge mit Hinterradantrieb als auch Fahrzeuge mit Frontantrieb über die Vorderachse zum Kurvenaußenrand, da die resultierende Achsseitenkraft an der Vorderachse mit der Achslast abnimmt, die abstützende Fliehkraft jedoch mit der Fahrgeschwindigkeit beim Beschleunigen zunimmt.

Bei Fahrzeugen mit Frontantrieb sind in der Regel höhere Lenkkorrekturen erforderlich, da durch die an der Vorderachse übertragenen Antriebskräfte die gleichzeitig übertragbaren Seitenkräfte reduziert und dadurch die dynamische Untersteuertendenz zusätzlich verstärkt wird.

Als Bewertungsmaßstab für die Fahrzeugreaktion beim Beschleunigen in der Kurve kann die Giergeschwindigkeitsdifferenz zum Zeitpunkt Δt nach Beschleunigungsbeginn herangezogen werden, die sich mit festgehaltenem Lenkrad beim Übergang von einer stationären Kreisfahrt mit $R = \text{const.}$ zur beschleunigten Kreisfahrt ergibt. **Bild 2.4-33** zeigt die Giergeschwindigkeitsdifferenz nach 1 sec in Abhängigkeit von der Längsbeschleunigung für verschiedene Antriebskonzepte.

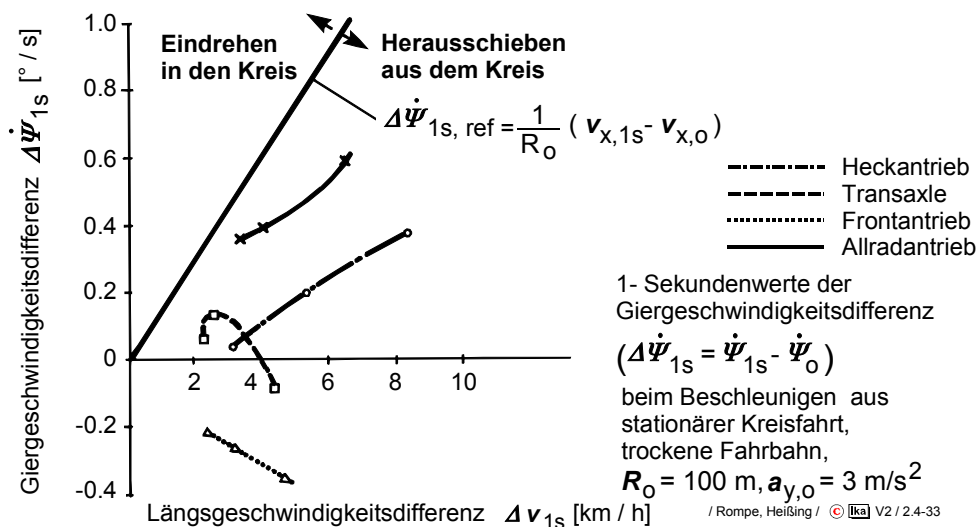


Bild 2.4-33: Giergeschwindigkeitsabweichung beim Beschleunigen in der Kurve /37/ auf griffiger Fahrbahn

Die Referenzgerade kennzeichnet die Giergeschwindigkeitszunahme, die aus der Fahrgeschwindigkeitszunahme resultieren würde, wenn beim Beschleunigen keine Abweichung vom Ausgangsradius auftreten würde.

Auf rutschigen Fahrbahnen sind die Fahrzeugreaktionen deutlich heftiger, **Bild 2.4-34**. Das durch Überlagerung der Reifenseitenkräfte durch Reifenumfangskräfte hervorgerufene dynamische Übersteuern der untersuchten Fahrzeuge mit Hinterradantrieb führt hier zu einem Eindrehen in den Ausgangskreis.

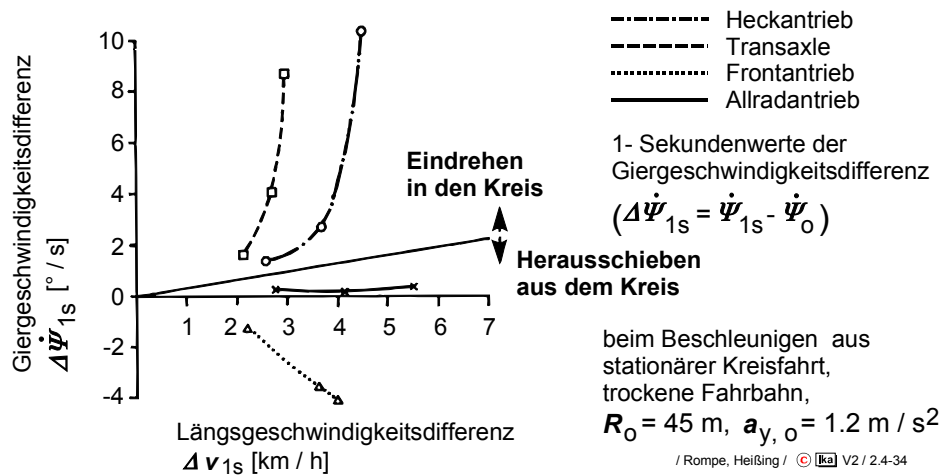


Bild 2.4-34: Giergeschwindigkeitsabweichung beim Beschleunigen in der Kurve /37/ auf rutschiger Fahrbahn

Die Vorteile der Aufteilung der Antriebskräfte auf vier Räder beim Allradantrieb werden auf rutschiger Fahrbahn deutlich. Auf trockener Fahrbahn sind die Unterschiede dagegen eher auf die Auslegung des stationären Lenkverhaltens (geringe Untersteuertendenz) zurückzuführen als auf das Antriebskonzept.

2.4.4.2 Lastwechsel bei Kurvenfahrt

Als Lastwechsel wird die sprunghafte Änderung der Antriebskräfte beim schnellen Wechsel der Gaspedalstellung, beim Auskuppeln oder zu Beginn des Schaltvorgangs eines automatischen Getriebes bezeichnet.

Bei Kurvenfahrt verursacht die sprunghafte Änderung der Umfangskräfte an den Antriebsrädern eine Gierreaktion des Fahrzeugs, die ohne Lenkkorrektur des Fahrers zu einem Eindrehen in die Kurve führt. Die heftigste Anregung stellt hier das plötzliche Loslassen des Gaspedals dar, da die Antriebskräfte nicht nur zu Null werden, sondern aufgrund des Motorschleppmomentes in Bremskräfte umschlagen.

Da das plötzliche Loslassen des Gaspedals eine natürliche Reaktion des Fahrers beim Befahren einer zu schnell angegangenen oder sich im weiteren Verlauf verengenden Kurve darstellt, hat die Lastwechselreaktion bei Kurvenfahrt eine große Bedeutung für die aktive Fahrsicherheit. Das durch den Lastwechsel verursachte Eindrehen des Fahrzeugs in die Kurve wird in gemäßigter Form als günstig angesehen, darf jedoch nicht so heftig sein, daß der Fahrer mit den zur Stabilisierung des Fahrzeuges erforderlichen Lenkkorrekturen überfordert ist. Die Lastwechselreaktion resultiert aus der Überlagerung einer Reihe von Einzelfaktoren, **Bild 2.4-35**.

Ursachen der Lastwechselreaktion Antriebsart	Tendenz der Veränderung des Eigenlenkverhaltens		
	Front	Hinterrad	Allrad
1. Traktionseinfluß			
- Wechsel von Antreiben auf Umfangskraft = 0	↑	↓	-
- Wechsel von Umfangskraft = 0 auf Verzögern	↓	↑	-
2. Einfluß der Radlastverlagerung auf die Seitenführungskräfte	↑	↑	↑
3. Verringerung des Untersteuerns durch Geschwindigkeitsverminderung	↑	↑	↑
4. Veränderung einer in den Kreis ziehenden Komponente der Antriebskraft	↓	-	↓
5. Kinema. Änderung der Radstellung durch Nicken und Wanken	Auswirkung je nach Radaufhängung Auswirkung je nach Radaufhängung		
6. Elastische Veränderung der Radstellung durch Änderung der Radumfangskräfte			
7. Lenkmomente durch Beugewinkel an den Antriebsgelenken	↑	-	↑
8. Drall durch Giergeschwindigkeitsänderung	↑	↑	↑
9. Veränderung des Seitenkraftrückstellmoments bei Änderung der Radumfangskräfte	↑	↓	-
10. Einfluß der seitlichen Auslenkung der Radaufstandsfläche	↑	↑	↑

(↑ = Übersteuern ; ↓ = Untersteuern); Allrad mit idealer Kraftverteilung

Bild 2.4-35: Ursachen der Lastwechselreaktion /6/

Den weitaus größten Einfluß auf die Lastwechselreaktion hat die dynamische Achslastverlagerung, die beim plötzlichen Loslassen des Gaspedals zu einer zusätzlichen Belastung der Vorderachse und Entlastung der Hinterachse führt. Die daraus resultierenden Seitenkraftänderungen an Vorder- und Hinterachse veranschaulicht **Bild 2.4-36**.

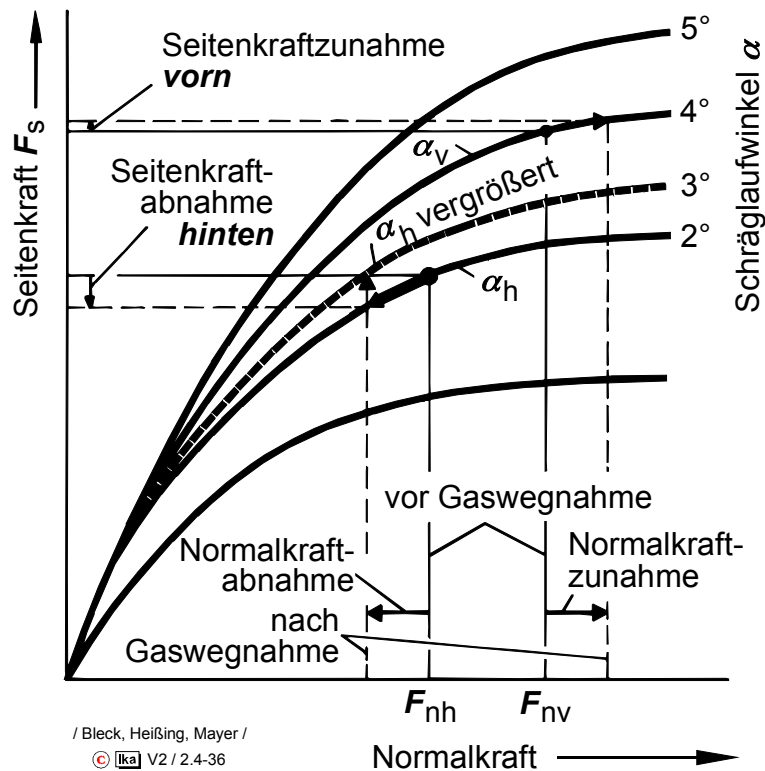


Bild 2.4-36: Seitenkraftänderungen beim Lastwechsel /6/

Die Seitenkraftzunahme an der Vorderachse und die gleichzeitige Seitenkraftabnahme an der Hinterachse verursachen unabhängig vom Antriebskonzept ein in die Kurve eindrehendes Giermoment (dynamisches Übersteuern).

Durch die kinematischen Eigenschaften der Radaufhängungen wird das Eindrehen in den Kreis in der Regel unterstützt. In Abschnitt 2.4.3.5 wurde erläutert, daß mit dem Einfederweg zunehmende Vorspurwinkel und negative Sturzwinkel an der Hinterachse die für die Fahrstabilität günstige Untersteuerndenz verstärken. Beim Lastwechsel federt jedoch die Hinterachse aufgrund der dynamischen Achslastverschiebung aus. Die momentan wirksamen Seitenkräfte durch negativen Sturz und Vorspur werden damit bei einem Fahrzeug mit entsprechend ausgelegter Hinterachskinematik abgebaut und

verstärken den Seitenkraftverlust an der Hinterachse durch die Achslastverschiebung und damit die Lastwechselreaktion.

Eine Abschwächung der Lastwechselreaktion kann dagegen durch eine entsprechende Auslegung der elastokinematischen Eigenschaften der Antriebsachse erzielt werden (vgl. Abschnitt 2.6.3). Wird zum Beispiel bei einem Fahrzeug mit Hinterradantrieb das kurvenäußere Hinterrad von Antriebskräften in Nachspur und von Bremskräften in Vorspur gedrückt, dann wirkt dieser durch den Wechsel der Reifen-Umfangskraft gesteuerte Eigenlenkeffekt der Lastwechselreaktion unmittelbar entgegen.

Als Bewertungskriterien für die Lastwechselreaktion dienen die Abweichung der Schwerpunktbahn vom Ausgangskreis nach einem Lastwechsel bei stationärer Kreisfahrt mit festgehaltenem Lenkrad, **Bild 2.4-37**, sowie die zugehörigen Abweichungen der Bewegungsgrößen von den Ausgangswerten 1 s nach dem Lastwechsel (Reaktionszeit des Fahrers).

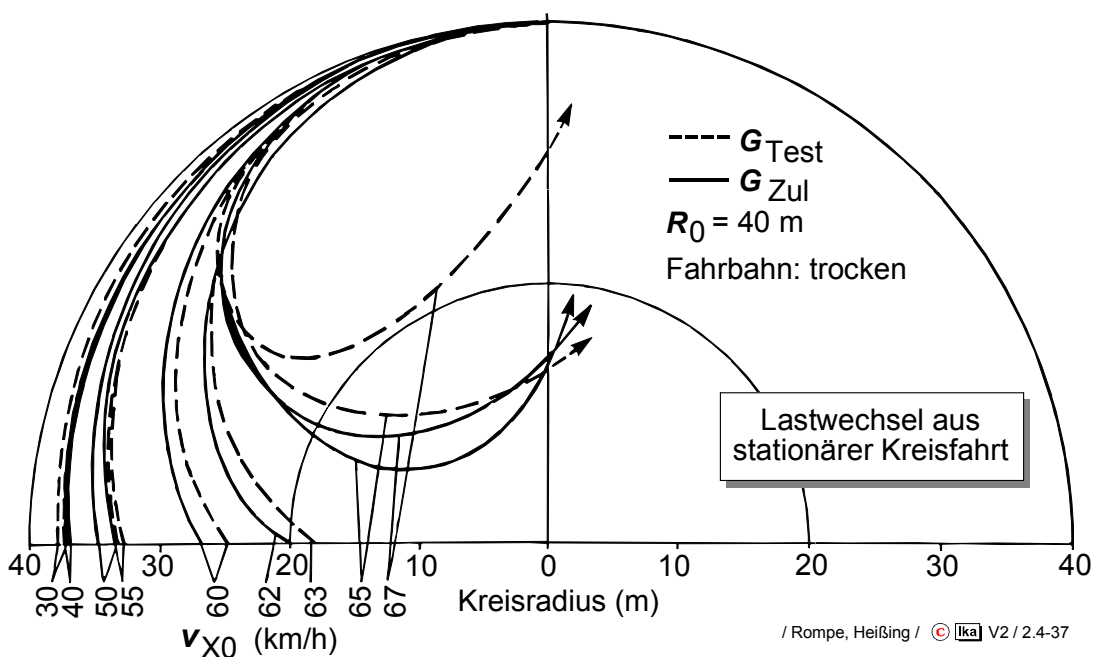


Bild 2.4-37: Abweichung der Schwerpunktbahn beim Lastwechsel /37/

Als Parameter werden der Ausgangsradius und die Ausgangsquerverbeschleunigung variiert, **Bild 2.4-38**.

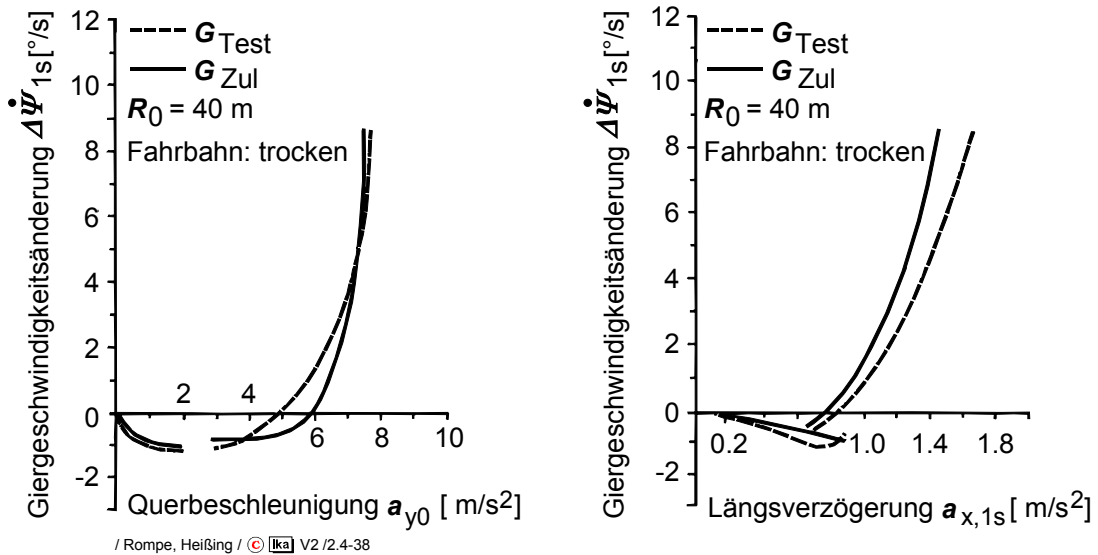


Bild 2.4-38: Giergeschwindigkeitsabweichung 1 s nach einem Lastwechsel (Fzg. mit Frontantrieb) /37/

2.4.4.3 Bremsen bei Kurvenfahrt

Bei der Betrachtung der Fahrzeugreaktion beim Bremsen in der Kurve ist zwischen geringen bis mittleren Verzögerungen und hohen Verzögerungen zu unterscheiden. Beim Bremsen mit geringer bis mittlerer Verzögerung wird die Wirkung des dem Bremsbeginn vorangegangenen Lastwechsels verstärkt, d.h. das Fahrzeug dreht sich stärker in die Kurve hinein. Die Fahrzeugreaktion wird wie beim Lastwechsel im wesentlichen durch das übersteuernd wirkende Giermoment bestimmt, das durch die dynamische Achslastverlagerung hervorgerufen wird.

Beim Bremsen mit mittleren bis hohen Verzögerungen hängt die Fahrzeugreaktion dagegen in zunehmendem Maße vom Einfluß der Reifenumfangskräfte auf die gleichzeitig übertragbaren Reifenseitenkräfte ab.

Je nach Bremskraftverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse sind zwei Grenzfälle der Fahrzeugreaktion zu unterscheiden. Wird beim Bremsen in der Kurve die Hinterachse überbremst (d.h. der an der Hinterachse ausgenutzte Kraftschlußbeiwert ist größer als der an der Vorderachse), dann bricht das Fahrzeug bei Erreichen der Kraftschlußgrenze mit dem Heck aus und verliert damit die Gierstabilität. Wird dagegen die Vorderachse überbremst, verliert das Fahrzeug bei Erreichen der Kraftschlußgrenze zwar die Lenkbarkeit, behält aber die Gierstabilität und ist nach Lösen der Bremse wieder zu beherrschen.

Um die Gierstabilität zu gewährleisten, ist also eine Bremskraftverteilung mit einem ausreichenden Sicherheitsabstand zwischen der Kurve der installierten Bremskraftverteilung und der Parabel der idealen Bremskraftverteilung bei Geradeausbremsung vorzusehen bzw. ein Bremskraftregler einzusetzen, der die Bremskraftverteilung in Abhängigkeit von der Verzögerung steuert. Mit Hilfe eines Anti-Blockier-Systems erreicht man, daß die Lenkbarkeit auch während einer Vollbremsung erhalten bleibt.

Als Bewertungskriterium werden die Werte der Bewegungsgrößen 1 s nach Bremsbeginn (Reaktionszeit des Fahrers) bei stationärer Kreisfahrt mit festgehaltenem Lenkrad herangezogen, **Bild 2.4-39**.

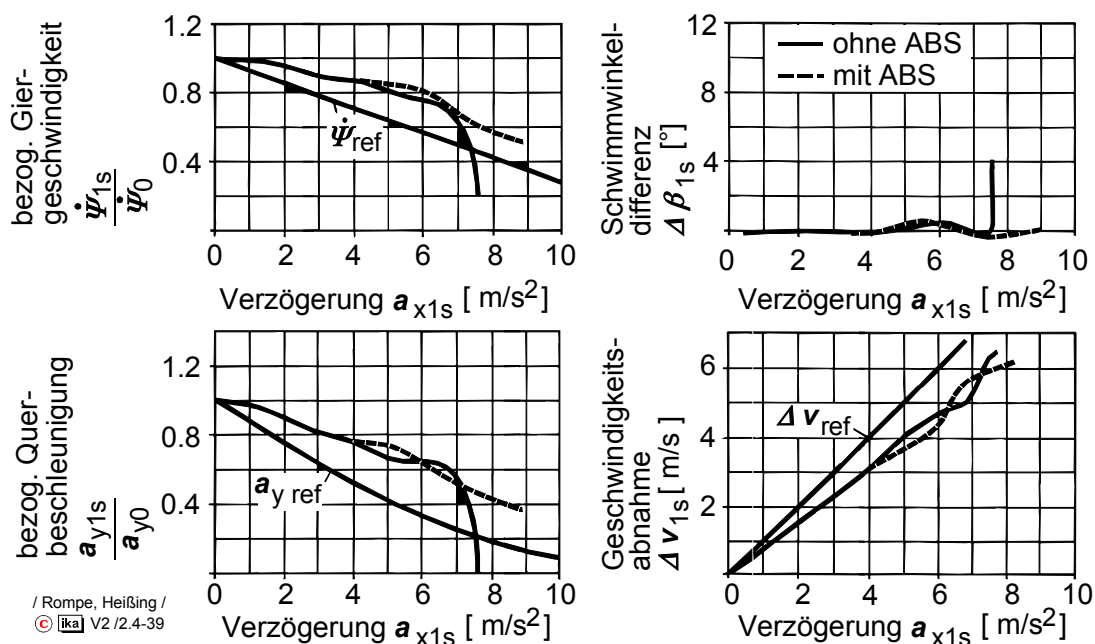


Bild 2.4-39: Kennwerte zur Beschreibung der Fahrzeugreaktionen beim Bremsen in der Kurve /37/

Als Parameter wird neben dem Ausgangsradius und der Ausgangsquerbeschleunigung die Längsverzögerung variiert. Wenn diese Werte oberhalb der Referenzlinien für eine Abbremsung mit exakter Einhaltung des Ausgangskreises liegen, deutet dies auf ein Eindrehen in den Kreis beim Bremsen hin. Die Grenze der Lenkbarkeit ist dadurch charakterisiert, daß die Querbeschleunigung nach Bremsbeginn auf Null abfällt. Die Giergeschwindigkeit fällt in diesem Fall unter die Referenzlinie ab, da das Fahrzeug über die Vorderachse zum Kurvenaußenrand schiebt.

2.4.4.4 Bremsen auf Fahrbahnen mit unterschiedlich griffigen Fahrspuren (μ -split)

Beim Bremsen auf einer Fahrbahn mit unterschiedlich griffigen Fahrspuren (z.B. Fahrbahn mit vereistem Randstreifen) resultiert aus der Bremskraftdifferenz zwischen rechter und linker Fahrzeugseite ein Giermoment, das das Fahrzeug zur griffigeren Fahrspur eindreht. Um dieses Giermoment zu kompensieren, muß ein Kräftepaar aus einer Seitenkraft an der Vorderachse und einer entgegengerichteten Seitenkraft an der Hinterachse wirksam werden, **Bild 2.4-40**.

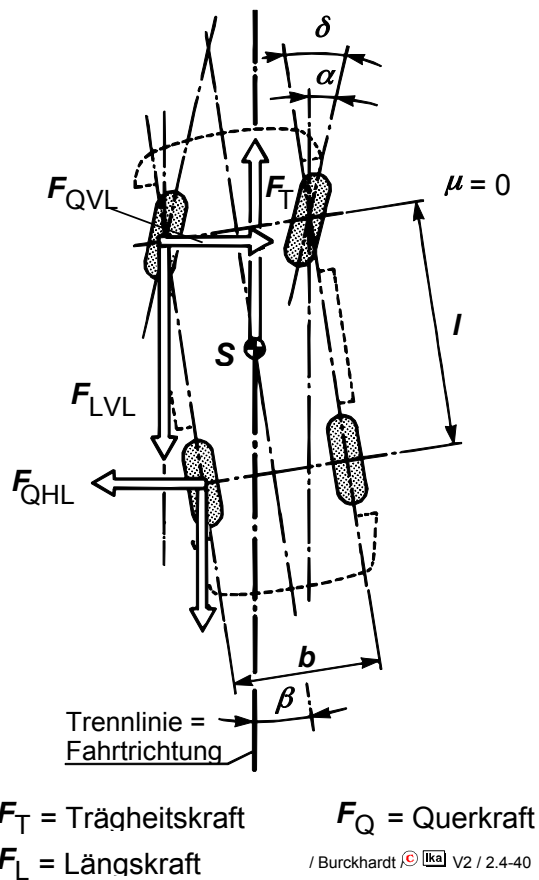


Bild 2.4-40: Giermomentenbilanz beim Bremsen unter μ -split-Bedingungen
/8/

Der dazu erforderliche Schräglaufwinkel an der Hinterachse kann nur aufgebaut werden, wenn das Fahrzeug sich während der Abbremsung mit dem Schwimmwinkel β zur Fahrtrichtung bewegt. An der Vorderachse ist ein Lenkwinkel in Richtung der weniger griffigen Fahrspur erforderlich. Die Bremsstabilität wird verbessert, wenn die Elastokinematik der Radaufhängung so ausgelegt wird, daß das auf griffigem Grund laufende Vorderrad von der Bremskraft in Vorspur gedrückt wird, **Bild 2.4-41**.

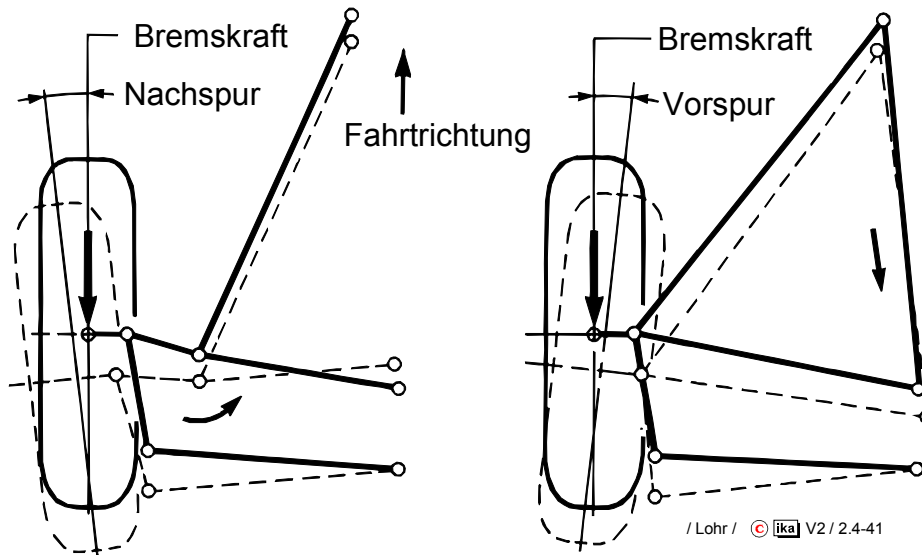


Bild 2.4-41: Elastokinematische Auslegung der Vorderradaufhängung zur Verbesserung der Bremsstabilität unter μ -split-Bedingungen /28/ (rechts)

Unmittelbar zu Beginn der Bremsung, noch bevor die Reaktionszeit des Fahrers abgelaufen ist und ein Gegenlenken einsetzt, wird dadurch bereits ein Giermoment aufgebaut, das der durch die Bremskraftdifferenz hervorgerufenen Gierdrehung entgegenwirkt. Bei der Abstimmung ist allerdings zu beachten, daß eine solche Auslegung beim Bremsen in der Kurve das Eindrehen des Fahrzeugs in die Kurve begünstigt.

Eine weitere Möglichkeit, das Fahrverhalten beim Bremsen auf μ -split für den Fahrer leichter beherrschbar zu machen, ist bei Fahrzeugen mit ABS gegeben. Wird das auf hohem Reibwert laufende Vorderrad, von ABS gesteuert, zunächst bewußt unterbremst, dann wird das durch die Bremskraftdifferenz hervorgerufene Giermoment verzögert aufgebaut und dem Fahrer ein rechtzeitiges Gegenlenken erleichtert. Der Fahrzustand wird durch Auswertung der Raddrehbeschleunigungen beim Abbremsen erkannt. Ein zusätzlicher Querbeschleunigungssensor verhindert ein Ansprechen bei Kurvenfahrt mit hoher Querbeschleunigung.

Als Bewertungskriterien für das Bremsen auf μ -split werden ähnlich wie beim Bremsen in der Kurve die Abweichungen der Bewegungsgrößen zu einem bestimmten Zeitpunkt nach Bremsbeginn ($\Delta t = 0,5s$ oder $\Delta t = 1,0s$) herangezogen. Als Parameter treten die Ausgangsfahrgeschwindigkeit und die Bremsverzögerung in Erscheinung.

2.5 Lenkung

Im Regelkreis Fahrer - Fahrzeug bildet der Lenkradwinkel eine Stellgröße, die vom Fahrer so vorzugeben ist, daß eine Abweichung vom Sollkurs gering bleibt oder wird. Zwischen der vom Fahrer ausgeführten Lenkraddrehung und der zu einer Kurskorrektur notwendigen Fahrtrichtungsänderung besteht aber kein eindeutiger funktionaler Zusammenhang. Die Gründe hierfür sind unter anderem die Elastizitäten in den Lenkungsbauteilen und die auftretenden Querbewegungen. Der Zusammenhang zwischen Lenkungsbetätigung und Fahrtrichtungsänderung ist in **Bild 2.5-1** dargestellt.

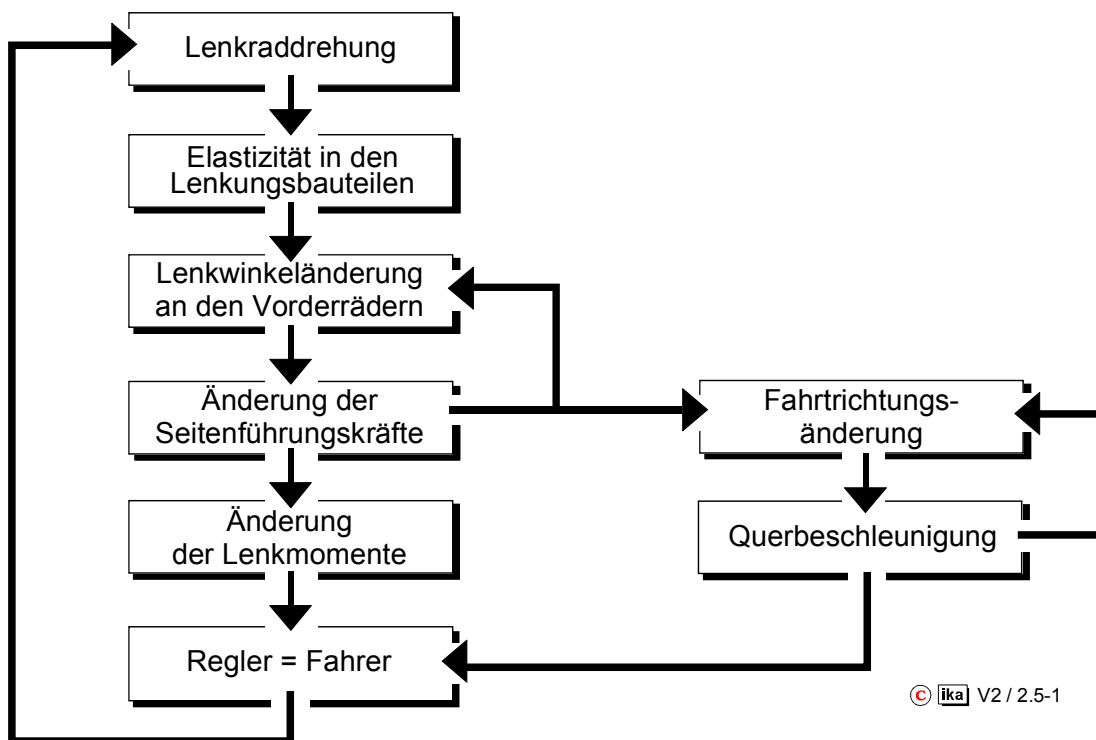


Bild 2.5-1: Zusammenhang zwischen Lenkungsbetätigung und Fahrtrichtungsänderung

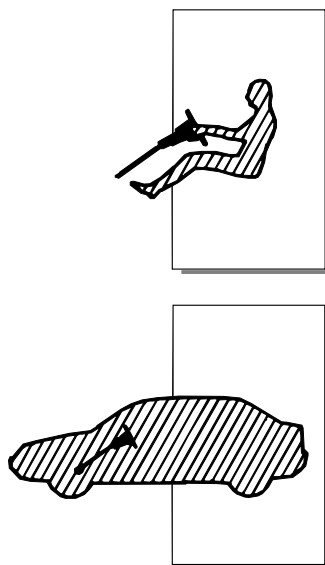
Um ein Fahrzeug zu führen, muß der Fahrer den Zusammenhang zwischen Lenkraddrehung und Fahrtrichtungsänderung ständig neu erarbeiten. Dabei verarbeitet er neben der optischen Information (Abweichung vom Sollkurs) zahlreiche weitere Informationen, die z.B. über den Sitz (Querbewegung) und über das Lenkrad (Lenkmoment) auf den Fahrer übertragen werden.

Aufgabe der Lenkung ist es damit, nicht nur den Lenkradwinkel in einer möglichst eindeutigen Zuordnung in einen Lenkwinkel an den Rädern zu übersetzen, sondern auch Informationen über den Bewegungszustand des Fahrzeugs über das Lenkrad an den Fahrer zurückzumelden.

In den vorangegangenen Abschnitten (Kapitel 2.2 - 2.4) wurde der Teil der Regelstrecke zwischen Lenkwinkeländerung an den Rädern und Fahrtrichtungsänderung behandelt. Nun sollen die Anforderungen an das Bauteil behandelt werden, das Lenkradwinkel und die Lenkwinkel der Räder einander zuordnet.

2.5.1 Anforderungen an die Lenkung

Da der Mensch über die Lenkung in das Gesamtsystem Fahrer - Fahrzeug einbezogen wird, werden die Anforderungen an dieses Bauteil durch die Eigenschaften des Menschen und die des Fahrzeugs bestimmt, **Bild 2.5-2**.



Fahrer- bezogene Anforderungen:

- Handkraft
- Sensibilität
- Stoßdämpfung
- automatische Rückstellung
- Passive Sicherheit

Fahrzeug- bezogene Anforderungen:

- Lenkkinematik
- Breitenbedarf des Fahrzeugs
- Raumbedarf der Lenkung
- Bauaufwand

© Ika V2 / 2.5-2

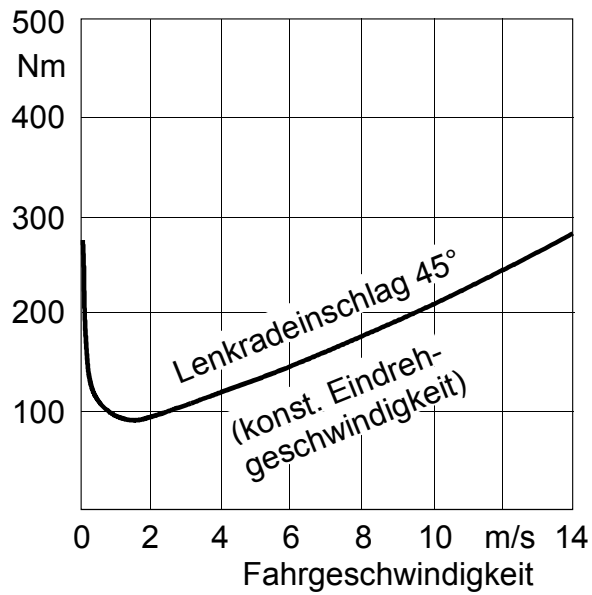
Bild 2.5-2: Anforderungen an die Lenkung

2.5.1.1 Fahrerbezogene Anforderungen

- Handkraft

Das zur Drehung der gelenkten Räder erforderliche Lenkmoment hängt stark von der Fahrgeschwindigkeit ab, **Bild 2.5-3**.

Drehmoment Lenkwelle
Lenkgetriebe radseitig



© Ika V2 / 2.5-3

Bild 2.5-3: Lenkwiderstand in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit (PKW) /13/

Es muß gewährleistet sein, daß die erforderlichen Lenkkräfte unter allen Bedingungen durch den Fahrer aufzubringen sind. Durch eine Übersetzung (Lenkgetriebe) zwischen der Lenkraddrehung und der Drehung der Vorderäder wird die zur Lenkbewegung erforderliche Handkraft auf die vom Menschen aufzubringenden Werte reduziert, **Bild 2.5-4**. Eine große Lenkübersetzung erhöht aber gleichfalls den Lenkradweg und damit die physische Belastung des Fahrers.

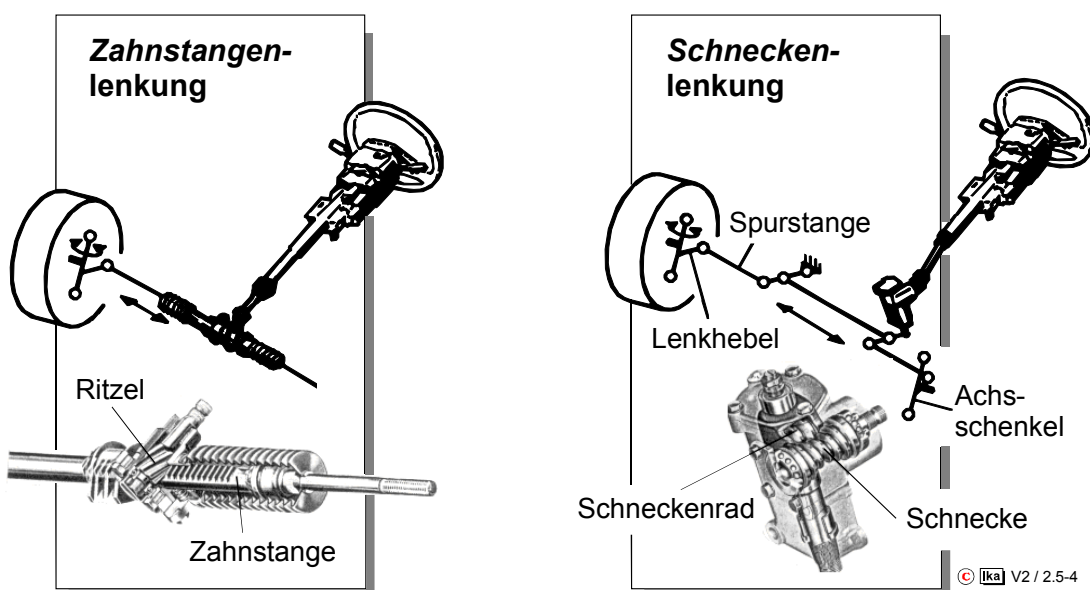


Bild 2.5-4: Zahnstangenlenkung, Schneckenlenkung

- Sensibilität

Unter dem Begriff Sensibilität werden die Anforderungen nach eindeutiger und direkter Umsetzung der Lenkraddrehung in eine Lenkbewegung und die Rückmeldung der an den Rädern wirkenden Kräfte zusammengefaßt. Diese Anforderungen verbieten im Extremfall jegliches Spiel im Lenksystem und bedingen geringe Elastizitäten zwischen Lenkraddrehung und Lenkbewegung der Räder, sowie geringe Reibkräfte in den Gelenken des Lenksystems.

- Stoßdämpfung

Wird ein auf die Räder gerichteter Stoß ungedämpft auf das Lenkrad übertragen, findet zunächst eine Lenkbewegung statt, ehe der Fahrer in der Lage ist, den auftretenden Kräften das Gleichgewicht zu halten. Das bedeutet, daß im Interesse einer befriedigenden Lenkruhe (Komfort und Sicherheit) hochfrequente Störungen im Lenksystem gedämpft oder sogar kompensiert werden sollten.

- Automatische Rückstellung

Die Lenkung sollte ohne einen Eingriff des Fahrers in der Geradeausstellung verharren und nach einer Auslenkung selbständig wieder in die Nullage zurückkehren.

- Passive Sicherheit

Bei einem Unfall muß gewährleistet sein, daß Lenkungsbauteile nicht in den Fahrgastraum eindringen und daß das Lenkrad einen Aufprall des Fahrers (Sekundärkollision) auffangen kann, z. B. durch Prallplatte, Verformungselement, Schwenkeinrichtung.

2.5.1.2 Fahrzeugbezogene Anforderungen

- Lenkkinematik

Zwischen Lenkgetriebe und gelenkten Rädern befindet sich das Lenkgestänge, dessen Auslegung den Zusammenhang zwischen Lenkraddrehung und Radeinschlag bestimmt, (s. Bild 2.5-4). Wichtige Randbedingungen bei der Festlegung der Gestängekinematik sind:

- keine Lenkreaktion bei Einfederbewegungen der Räder (Bedingung für ruhigen Geradeauslauf) und Federvorgängen
- möglichst schlupffreies Abrollen der Reifen bei Kurvenfahrt mit großen Lenkwinkeln (günstig für Manövrierbarkeit des Fahrzeugs im Parkierbereich)
- geringe Vorspuränderungen bei kleinen Lenkwinkeln (günstig für den Aufbau der Reifenseitenkräfte bei normaler Kurvenfahrt)

- Breitenbedarf des Fahrzeugs

Der Breitenbedarf wird durch die Breite eines Kreisrings beschrieben, den ein Fahrzeug zum Befahren einer Kurve benötigt. Vom Gesetzgeber sind Vorschriften über den Breitenbedarf (StVZO § 32) erlassen.

- Raumbedarf der Lenkung

Die Anordnung von Motor-Getriebe-Einheit, Radaufhängung und Lenkanlage wird einerseits durch die Forderung nach einer guten Raumausnutzung im Vorbau der Karosserie bestimmt, andererseits ist bei der Integration dieser Komponenten in die Knautschzone den Forderungen nach einer möglichst hohen Aufprallsicherheit des Fahrzeugs (Crash-Verhalten) Rechnung zu tragen. Ein Kriterium für die Auswahl einer bestimmten Lenkanlagenbauform ist daher in der Regel ihr Raumbedarf im Fahrzeug und die Integrationsmöglichkeit in bereits festgelegte Package-Strukturen.

- Bauaufwand

Im Sinne der Wirtschaftlichkeit sollte der Aufbau einer Lenkung möglichst einfach sein.

2.5.2 Kennwerte der Vorderradeinstellung

Bei Lenkbewegungen schwenken die Räder um je eine radfeste Drehachse, die im folgenden als Lenkachse bezeichnet wird. Die Lage der Lenkachse relativ zum Aufbau bzw. zur Fahrbahn wird durch folgende Kennwerte beschrieben, **Bild 2.5-5**:

- Nachlaufwinkel : Winkel zwischen Lenkachse und Fahrbahnnormalen in der Fahrzeuginnen-ebene
- Nachlaufstrecke : Abstand zwischen Durchstoßpunkt der Lenkachse durch die Fahrbahn und ideellem Radaufstandspunkt in der Fahrzeuginnen-ebene
- Spreizungswinkel : Winkel zwischen Lenkachse und Fahrbahnnormalen in der Fahrzeugquerebene
- Lenkrollradius : Abstand zwischen Durchstoßpunkt der Lenkachse durch die Fahrbahn und ideellem Radaufstandspunkt in der Fahrzeugquerebene

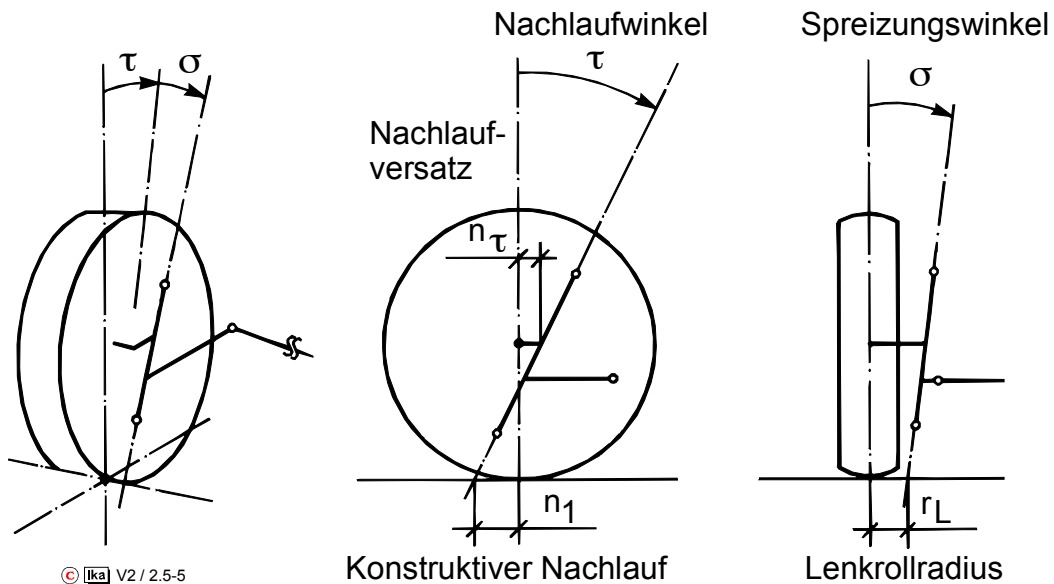


Bild 2.5-5: Kennwerte für die Lage der Lenkachse

Als weitere Kennwerte der Vorderradeinstellung werden zur Charakterisierung der Radstellung des Fahrzeugs der Vorspurwinkel (s. Abschnitt 2.4.3.5) und der Sturzwinkel (s. Abschnitt 2.4.3.5) angegeben.

Die Lage der Lenkachse und die Radstellung in der Konstruktionslage nehmen großen Einfluß auf die Eigenschaften einer Lenkanlage. Insbesondere um den im vorangegangenen Abschnitt aufgestellten fahrerbezogenen Anforderungen Rechnung zu tragen, ist hier eine gezielte Auslegung erforderlich.

In Form eines Lenkzapfens ist die Lenkachse nur bei starren LKW-Vorderachsen vorhanden, **Bild 2.5-6**.

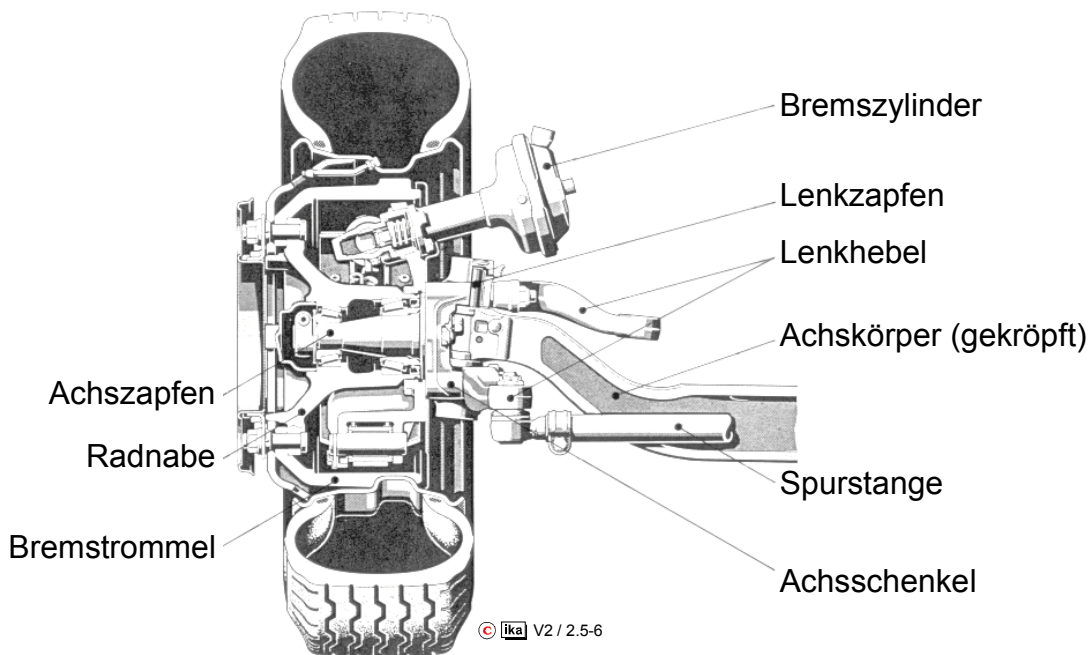


Bild 2.5-6: LKW-Vorderachse (Faustachse), Mercedes-Benz

Bei modernen Doppelquerlenker- und Feder- bzw. Dämpferbeinvorderachsen (McPherson-Achse) verläuft die Lenkachse durch die Kugelgelenke, die den Radträger mit den Querlenkern verbinden, bzw. durch das obere karosserie-seitige Drehlager des Feder- bzw. Dämpferbeins, **Bild 2.5-7 (rechts)**.

Die völlige Auflösung einer im Raum feststehenden Drehachse zeigt **Bild 2.5-7 (links)**. Bei dieser Vierlenker-Vorderachse bildet die Verbindungslinie der Momentanpole der oberen und unteren Doppelgelenke die Momentandrehachse beim Lenken. Diese virtuelle Lenkachse kann durch entsprechende Anordnung der Kugelgelenke sehr nah an die Radmitte gebracht werden. Dadurch erlaubt es diese Bauart, den sogenannten Störkrafthebelarm, der die entscheidende Größe für Störeinflüsse auf die Lenkung durch Längskräfte darstellt, deutlich zu verkleinern.

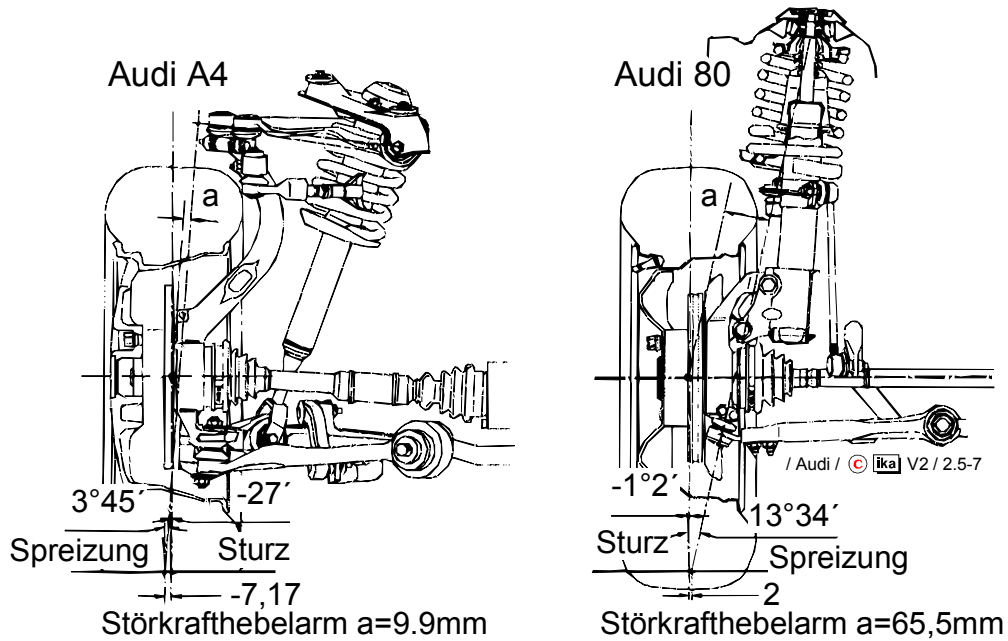
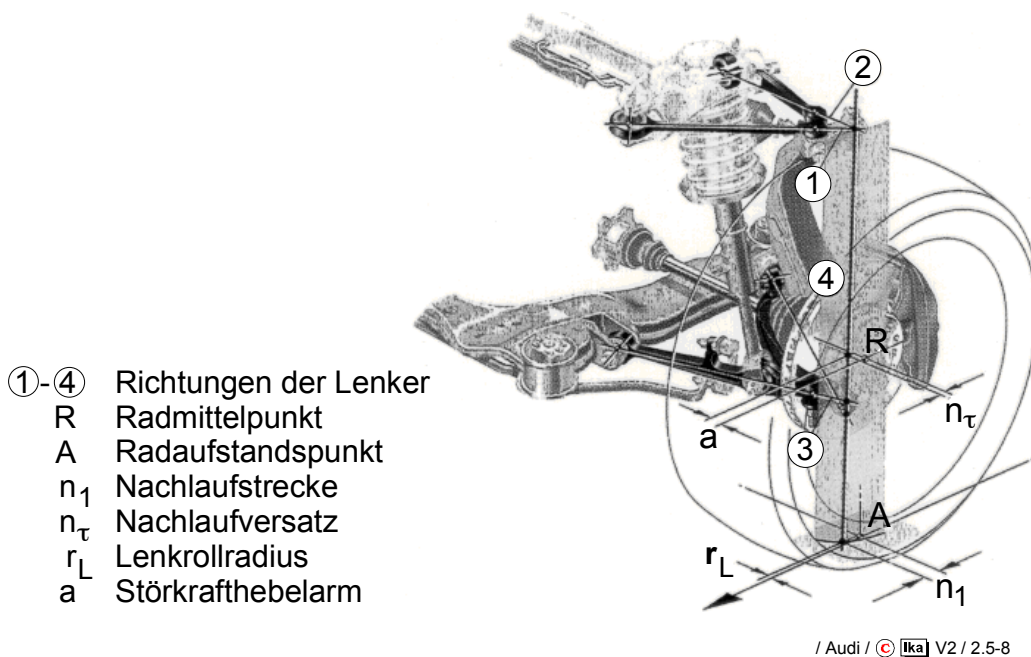


Bild 2.5-7: Lage der Lenkachse von Vierlenker- und McPherson-Vorderachse

Einen räumlichen Eindruck von der Verschiebung der Drehachse beim Lenken gibt **Bild 2.5-8**. Durch die Koppelbewegung der beiden Doppelgelenke beschreibt die virtuelle Lenkachse eine zur Fahrzeugmitte hin gekrümmte Fläche.



- ①-④ Richtungen der Lenker
- R Radmittelpunkt
- A Radaufstandspunkt
- n_1 Nachlaufstrecke
- n_τ Nachlaufversatz
- r_L Lenkrollradius
- a Störkrafthebelarm

/ Audi / © Ika V2 / 2.5-8

Bild 2.5-8: Bewegung der virtuellen Lenkachse beim Lenken, Audi A4

- Nachlaufwinkel und Nachlaufstrecke

Nachlaufwinkel und Nachlaufversatz bestimmen gemeinsam die resultierende Nachlaufstrecke, **Bild 2.5-9**.

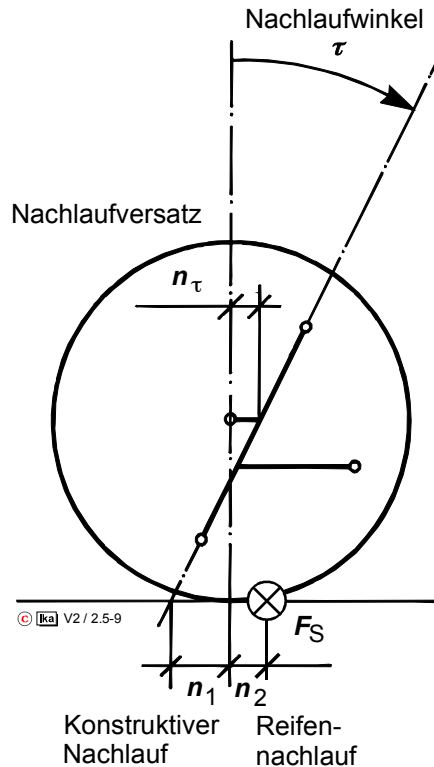


Bild 2.5-9: Nachlaufwinkel, Nachlaufversatz, konstruktive Nachlaufstrecke, Reifennachlauf und Seitenkraft

Dieser konstruktive Nachlauf n_1 addiert sich zum Reifennachlauf n_2 (s. Abschnitt 2.2.4.1). Seitenkräfte im Radaufstandspunkt erzeugen in Verbindung mit dem Nachlauf ein Rückstellmoment um die Lenkachse. Das Nachlaufmoment

$$M = F_s \cdot (n_1 + n_2) \cdot \cos \tau \quad (2.5-1)$$

stabilisiert den Geradeauslauf, da es einer Auslenkung des Rades aus der Geradeausstellung immer entgegengerichtet ist. Bei Kurvenfahrt liefert das Nachlaufmoment einen Anteil an dem Rückstellmoment, das nach Loslassen des Lenkrades den selbsttätigen Lenkungsrücklauf in die Geradeausstellung bewirkt.

Da das Nachlaufmoment von den zwischen Reifen und Fahrbahn übertragenen Kräften abhängig ist, erhält der Fahrer über das aus dem Nachlaufmo-

ment resultierende, am Lenkrad faßbare Lenkmoment Informationen über die Kraftschlußverhältnisse zwischen Reifen und Fahrbahn.

Zur Festlegung der Nachlaufstrecke wird i.d.R. eine Kombination aus Nachlaufwinkel und Nachlaufversatz gewählt, da man damit die Möglichkeit hat, die Kugelgelenke bzw. das Stützlager (Federbein) der Achsschenkellagerung so anzuordnen, daß einerseits eine bestimmte Nachlaufstrecke resultiert, andererseits die Klemmreibung im Federungssystem gering ist. Dabei ist zusätzlich zu beachten, daß ein positiver Nachlaufwinkel bei Lenkbewegungen Sturzänderungen hervorruft, die die Untersteuertendenz eines Fahrzeugs reduzieren.

Wie sich Nachlaufwinkel und Nachlaufstrecke in Abhängigkeit vom Lenkwinkel ändern, ist in **Bild 2.5-10** für die beiden Beispielachsen aus Bild 2.5-7 dargestellt.

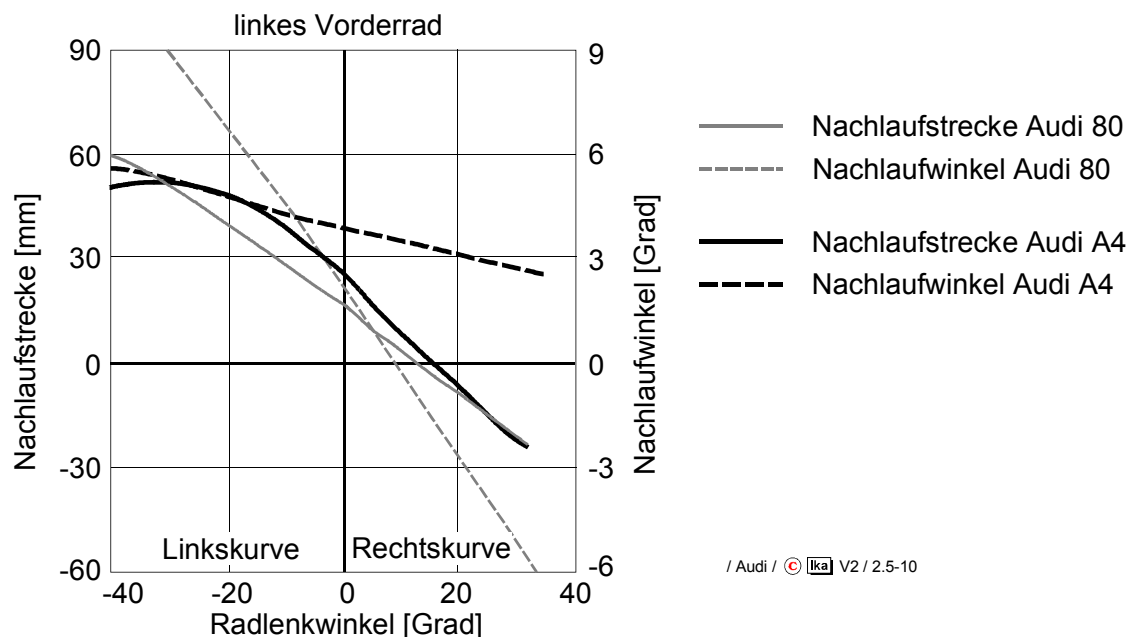


Bild 2.5-10: Nachlaufwinkel und Nachlaufstrecke über dem Lenkwinkel für eine Vierlenker- und eine McPherson-Achse

Damit auch in den Endlagen der Lenkung kein eindrehender Effekt entsteht, ist bei der Gestaltung der Nachlaufänderung über dem Lenkeinschlag darauf zu achten, daß die Summe aus innerem und äußerem Nachlaufwert positiv bleibt, **Bild 2.5-11**.

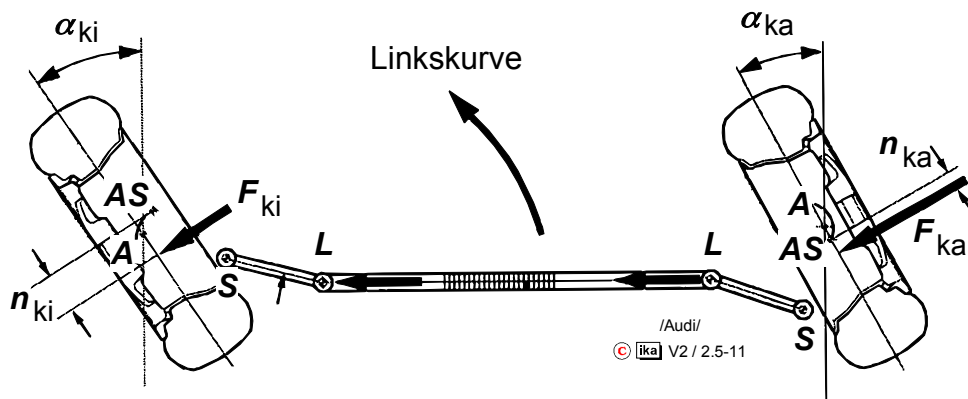


Bild 2.5-11: Lenkungsrückstellung aus der Seitenkraft

• Spresungswinkel und Störkrafthebelarme

Konstruktionstechnisch ist es nur schwer möglich, die Lenkachse so anzuordnen, daß Reifenumfangskräfte keine Reaktionsmomente im Lenksystem hervorrufen. Der dazu erforderliche Einbauraum für Kugelgelenke in der Felgenschüssel wird für die Anordnung der Bremsanlage benötigt. Bei Feder- und Dämpferbeinachsen ist eine derartige Konstruktion prinzipbedingt nicht zu verwirklichen.

Die Rollwiderstandskräfte und bei angetriebenen Vorderachsen die Antriebskräfte greifen in Höhe der Raddrehachse am Radträger an. Die daraus resultierenden Reaktionsmomente im Lenksystem hängen von der Größe des Störkrafthebelarms a ab, **Bild 2.5-12**.

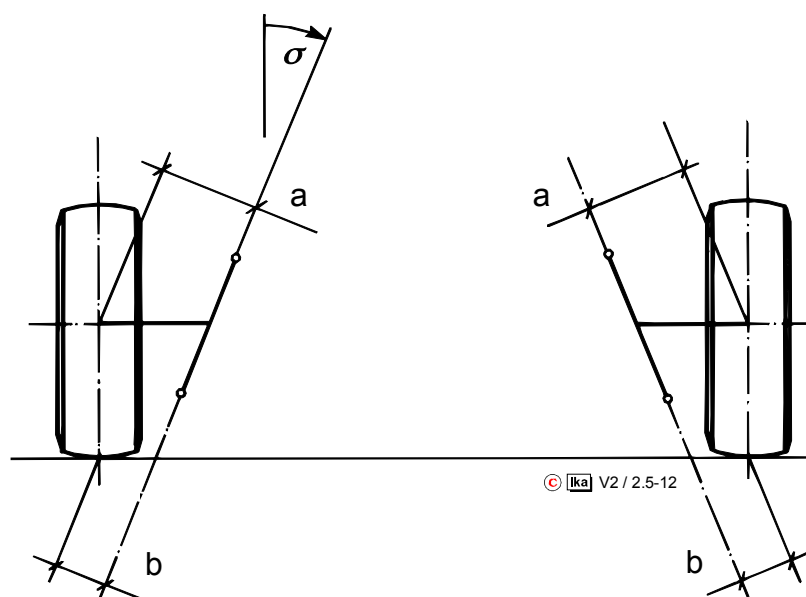


Bild 2.5-12: Störkrafthebelarme der Reifenumfangskräfte am Lenksystem

Bei Geradeausfahrt (keine unterschiedliche Reifeneindrückung, kein Seitenversatz des Reifenlatsches) kompensieren sich diese Reaktionsmomente am rechten und linken Rad, da die Rollwiderstandskräfte sich i.d.R. nur unwesentlich unterscheiden und die Antriebsmomente aufgrund der Differentialbedingungen gleich groß sind.

Im Gegensatz zu Rollwiderstands- und Antriebskräften können die im Radaufstandspunkt am Radträger angreifenden Bremskräfte (am Radträger befestigte außenliegende Bremsen) für rechtes und linkes Rad erhebliche Größenunterschiede aufweisen (μ -split).

Um den Störkrafthebelarm b der Bremskräfte zu verringern, wird die Lenkachse um den Spreizungswinkel σ in der Fahrzeugquerebene schräggestellt, Bild 2.5-12. Damit erzielt man ein kleineres Trägheitsmoment der beim Lenken bewegten Teile der Radaufhängung um die Lenkachse, und die Neigung des Lenksystems zu Flatterschwingungen wird herabgesetzt.

Der Störkrafthebelarm b steht in direktem Zusammenhang mit dem Lenkrollradius r_L :

$$b = r_L \cdot \cos \sigma \quad (2.5-2)$$

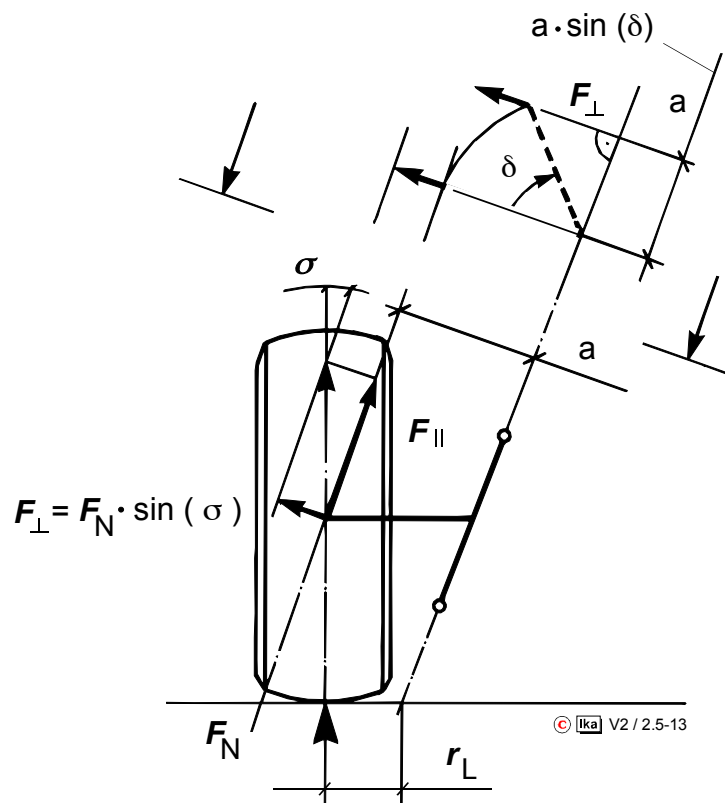
Die Schrägstellung der Lenkachse um den Spreizungswinkel σ hat zwei weitere Effekte zur Folge:

- Veränderung des Eigenlenkverhaltens

Bei Lenkbewegungen treten Sturzänderungen auf, die so gerichtet sind, daß die Untersteuertendenz des Fahrzeugs vergrößert wird (vgl. Abschnitt 2.4.3.5).

- Gewichtsrückstellung

In Verbindung mit dem Hebelarm a liefert die Normalkraft F_N im Radaufstandspunkt eine Gewichtsrückstellung der Lenkung, die für den selbsttätigen Lenkungsrücklauf bzw. zur Vermeidung des Eindrehens der Lenkung bei langsamer Fahrt, bei der keine nennenswerten Reifenseitenkräfte wirken, von großer Bedeutung ist, **Bild 2.5-13**.



$$M_L \approx F_N \cdot \sin \sigma \cdot \sin \delta \cdot a, (\tau = 0)$$

Bild 2.5-13: Gewichtsrückstellung infolge des Spreizungswinkels σ

- Lenkrollradius

Bei einem großen Abstand zwischen Radaufstandspunkt und Durchstoßpunkt der Lenkachse durch die Fahrbahn würde das Rad bei der Lenkbewegung näherungsweise auf einem Kreisbogen um den Durchstoßpunkt abrollen. Der Abstand wird daher als Lenkrollradius r_L bezeichnet.

Vorhin wurde bereits erwähnt, daß der Lenkrollhalbmesser möglichst gering sein soll, um Reaktionsmomente im Lenksystem durch asymmetrische Bremskräfte zu reduzieren. Diese Reaktionsmomente können aber auch gezielt zur Beeinflussung des Fahrverhaltens genutzt werden.

Einerseits besteht die Möglichkeit, den Fahrer über das am Lenkrad faßbare Lenkmoment frühzeitig zum Gegenlenken zu veranlassen. Andererseits können unter Ausnutzung der stets vorhandenen Elastizitäten in Radaufhängung, Lenkgestänge und Lenksäule Lenkwinkeländerungen hervorgerufen werden, die dem durch die asymmetrische Bremskraft bedingten Giermoment entgegenwirken, ähnlich den in Abschnitt 2.4.4.4 beschriebenen elastokinematischen Vorspuränderungen zur Verbesserung der Bremsstabilität.

Letzteres kann mit Hilfe eines negativen Lenkrollradius erzielt werden. Die Differenzbremskraft beim Bremsen auf einer Fahrbahn mit unterschiedlich griffigen Radspuren erzeugt in diesem Fall ein Reaktionsmoment im Lenksystem, das die Räder zur weniger gebremsten Seite hin einschlägt und somit ein vorzeichenrichtiges Gegenlenken zu der durch die asymmetrischen Bremskräfte bedingten Gierdrehung hervorruft.

Wiederum für die Vierlenker- und die McPherson-Achse (Bild 2.5-7) wird in **Bild 2.5-14** die Änderung des Störkrafthebelarms a und des Lenkrollradius r_L beim Lenken dargestellt.

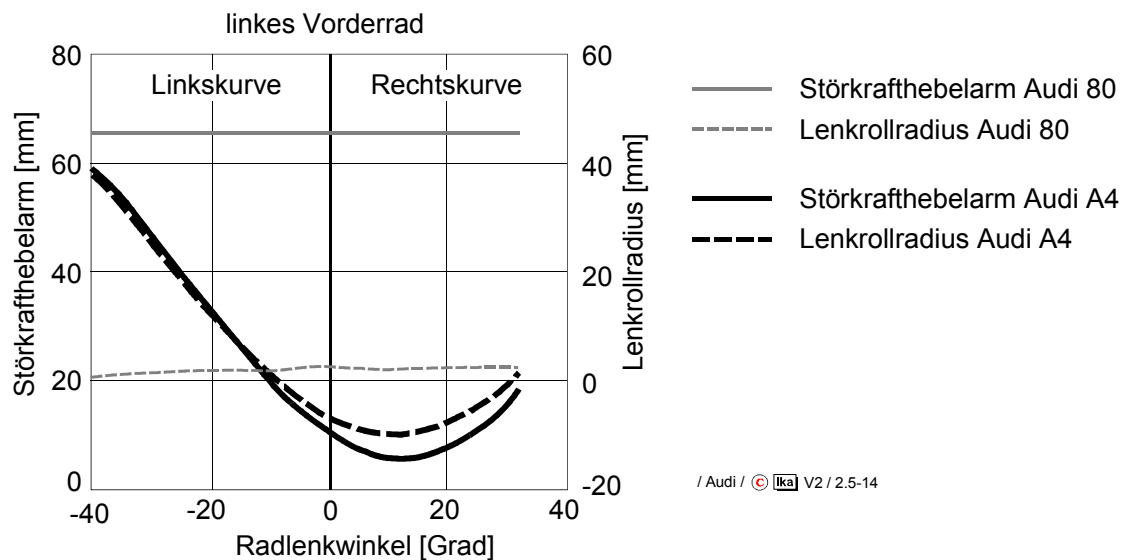


Bild 2.5-14: Störkrafthebelarm und Lenkrollradius über dem Lenkwinkel für eine Vierlenker- und eine McPherson-Achse

Während Störkrafthebelarm und Lenkrollradius bei der konventionellen McPherson-Achse konstruktiv festgelegte, unveränderliche Werte aufweisen, ändern sich bei der Vierlenker-Achse die Konstruktionswerte mit der Tendenz am kurveninneren Rad zu steigen und am kurvenäußeren zu fallen.

- Vorspur bzw. Nachspur

Die Differenz zwischen den Felgenhornabständen hinter und vor der Rad-drehachse wird als Vorspur (bei negativem Vorzeichen als Nachspur) einer Achse bezeichnet, **Bild 2-5-15**.

Anstelle der Längendifferenz kann auch der Gesamtvorspurwinkel angegeben werden:

$$\delta_{\text{Vorspur}} = \arctan \frac{s_1 - s_2}{d} \quad (2.5-4)$$

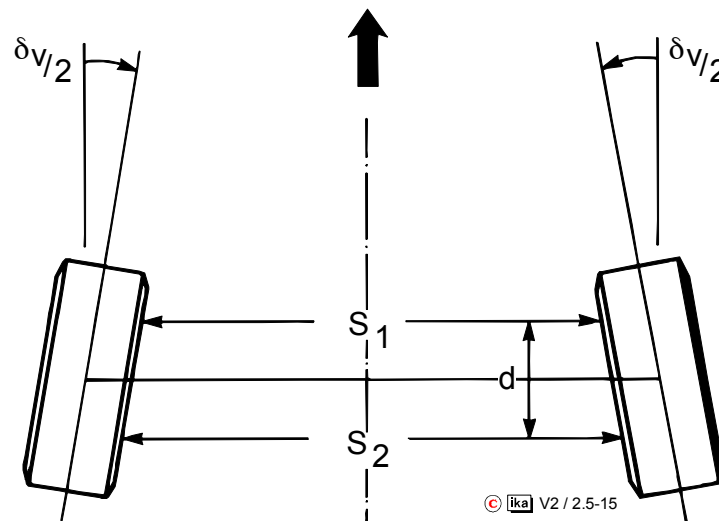


Bild 2.5-15: Definition der Vorspur

Unter der Wirkung der Rollwiderstandskräfte und bei angetriebenen Achsen der Antriebskräfte werden die Räder je nach Elastokinematik der Radaufhängung in Vor- oder Nachspur gedrückt. Aus einem Vorspurwinkel resultiert ein zusätzlicher Fahrwiderstand (s. KFZ I), und der Reifenverschleiß wird durch den auch bei Geradeausfahrt permanent vorhandenen Reifenschräglauf erhöht.

Üblicherweise wird daher in der Konstruktionslage des Fahrzeugs ein geringer Vorspurwinkel eingestellt, der bei Geradeausfahrt unter normalen Bedingungen von der durch Elastizitäten in den Radaufhängungen und im Lenksystem bedingten Vorspuränderung gerade kompensiert wird.

Der Einfluß der kinematischen und elastokinematischen Vorspuränderung auf das Fahrverhalten wurde in Abschnitt 2.4.3.5 bzw. 2.4.4.4 bereits erläutert.

- Sturzwinkel

In Abschnitt 2.4.3.5 wurde dargestellt, wie statische Sturzwinkel in der Konstruktionslage und kinematische Sturzwinkeländerungen dazu eingesetzt werden können, das Fahrverhalten abzustimmen.

Die durch die Schrägstellung der Lenkachse (Nachlaufwinkel und Spreizungswinkel) hervorgerufenen Sturzänderungen bei Lenkbewegungen sind dabei mit zu berücksichtigen.

Ein bei früheren Fahrzeugkonstruktionen zur Verringerung des Lenkrollradius vorgesehener positiver Sturzwinkel an den Vorderrädern ist bei modernen Radaufhängungen nicht mehr zu finden. Ein geringer Lenkrollradius wird heute durch eine große Einpreßtiefe der Felgenschüssel erreicht, die eine Anordnung der Bremsscheibe in Nähe der Radmittelebene und damit eine günstige Lage der Kugelgelenke für die Achsschenkellagerung erlaubt.

Die Änderung des Sturzes über dem Lenkwinkel für die beiden Beispielachsen aus Bild 2.5-7 zeigt **Bild 2.5-16**.

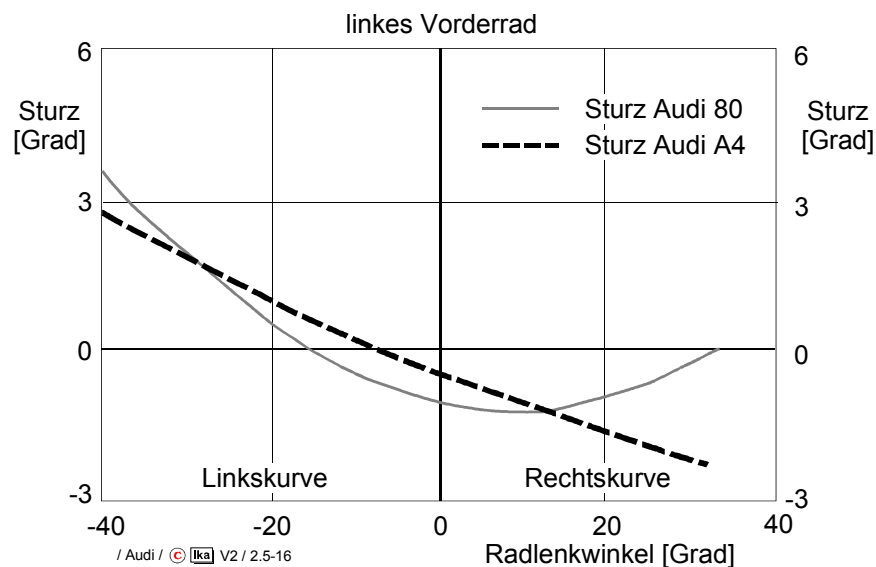


Bild 2.5-16: Änderung des Sturzes beim Lenken für eine Vierlenker- und eine McPherson-Achse

Damit das Seitenkraftpotential der Achsen bei Kurvenfahrt erhalten bleibt, stellt sich am kurveninneren Rad als Funktion des Lenkeinschlages eine positive Sturzänderung und am kurvenäußeren Rad eine negative Sturzänderung ein.

2.5.3 Lenkkinematik

Die Zuordnung der Radlenkwinkel zum Lenkradwinkel und der Radlenkwinkel untereinander wird durch nichtlineare Zusammenhänge beschrieben, da diese Zuordnung von der momentanen Winkellage der Bauteile des Lenkgestänges zueinander abhängt und die Zusammenhänge damit Winkelfunktionen enthalten.

Soweit die konstruktionstechnischen Randbedingungen (Bauraum, Anzahl der Gelenke, Lenkgetriebebauart) dies zulassen, können diese Zusammenhänge durch entsprechende Anordnung und Abmessungen der Gestängebauteile gezielt ausgelegt werden, **Bild 2.5-17**.

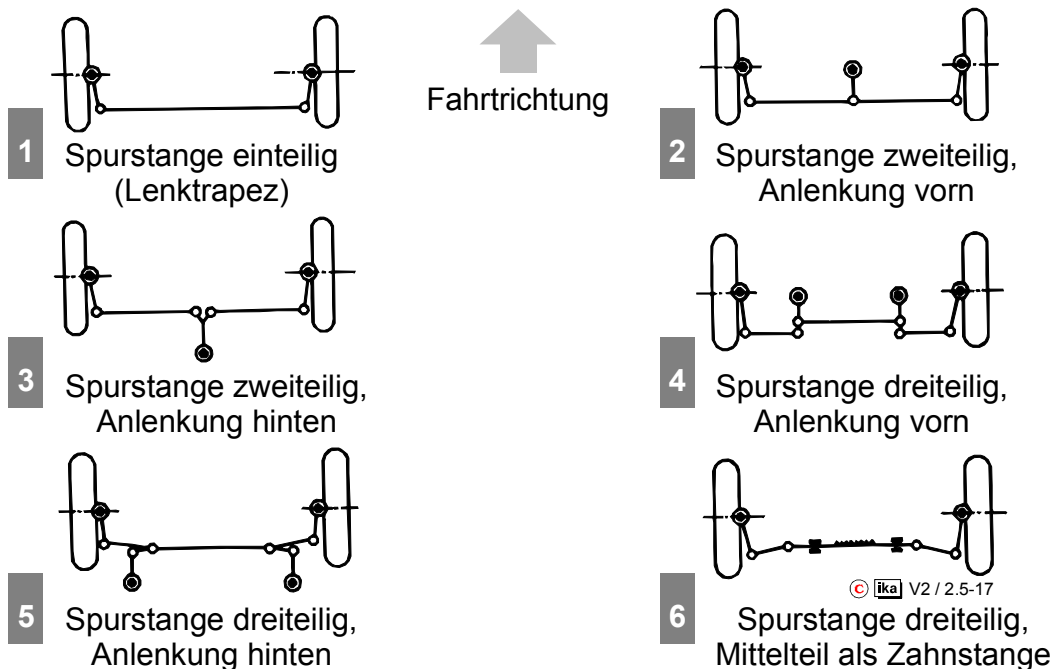


Bild 2.5-17: Lenkgestängebauarten /14/

Die Auslegung kann unter Berücksichtigung von Anforderungen an das statische (ohne Reifenseitenkrafteinfluß) oder das dynamische (mit Reifenseitenkrafteinfluß) Lenkverhalten vorgenommen werden.

2.5.3.1 Statische Lenkungsauslegung

Bei geringer Fahrgeschwindigkeit rollen die Räder bei Kurvenfahrt schräglauflaufwinkelfrei und damit seitenkraftfrei ab, wenn die Verlängerungen aller Raddrehachsen sich in einem Punkt, dem Kurvenmittelpunkt, schneiden (Rudolf Ackermann, 1816), **Bild 2.5-18**.

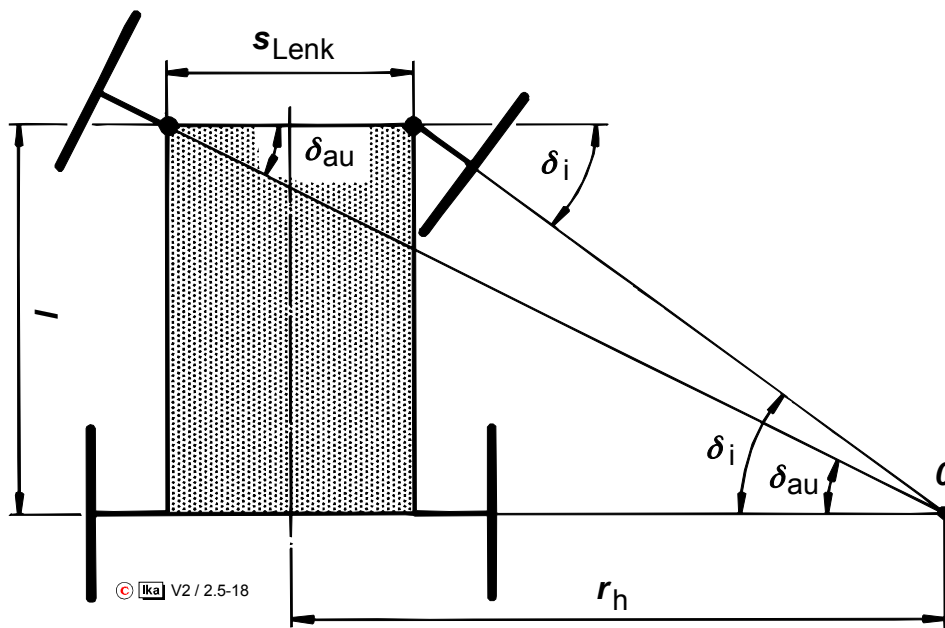


Bild 2.5-18: Geometrische Bedingung für schräglauflaufreies Abrollen bei langsame Kurvenfahrt (Ackermann-Bedingung)

Die geometrischen Zusammenhänge für dieses Abrollen der Räder ohne Zwangskräfte führen auf folgende Sollfunktionen für den Radlenkwinkel kurveninnen δ_i in Abhängigkeit vom Radlenkwinkel kurvenaußen δ_a :

$$\delta_i = \arctan \frac{l}{\frac{l}{\tan \delta_a} - s_{\text{Lenk}}} \quad (2.5-5)$$

mit:

δ_i, δ_a	Radlenkwinkel
l	Radstand
s_{Lenk}	Lenkzapfenspurweite
r_h	Bahnradius der Hinterachse

Während bei Geradeausfahrt die Radebenen der gelenkten Räder parallel zueinander in Fahrtrichtung liegen, ergibt sich aus der Ackermann-Bedingung, daß bei Kurvenfahrt der Spurdifferenzwinkel zwischen kurvenäußerem (δ_a) und kurveninnerem Rad (δ_i) Werte im Sinne von Nachspur annimmt.

2.5.3.2 Dynamische Lenkungsauslegung

Bei Kurvenfahrt mit höherer Fahrgeschwindigkeit treten an den Rädern Schräglaufwinkel auf, aus denen die zur Abstützung der Fliehkraft erforderlichen Reifenseitenkräfte resultieren. Der Kurvenmittelpunkt ergibt sich unter diesen Bedingungen als der Schnittpunkt der Normalen auf die Bewegungsrichtungen der Räder in deren Radaufstandspunkten, **Bild 2.5-19**.

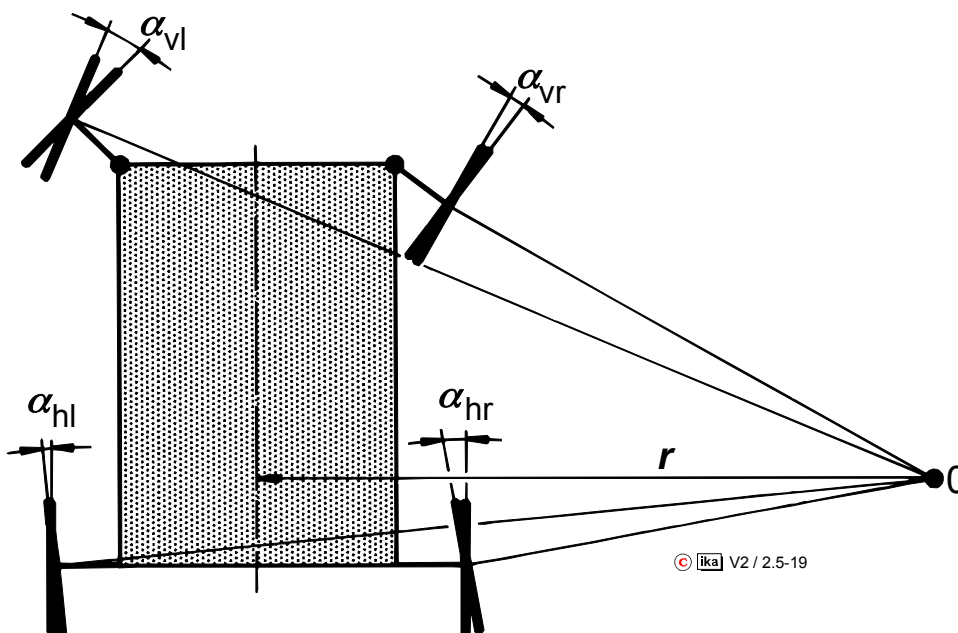


Bild 2.5-19: Zusammenhang zwischen Radlenkwinkeln, Schräglaufwinkeln und Lage des Kurvenmittelpunktes

Ist die Lenkinematik nach der Ackermann-Bedingung ausgelegt (vgl. Bild 2.5-18), dann sind die kurvenäußeren Schräglaufwinkel jeweils kleiner als die kurveninneren.

Um an den mit höheren Radlasten beaufschlagten kurvenäußeren Rädern den gleichen Kraftschlußbeiwert auszunutzen wie an den kurveninneren, sollten die Schräglaufwinkel jedoch kurvenaußen größer sein /12/. Eine dynamische Lenkungsauslegung erfordert daher ein Abweichen von der Ackermann-Bedingung in der Weise, daß die Räder eher parallel eingeschlagen werden als mit zunehmender Nachspur /29/. Diese Auslegung bietet darüber hinaus den Vorteil, daß sie kinematisch einfacher zu realisieren ist.

In der Praxis strebt man Paralleleinschlag der gelenkten Räder (dynamische Auslegung) bis zu einem Lenkwinkel von ca. 20° an und verwirklicht erst bei größeren Einschlagwinkeln eine Annäherung an die Ackermann-Auslegung, **Bild 2.5-20**.

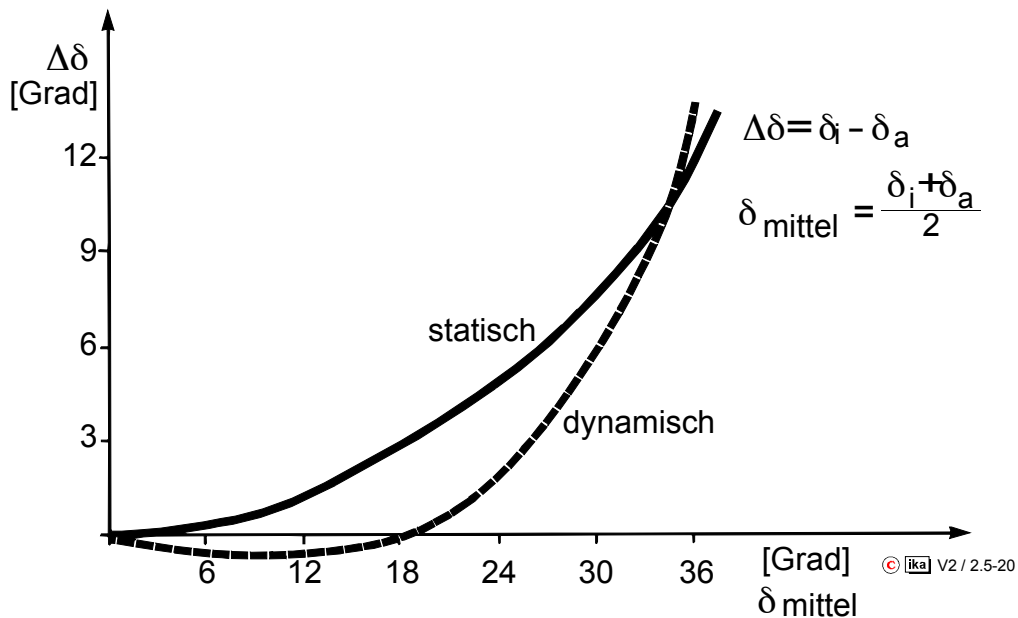


Bild 2.5-20: Spurdifferenzwinkel als Funktion des mittleren Lenkeinschlags für statische und dynamische Lenkungsauslegung

2.5.4 Lenkwinkel-Lenkmoment-Diagramm

Einige wichtige Eigenschaften einer Fahrzeuglenkung lassen sich anhand eines während der Fahrt mit Hilfe eines Meßlenkrades aufgezeichneten Lenkwinkel-Lenkmoment-Diagramms bestimmen.

Den typischen Verlauf des Lenkmomentes beim Fahren auf einem sinusförmigen Kurs, aufgetragen als Funktion des Lenkwinkels, zeigt **Bild 2.5-21**.

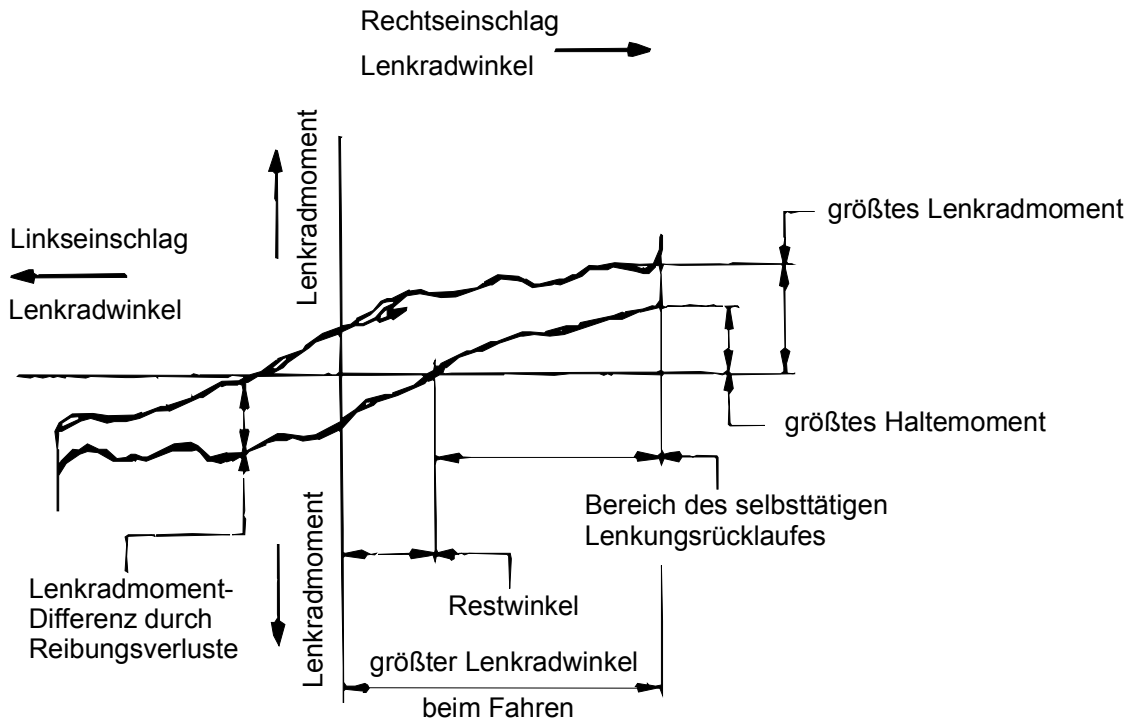


Bild 2.5-21: Lenkwinkel-Lenkmoment-Diagramm

Das Diagramm gibt einerseits Auskunft über das Lenkkraftniveau, andererseits lassen sich aus der Form der Hysteresekurve um die Nullage Aussagen über das vom Fahrer wahrgenommene "Lenkgefühl" ableiten, das einen wichtigen Aspekt bei der Beurteilung des Geradeauslaufverhaltens eines Fahrzeugs darstellt.

Der Fahrer empfindet die Lenkung als präzise arbeitend, wenn die Lenkmomenthysterese im Nullpunkt gering ist (geringe Reibung im Lenksystem) und der Lenkmomentanstieg aus der Nullage heraus deutlich spürbar ist ("center-point-feeling"). Um gleichzeitig das Lenkmomentniveau insgesamt gering zu halten, sollte der weitere Verlauf des Lenkmomentes über dem Lenkwinkel degressiv sein /39/.

Speziell für die Beurteilung des Geradeauslaufverhaltens kann das Lenkwinkel-Lenkmoment-Diagramm mit geringer Lenkwinkelamplitude auch bei hohen Fahrgeschwindigkeiten aufgezeichnet werden /10/.

2.5.5 Lenkelastizität

Die in den stoß- und geräuschisolierenden Gummilagern der Radaufhängung vorhandenen Elastizitäten sowie die Bauteilelastizitäten von Radführung und Lenkung haben zur Folge, daß zwischen Lenkraddrehung und Radeinschlag ein Lenkverlustwinkel auftritt, dessen Größe vom zu übertragenden Lenkmoment abhängt. Die auf die Lenksäule reduzierte Verdrehelastizität des Lenksystems wird als Lenkelastizität bezeichnet. Aufgrund der Lenkelastizität weicht die vom Fahrer wahrgenommene, tatsächlich wirksame Lenkübersetzung besonders in der Mittellage der Lenkung von der rein kinematischen Lenkübersetzung ab, die nur von der Geometrie des Lenkgetriebes und des Lenkgestänges abhängt /39/.

In **Bild 2.5-22** ist der Verlauf der durch Lenkungselastizitäten beeinflussten Lenkübersetzung in Abhängigkeit vom Lenkradwinkel aufgetragen.

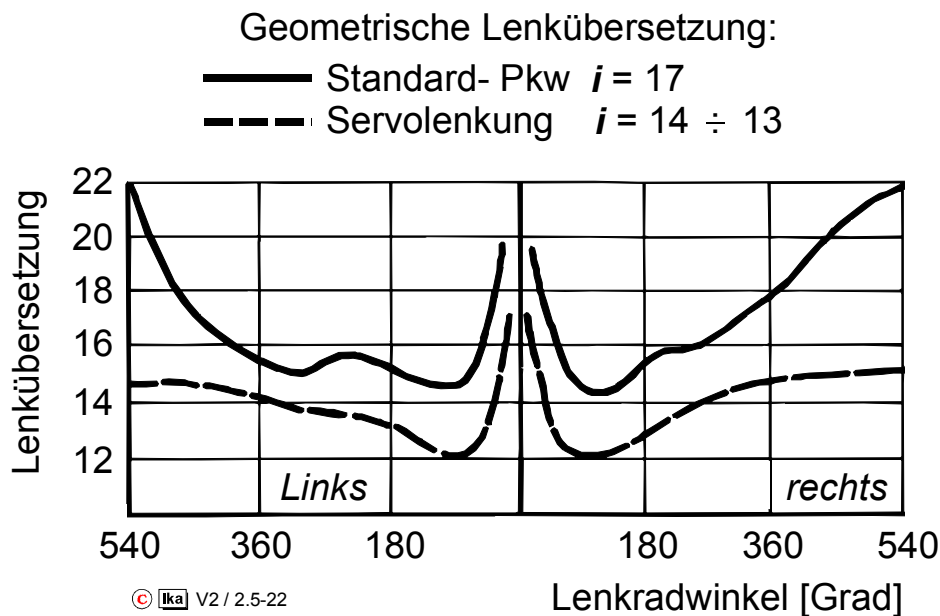


Bild 2.5-22: Lenkübersetzung unter Einfluß eines Lenkmomentes (Messung auf Kugelrollplatten)

Nach Bild 2.5-22 wird die geometrische Übersetzung erst nach einem Lenkradwinkel von 30 - 60° erreicht. Bei den zur Geradeausfahrt notwendigen kleinen Lenkkorrekturen ist daher eine wesentlich indirektere Übersetzung wirksam.

2.5.6 Bauteile der Lenkung

Eine Lenkung unabhängig geführter Vorderräder besteht i.a. aus den in **Bild 2.5-23** aufgeführten Elementen.

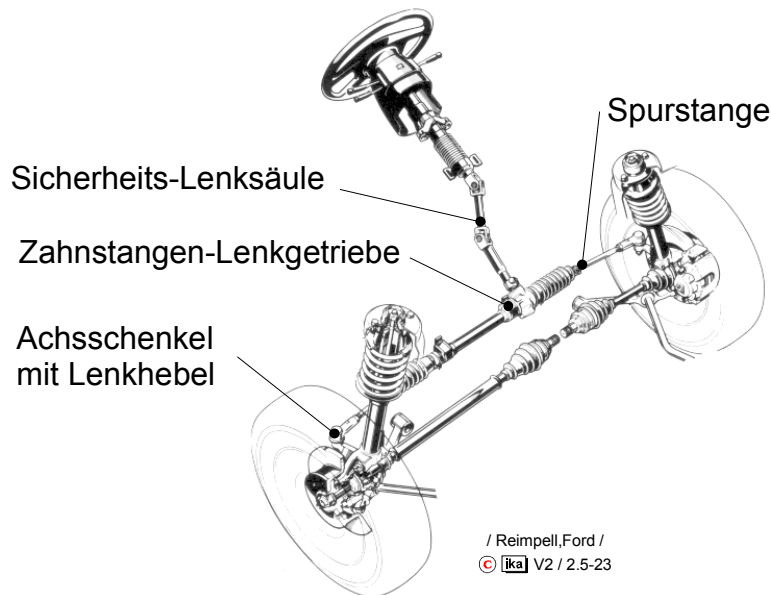


Bild 2.5-23: Lenkungsbauteile

In den beiden vorangegangenen Abschnitten wurde erläutert, daß geringe Reibkräfte und geringe Elastizitäten im Lenksystem sich positiv auf das Lenkgefühl bei Geradeausfahrt auswirken. Dabei sollte aber nicht außer acht gelassen werden, daß Elastizitäten die Stoßempfindlichkeit der Lenkung beim Überfahren von Unebenheiten mindern und eine gewisse Eigenreibung die Weiterleitung von Schwingungsanregungen des Lenksystems im Bereich der Radeigenfrequenz in das Lenkrad verringert.

Zur Schwingungs- und Geräuschisolation wird häufig eine gummielastische Gelenkscheibe als Verbindungselement zwischen Lenkgetriebe und Lenksäule eingefügt. Lenkungsdämpfer dienen weniger der Unterdrückung hochfrequenter Schwingungsanregung als der Abmilderung von Stoßanregungen und Bedämpfung der Schwingungen, die aus der auf die Lenkachsen reduzierten Drehträgheit des Lenksystems und den aus Lenkgeometrie und Reifeneigenschaften resultierenden Rückstellmomenten resultieren können /29/.

Von den Lenkungsbauteilen wird anschließend nur auf das Lenkgetriebe eingegangen, da zahlreiche der bisher in diesem Kapitel angesprochenen Anforderungen gerade durch dieses Bauteil zu erfüllen sind.

2.5.6.1 Lenkgetriebe ohne Hilfskraft

Der zur Lenkbewegung notwendige Momentenbedarf wird durch das Lenkgetriebe auf durch den Menschen aufzubringende Werte reduziert. Das Lenkgetriebe muß spielfrei und reibungsarm arbeiten, um die Anforderungen nach geringer physischer Belastung des Fahrers und nach Sensibilität des Lenksystems zu erfüllen.

Bei den Lenkgetrieben ist zu unterscheiden zwischen Zahnstangenlenkungen mit translatorischem Abtrieb und Lenkgetrieben mit drehendem Abtrieb (vgl. Bild 2.5-4).

An die Zahnstangenlenkung werden die Spurstangen über Kugelgelenke unmittelbar angeschlossen. Die Anbindung erfolgt entweder an den Stirnseiten der Zahnstange, **Bild 2.5-24** oben, oder in der Mitte, **Bild 2.5-24** unten, was den Einsatz längerer Spurstangen erlaubt, die geringere Vorspuränderungen beim Einfedern ergeben.

Zahnstangenlenkungen zeichnen sich durch einen einfachen Aufbau und einen geringen Raumbedarf aus. Nachteilig sind die aufgrund der direkten Anbindung der Spurstangen eingeschränkten Auslegungsmöglichkeiten für die Lenkkinematik (vgl. Abschnitt 2.5.3). Mehr Freiheitsgrade bietet hier die Verwendung eines Lenkgetriebes mit drehendem Abtrieb.

Zu den gebräuchlichsten Lenkgetrieben mit drehendem Abtrieb zählen die Schneckenrollenlenkung (**Bild 2.5-25**) und die Kugelumlauf lenkung (**Bild 2.5-26**).

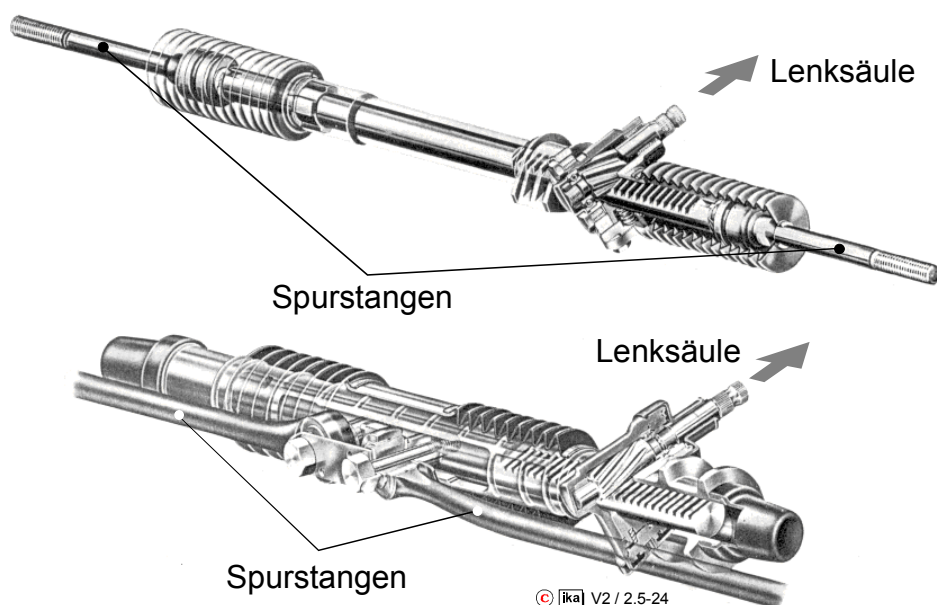


Bild 2.5-24: Zahnstangenlenkungen

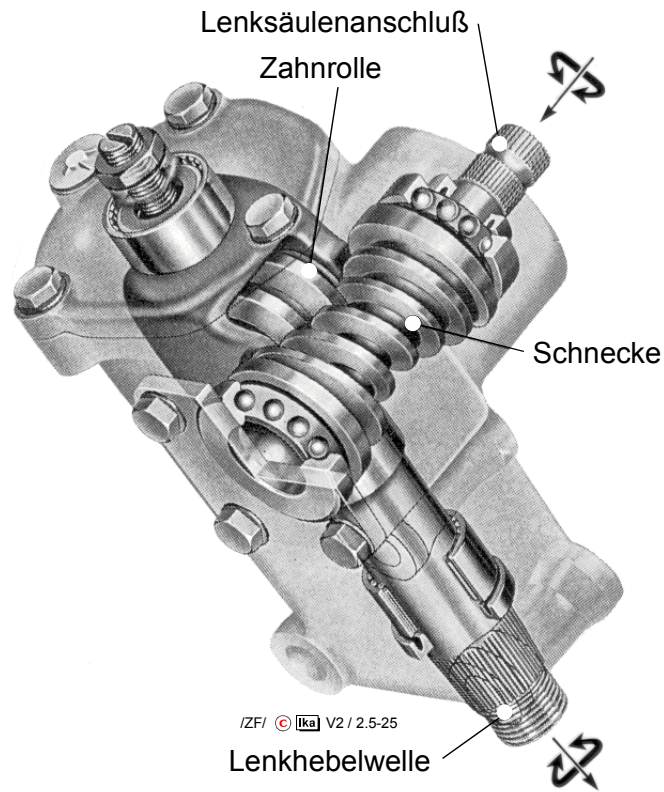


Bild 2.5-25: Schneckenrollenlenkung, ZF

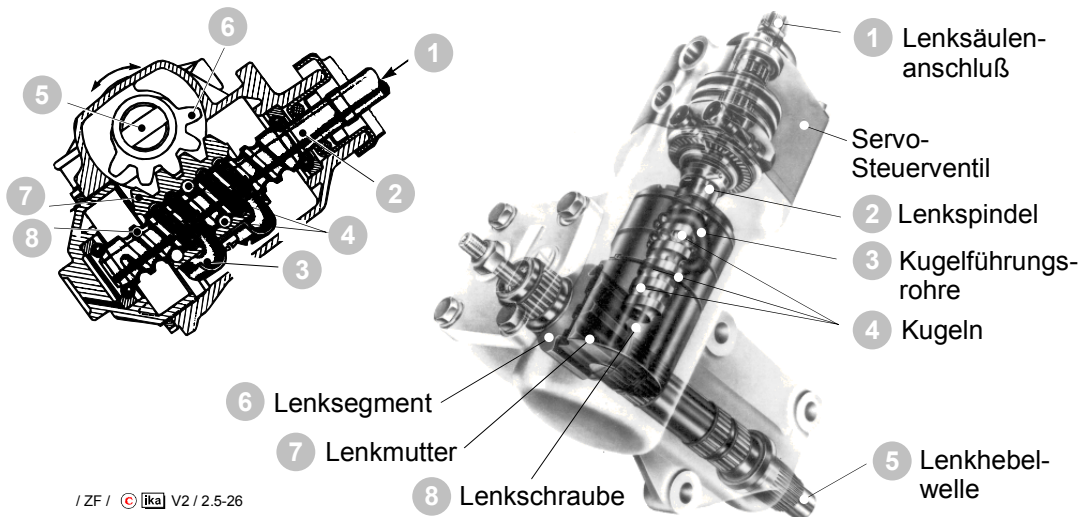


Bild 2.5-26: Kugelumlauflenkung

Die Schneckenrollenlenkung stellt ein Schneckengetriebe dar, bei dem die Zähne des Schneckenradsegmentes als Zahnrolle ausgeführt sind und somit reibungsarm auf der Schnecke abrollen können.

Im Lenkgetriebe mit Kugelumlauf wird durch die Drehung der Lenkschraube eine nur translatorisch bewegte Lenkmutter verschoben, die ihrerseits über einen Zahneingriff ein Lenksegment antreibt, das auf der Abtriebswelle sitzt. Zur Verringerung der Reibung laufen in dem Gewinde zwischen Lenkschraube und Lenkmutter Kugeln um.

2.5.6.2 Servolenkung

Um die Lenkmomente bei langsamer Fahrt in vertretbaren Grenzen zu halten, ist bei vielen Fahrzeugen eine sehr indirekte Lenkübersetzung erforderlich, die sich bei höheren Fahrgeschwindigkeiten ungünstig auf das Lenkverhalten auswirkt, da schnelle Lenkreaktionen gleichzeitig große Handwege am Lenkrad erfordern.

Der Einsatz einer Servolenkung ermöglicht es, eine direktere Lenkübersetzung vorzusehen und gleichzeitig die aufzubringenden Lenkkräfte zu verringern. Die damit erreichbare Verringerung der physischen Belastung des Fahrers stellt einen wichtigen Beitrag zur Erhöhung der aktiven Sicherheit dar. Die zum Betrieb der Servolenkung erforderliche Hilfsenergie wird aufgrund der hohen Energiedichte in der Regel hydraulisch durch eine vom Motor über einen Keilriemen angetriebene Pumpe erzeugt. Elektrisch betriebene Hilfskraftlenkungen befinden sich derzeit im Entwicklungsstadium. Das Funktionsschema einer Kugelmutter-Hydraulenkung zeigt **Bild 2.5-27**.

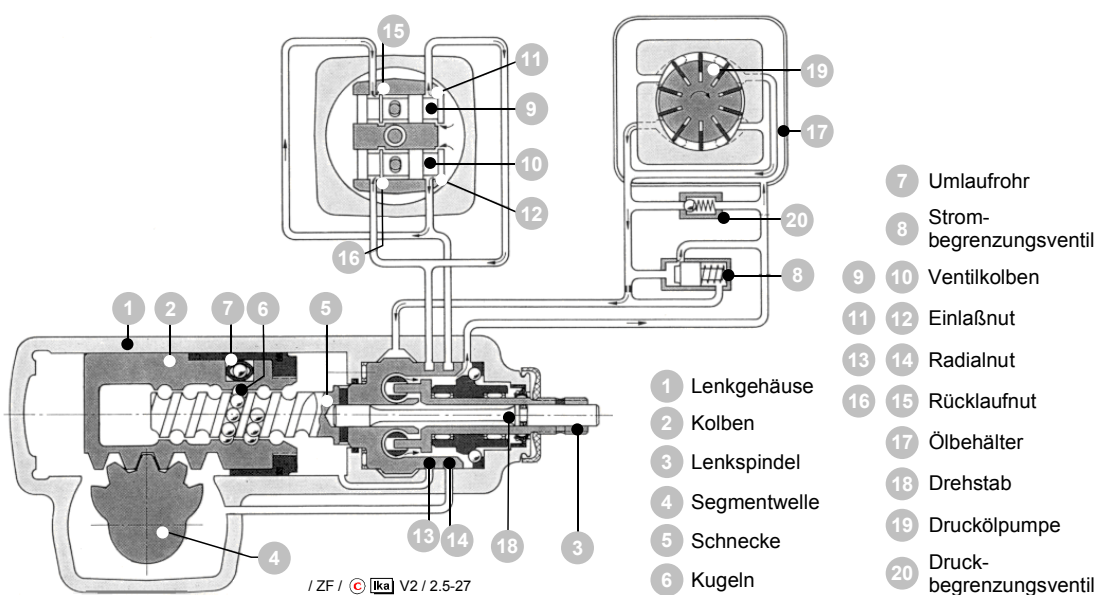


Bild 2.5-27: Funktionsschema einer Kugelmutter-Hydraulenkung, ZF

Zwischen Lenkspindel und Lenkschraube ist ein Torsionsstab eingesetzt, dessen Verdrehung unter der Wirkung eines Lenkmomentes zur Betätigung von zwei Steuerventilen führt. Durch Drosselung des von der Pumpe geförderten Ölstroms an den Steuerventilen wird ein Differenzdruck an der als Arbeitskolben ausgebildeten Lenkmutter hervorgerufen und damit die Hilfskraft erzeugt.

Das Funktionsprinzip ist auch für Zahnstangenlenkungen anwendbar. Der Arbeitskolben wird hier auf der als Kolbenstange fungierenden Zahnstange befestigt, **Bild 2.5-28**.

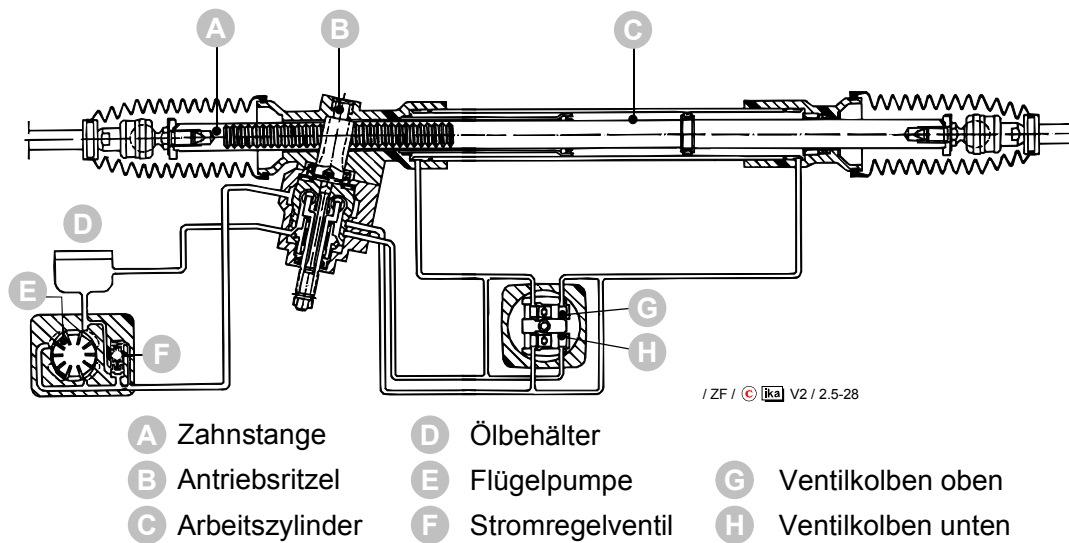


Bild 2.5-28: Zahnstangen-Hydraulenlenkung, ZF

Die Größe der Hilfskraft soll für den Fahrbereich (Geschwindigkeiten oberhalb 3 m/s) so ausgelegt sein, daß eine Proportionalität zwischen Lenkwiderstand an den Rädern und der Handkraft am Lenkrad erhalten bleibt, da der Fahrer zum Führen seines Fahrzeuges die Information über den Kraftschluß Reifen - Fahrbahn benötigt. Der Proportionalitätsfaktor sollte so gewählt werden, daß der Fahrbahnkontakt gut fühlbar und unverfälscht zum Fahrer gelangt, zum Lenken aber nur geringe Handkräfte benötigt werden.

In der Mehrzahl stellt die Auslegung der eingesetzten Servolenkungen einen Kompromiß zwischen der Forderung nach einer hohen Lenkkraftunterstützung beim Parkieren und der Forderung nach deutlicher Rückmeldung der Lenkmomente bei der Fahrt mit höherer Geschwindigkeit dar.

Zusätzliche Freiheitsgrade bei der Auslegung bietet eine Servolenkung mit fahrgeschwindigkeitsabhängiger Lenkkraftunterstützung. Der Proportionalitätsfaktor der lenkmomentabhängigen Hilfskraft wird hier durch ein elektrisch

betätigtes Magnetventil im Hydraulikkreislauf beeinflusst. Die Ansteuerung des Magnetventils erfolgt über einen Mikroprozessor, dem ein Signal für die Fahrgeschwindigkeit zugeführt wird, **Bild 2.5-29**.

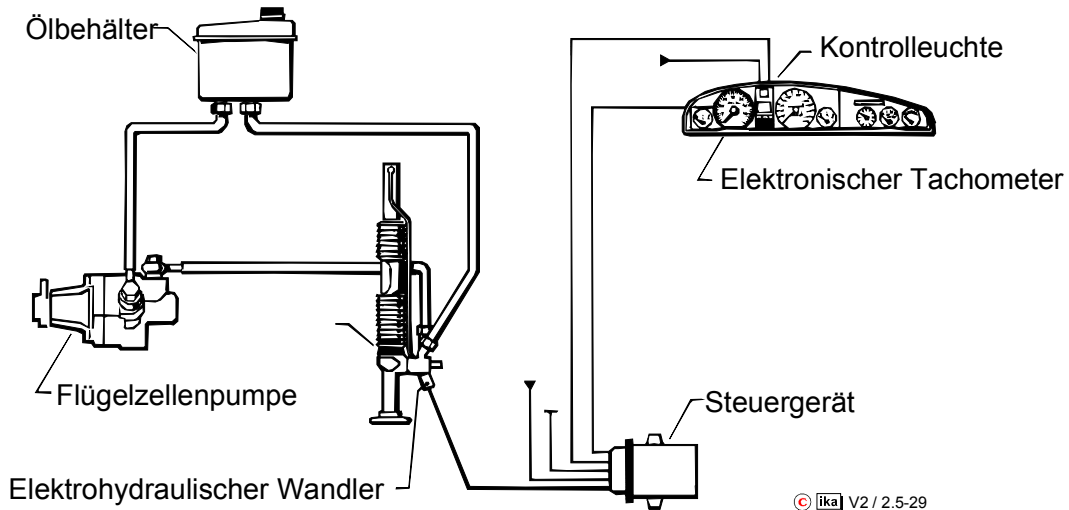


Bild 2.5-29: Funktionsprinzip der Servotronic

Bei der Servotronic nimmt die Lenkkräftunterstützung mit der Fahrgeschwindigkeit ab. Diese Abhängigkeit ermöglicht komfortables Parkieren ebenso, wie mit geringem Lenkaufwand verbundene Autobahnfahrt, **Bild 2.5-30**.

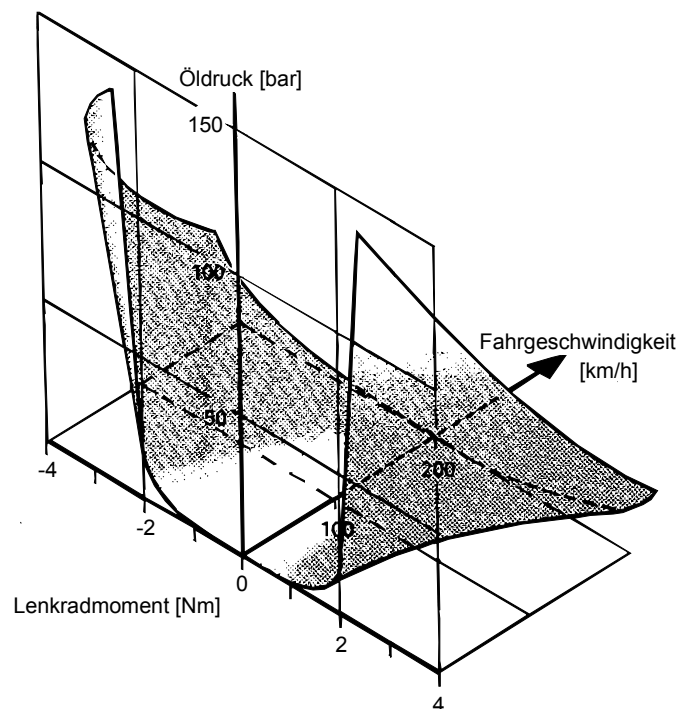


Bild 2.5-30: Ventilkennfeld der Servotronic

Das sich in Abhängigkeit der Querbeschleunigung einstellende Lenkmoment für die Servotronic und die konventionelle Servolenkung des Vorgängermodells ist in **Bild 2.5-31** dargestellt. Die Servotronic weist einen gegenüber der konventionellen Servolenkung reduzierten Lenkkräftebedarf auf.

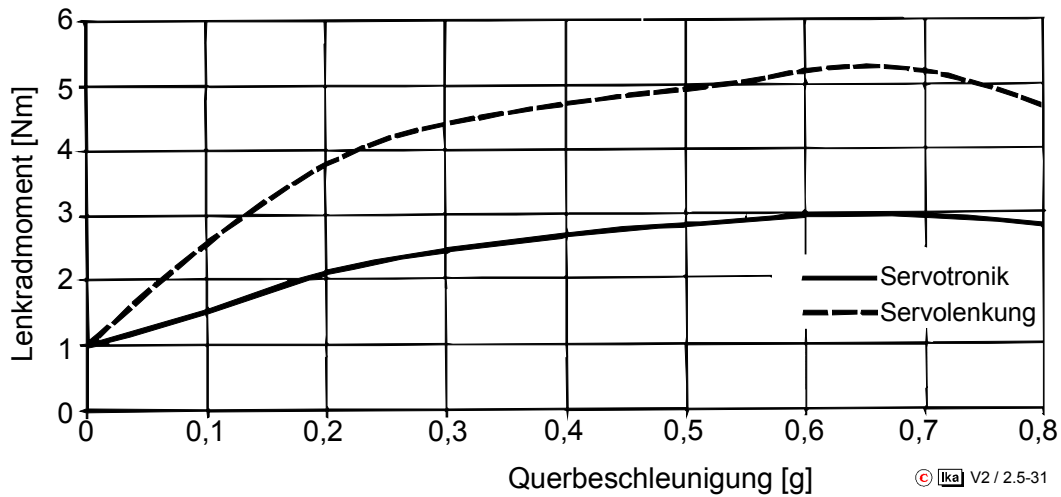


Bild 2.5-31: Verlauf des Lenkradmomentes über der Querbeschleunigung bei stationärer Kreisfahrt ($r = 100\text{m}$)

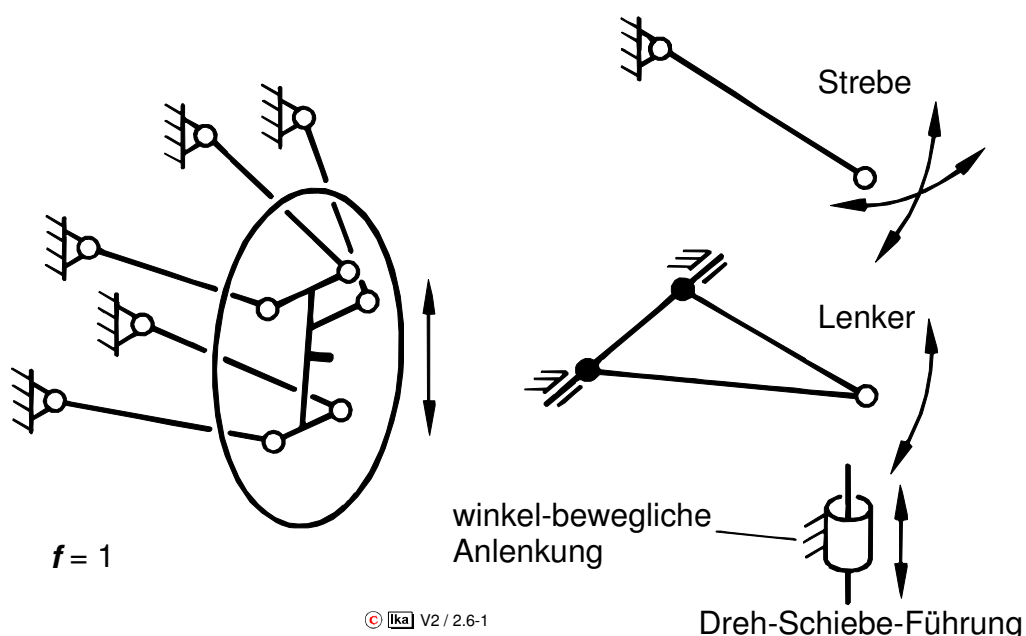
2.6 Radaufhängungen

2.6.1 Grundbauformen der Radaufhängungen

Fahrzeugrad und -aufbau sind über die Radaufhängung miteinander verbunden. Die Radaufhängung hat die Aufgabe, das Rad so gegenüber dem Aufbau zu führen, daß einerseits eine im wesentlichen vertikal gerichtete Einfederbewegung möglich bleibt, andererseits die im Radaufstandspunkt in horizontaler Richtung wirkenden Reifenkräfte und die Reifenmomente auf den Aufbau übertragen werden.

Grundsätzlich unterscheidet man zwischen *Einzelradaufhängungen*, *Starrachsaufhängungen* und *Verbundachsen*.

Der freigeschnittene Radträger einer *Einzelradaufhängung* hat gegenüber dem Aufbau die sechs Freiheitsgrade der Bewegung eines starren Körpers im Raum. Mittels 5 Streben mit Kugelgelenken an beiden Enden werden diese Freiheitsgrade bis auf den Einfederfreiheitsgrad aufgehoben. Bei lenkbaren Einzelradaufhängungen ist eine der Streben als Spurstange ausgeführt. Je zwei Streben können zu Dreiecklenkern zusammengefaßt sein (z.B. Doppelquerlenker-Radaufhängung), **Bild 2.6-1**.



© Ika V2 / 2.6-1

Bild 2.6-1: Einzelradaufhängung, schematisch

Ein Lenker kann durch eine Dreh-Schiebe-Führung ersetzt sein, die einen Lenker mit unendlicher Länge repräsentiert (Federbein, Dämpferbeinradaufhängung). Die Drehachsen der Lenker können zusammenfallen (z.B. Schräglenkerradaufhängung).

Eine Starrachse zeichnet sich durch eine starre Verbindung der beiden Radträger untereinander aus. Um unterschiedlich große Einfederwege der beiden Räder zu ermöglichen, muß die Starrachse gegenüber dem Aufbau 2 Freiheitsgrade aufweisen (Hubbewegung und Rollbewegung um eine Fahrzeuglängsachse). Demgemäß sind vier Streben erforderlich, um 4 der ursprünglich 6 Freiheitsgrade aufzuheben, **Bild 2.6-2**.

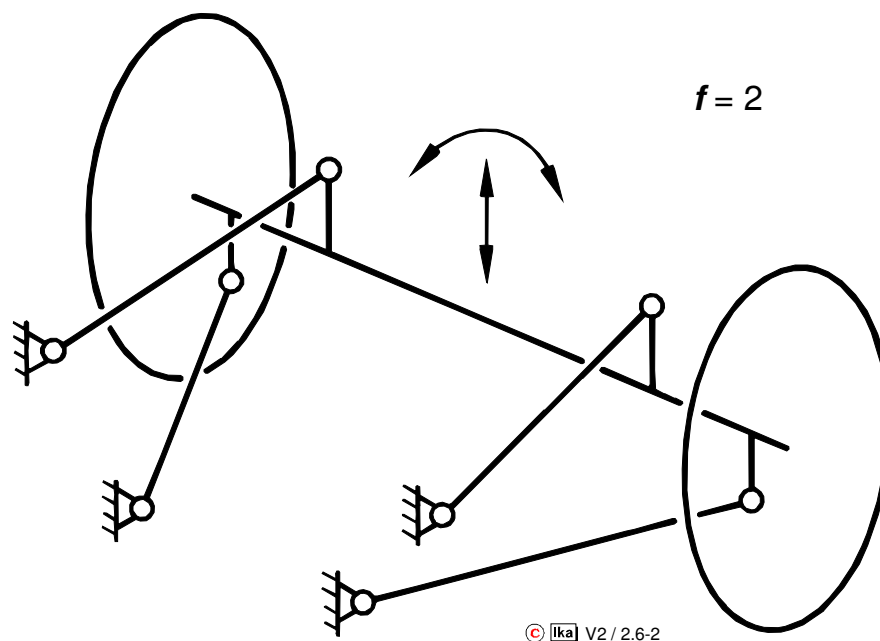


Bild 2.6-2: Starrachse, schematisch

Auch hier können die Streben in unterschiedlichster Weise angeordnet oder zu Lenkern zusammengefaßt sein. Im Gegensatz zu Einzelradaufhängungen sind Starrachsaufhängungen in der Praxis häufig kinematisch überbestimmt ausgeführt /29/.

An Blattfedern geführte Starrachsen haben beispielsweise nur aufgrund der Elastizitäten in den Federanlenkungen zwei Freiheitsgrade.

Achsen, deren Radträger zwar nicht starr miteinander verbunden sind, aber auch nicht völlig unabhängig voneinander Federbewegungen ausführen können, werden als Verbundachsen bezeichnet.

Die in **Bild 2.6-3** dargestellte Anordnung mit Verbindung der unmittelbar am Aufbau gelagerten Radträger durch eine Dreh-Schiebe-Führung stellt keinen allgemeinen Fall dar, sondern eine von vielen möglichen Ausführungen, die häufig eingesetzt wird.

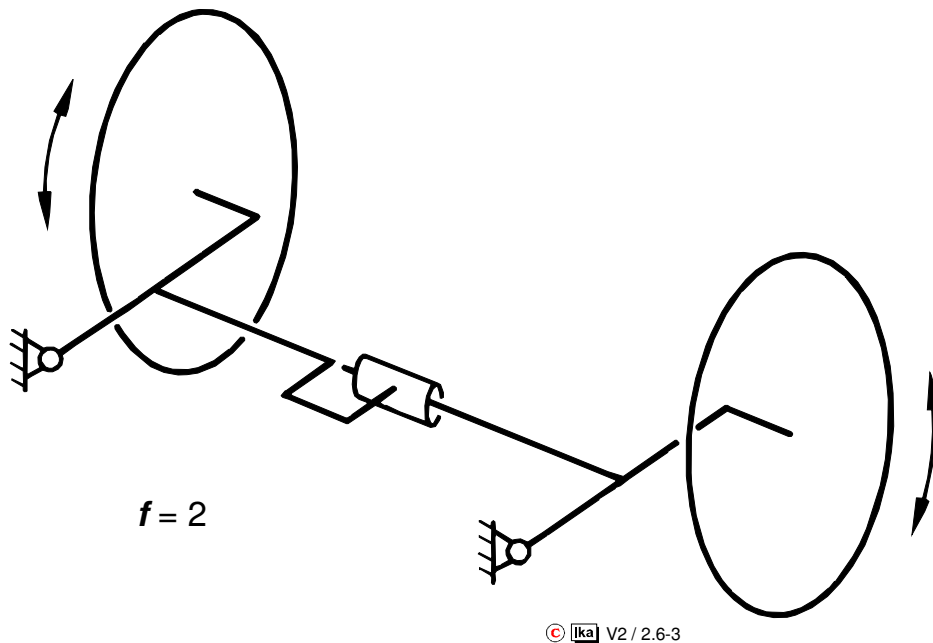


Bild 2.6-3: Verbundachse, schematisch

In der praktischen Anwendung dieser Version wird anstelle der Dreh-Schiebe-Führung ein Torsionsprofil verwendet. Der damit aufgehobene Schiebefreiheitsgrad der Dreh-Schiebe-Führung wird durch die Nachgiebigkeit von Gummilagern in den Anlenkpunkten am Aufbau ersetzt.

2.6.2 Kinematik von Radaufhängungen

Im vorangegangenen Abschnitt wurde erläutert, wie die Bewegungsfreiheitsgrade des Rades gegenüber dem Aufbau durch die Radaufhängung bis auf den Einfederfreiheitsgrad aufgehoben werden. Da die das Rad führenden Streben oder Lenker von endlicher Länge sind, führt der Radträger während des Einfederns in der Regel eine dreidimensionale Bewegung aus.

Entspricht diese Bewegung der allgemeinsten Bewegung eines Körpers im Raum, dann kann sie zu jedem Zeitpunkt als "Momentanschraubung", d.h.

als Bewegung um eine momentane Drehachse im Raum mit Vorschub in Achsenrichtung, dargestellt werden und man spricht von einer "räumlichen Radaufhängung", **Bild 2.6-4**.

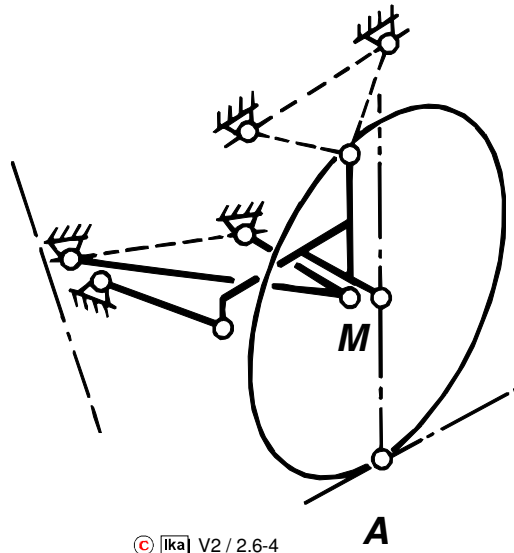


Bild 2.6-4: "räumliche" Radaufhängung

Kann die Bewegung des Radträgers zu jedem Zeitpunkt als reine Drehung um eine momentane Drehachse aufgefaßt werden, deren Orientierung relativ zum Aufbau sich zwar ändert, die aber immer durch einen aufbaufesten Punkt verläuft, dann handelt es sich um eine "sphärische Radaufhängung", **Bild 2.6-5**.

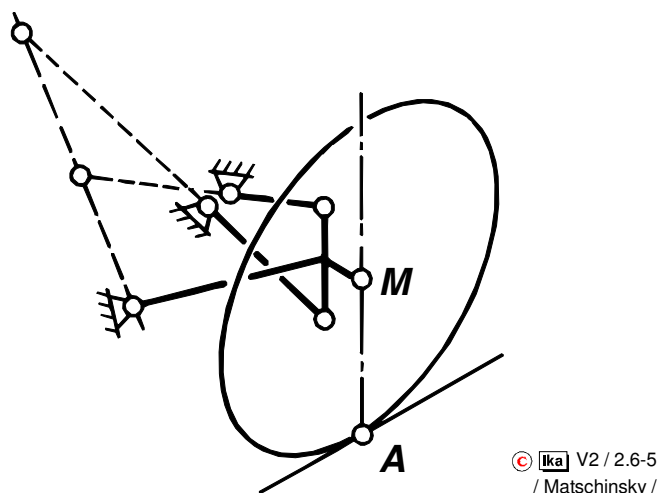


Bild 2.6-5: "sphärische" Radaufhängung

Führt der Radträger zu jedem Zeitpunkt reine Drehungen um eine momentane Drehachse aus, die zwar ihre Lage ändert, aber ihre Orientierung relativ zum Aufbau beibehält (Parallelverschiebung), dann liegt eine "ebene Radaufhängung" vor, **Bild 2.6-6**.

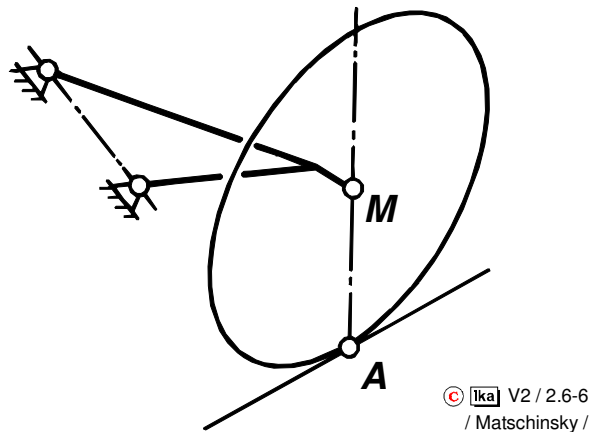


Bild 2.6-6: "ebene" Radaufhängung

Eine aufbaufeste momentane Drehachse stellt als Sonderfall der ebenen Radaufhängung den kinematisch einfachsten Fall dar (z.B. Längslenkerradaufhängung).

In Abhängigkeit von der Radaufhängungskinematik resultieren bei Federbewegungen Radstands-, Spurweiten-, Sturzwinkel- und Vorspurwinkeländerungen des Rades gegenüber dem Aufbau bzw. der Fahrbahn. Der Einfluß dieser kinematischen Radstellungsänderungen auf das Fahrverhalten wurde in Kapitel 2.4 bereits dargestellt.

Ist die Lage der momentanen Drehachse für einen bestimmten Einfederzustand bekannt, dann sind damit die Radstellungsänderungen für kleine Federbewegungen um diese Ausgangslage charakterisiert. Alle Punkte des Radträgers bewegen sich in Richtung von Tangenten an Kreisbögen um die momentane Drehachse.

Bei räumlichen Radaufhängungen sind die Geschwindigkeitskomponenten der Translationsbewegung in Richtung der Drehachse zusätzlich zu berücksichtigen.

Bild 2.6-7 verdeutlicht den Zusammenhang zwischen Lage der momentanen Drehachse und Radstands- bzw. Spurweitenänderung bei Federbewegungen am Beispiel einer ebenen Schräglenkerradaufhängung.

Die Durchstoßpunkte der momentanen Drehachse durch die Zeichenebenen treten hier in der jeweiligen Ansicht als Momentanpole (L, Q) in Erscheinung.

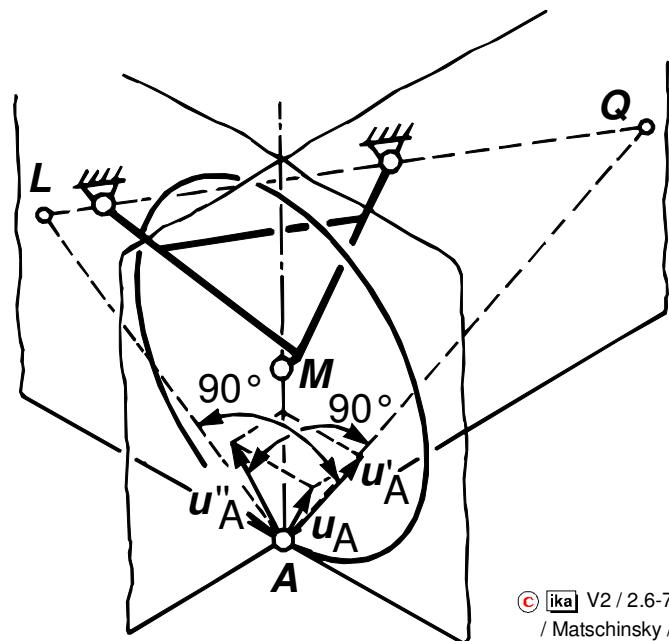


Bild 2.6-7: Radstands- und Spurweitenänderung bei einer ebenen Schräglenkerradaufhängung

Durch die Lage der momentanen Drehachse sind nicht nur die Radstellungsänderungen bei kleinen Federbewegungen, sondern auch die Kraftübertragung zwischen Radaufstandspunkt und Aufbau bestimmt.

Bei ebenen und sphärischen Radaufhängungen haben Kräfte, deren Wirkungslinien die momentane Drehachse schneiden oder parallel dazu verlaufen, kein Moment um die Drehachse und werden ohne Federbewegung auf den Aufbau übertragen. Bei räumlichen Radaufhängungen resultiert auch aus Kräften in Richtung der Drehachse ein Moment, wenn die Schraubensteigung momentan nicht Null ist.

Diese Zusammenhänge bestimmen die Lage des Wankpols einer Achse und die Größe des Brems- und Anfahrnickausgleiches (s.u.).

Bei sphärischen und ebenen Radaufhängungen kann auch für Längs- und Queransicht getrennt ein Momentengleichgewicht der hier wirksamen Kraftkomponenten um den Durchstoßpunkt der momentanen Drehachse durch die jeweilige Zeichenebene (Momentanpol) aufgestellt werden.

Bei räumlichen Radaufhängungen sind diese Durchstoßpunkte nicht mit dem Längs- bzw. Querpol identisch, da zusätzlich die Vorschubbewegung in Achsrichtung zu beachten ist.

"Ersatzpole" lassen sich bestimmen, wenn von zwei Punkten des Radträgers die Geschwindigkeitskomponenten der Einfederbewegung in der jeweiligen Ansicht bekannt sind. Der gesuchte Momentanpol entspricht dann dem Schnittpunkt der Senkrechten auf die Geschwindigkeitsrichtungen in diesen beiden Punkten (Polstrahlen), **Bild 2.6-8**.

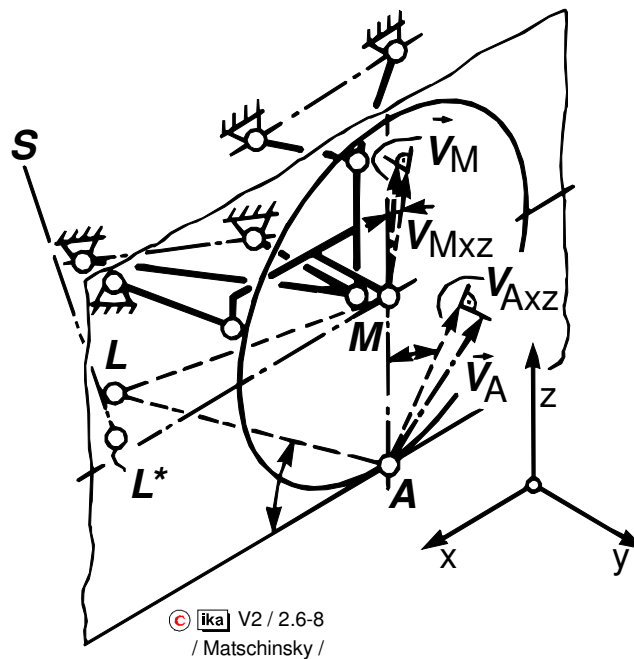


Bild 2.6-8: "Ersatzpol" in der Längsebene bei einer räumlichen Radaufhängung

2.6.2.1 Wankpol

Bild 2.6-9 zeigt am Beispiel einer ebenen Doppelquerlenker-Radaufhängung (hier mit parallelen Drehachsen in Fahrzeuglängsrichtung) die bei Kurvenfahrt gegenüber der statischen Ruhelage zusätzlich in den Radaufstandspunkten angreifenden Kräfte (bei radbezogenen Aufbaufederraten, vgl. Abschnitt 1.3.2.3).

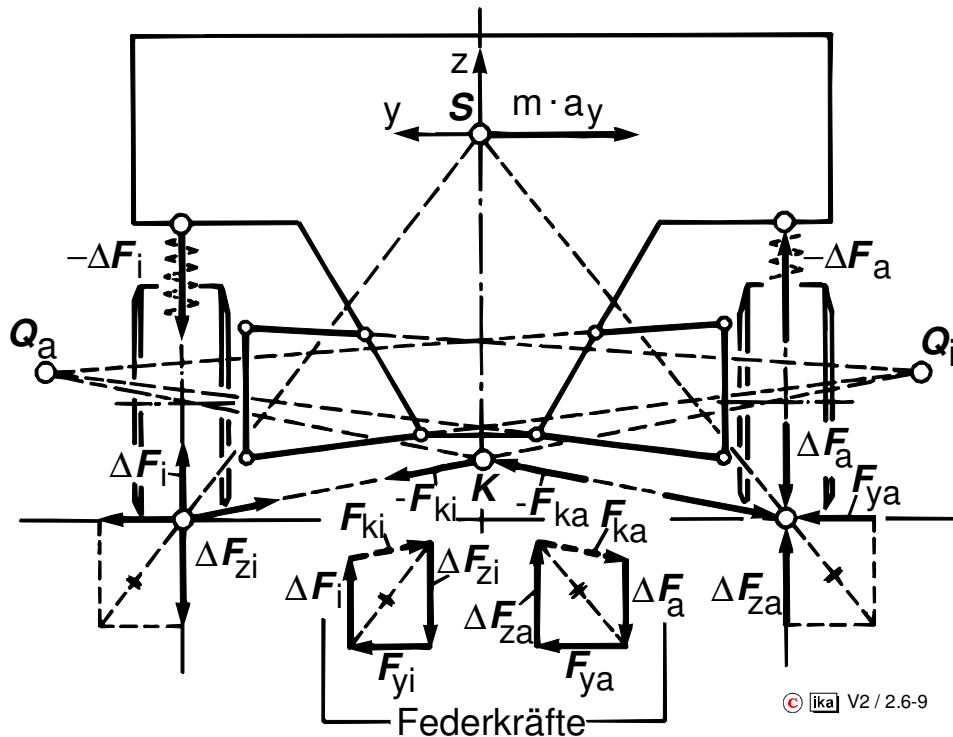


Bild 2.6-9: Kraftübertragung zwischen Radaufstandspunkten und Aufbau bei Kurvenfahrt (ebene Doppelquerlenker-Radaufhängung)

Die Querbeschleunigung und damit die Radlastdifferenzen und der Wankwinkel seien sehr klein. Da sich bei stationärer Kreisfahrt wieder die Momentengleichgewichte um die Momentanpole (Durchstoßpunkte der momentanen Drehachse durch die Zeichenebene) einstellen, können die Resultierenden der bei Kurvenfahrt zusätzlich in den Radaufstandspunkten wirksamen Kräfte (radbezogene Federkräfte vorausgesetzt) nur auf die momentanen Drehachsen (bzw. Momentanpole) gerichtet sein.

Unter der Annahme kleiner Radlastdifferenzen sind die Reifenseitenkräfte gleich groß und am Aufbau greift in dem virtuellen Punkt K die resultierende Seitenkraft der Achse an, während sich die vertikalen Komponenten der Resultierenden in den Radaufstandspunkten hier gegenseitig aufheben.

Da die Wirkungslinien der Resultierenden in den beiden Radaufstandspunkten durch den jeweiligen Momentanpol verlaufen, stimmen diese Wirkungslinien mit den Polstrahlen der Geschwindigkeitsvektoren in den Radaufstandspunkten überein und der virtuelle Punkt K stellt (da die Federwege gleich groß sein sollen) den gemeinsamen Momentanpol der wechselseitigen Federbewegung bei festgehalten gedachtem Aufbau dar, **Bild 2.6-10**.

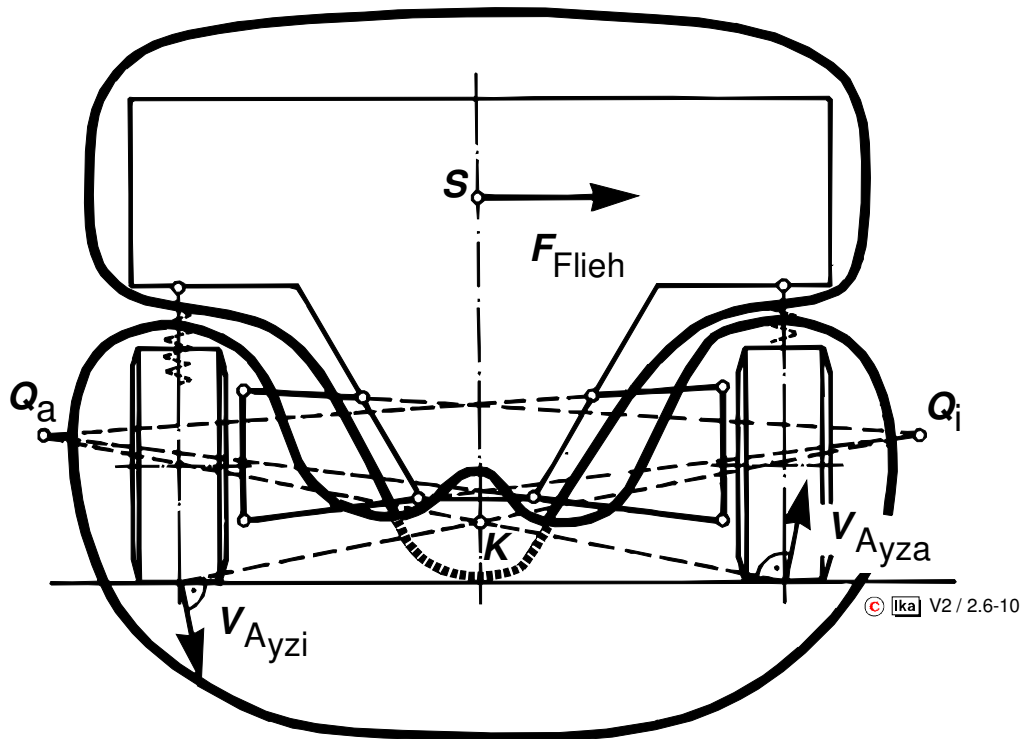


Bild 2.6-10: Momentanpol der wechselseitigen Federbewegung

Die Wankbewegung ist die kinematische Umkehrung dieser wechselseitigen Federbewegung. Der Punkt K ist also auch der Momentanpol der Wankbewegung des Aufbaus gegenüber der Fahrbahnoberfläche. Dieser Wankpol wurde bereits in Abschnitt 1.6.1 eingeführt, allerdings vereinfachend als aufbaufester Gelenkpunkt angenommen.

Bei den meisten realen Radaufhängungen ändert sich die Lage des Wankpols bei Federbewegungen jedoch beträchtlich.

Eine einfache Bestimmung dieser Lageänderung bei Kurvenfahrt ist nicht möglich, da nur bei sehr geringen Quereschleunigungen davon ausgegangen werden kann, daß kurveninnerer und -äußerer Federweg betragsmäßig gleich groß sind. Dies ist leicht einzusehen, wenn man z.B. eine kinematisch sehr einfache Pendelachse betrachtet, **Bild 2.6-11**.

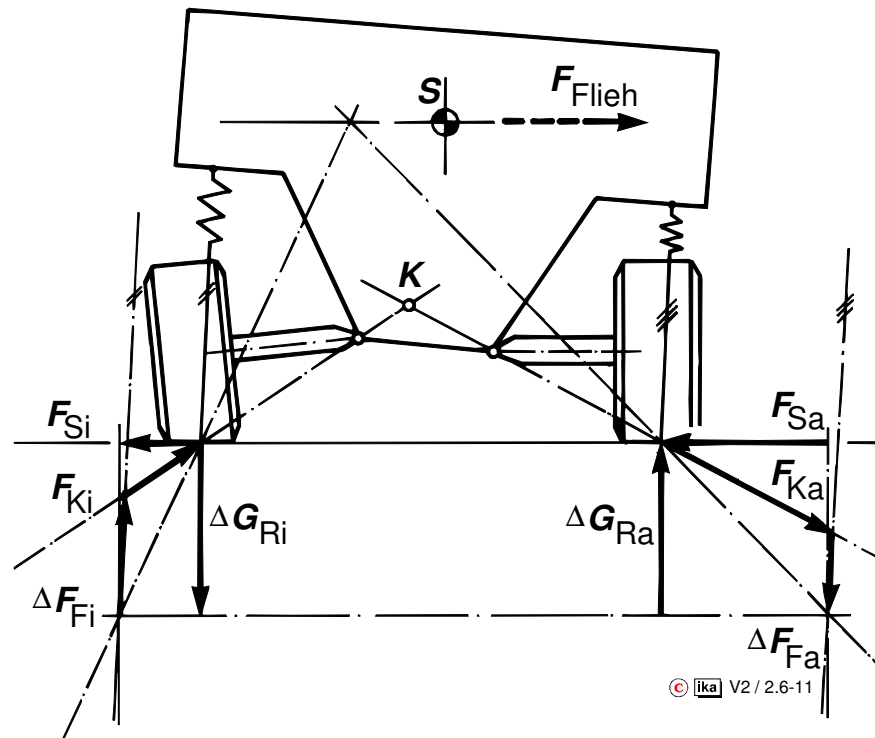


Bild 2.6-11: Lageänderung des Wankpols bei Kurvenfahrt (Zwei-Gelenk-Pendelachse)

Die momentane Drehachse der Bewegung des Radträgers gegenüber dem Aufbau verläuft bei dieser Einzelradaufhängung zu jedem Zeitpunkt durch die tatsächlichen Gelenkpunkte (\rightarrow Momentanpole) und ist damit aufbaufest.

Im Idealfall entspricht die Aufteilung der Reifenseitenkräfte auf kurveninneres und kurvenäußeres Rad dem durch die Reifenkennfelder gegebenen Zusammenhang zwischen Seitenkraft, Radlast und Schräglaufwinkel. Am kurvenäußeren Rad wird das Moment der Radlaständerung um den zugehörigen Momentanpol der Radträgerbewegung gegenüber dem Aufbau (Gelenkpunkt) zum großen Teil durch das Moment der Reifenseitenkraft kompensiert. Die das Momentengleichgewicht einstellende Federkraftänderung ist daher am kurvenäußeren Rad wesentlich kleiner als am kurveninneren, wo nahezu das gesamte Moment der Radlaständerung um den Momentanpol durch eine Federkraftänderung abgestützt werden muß.

Als Folge dieser Unsymmetrie der Kräfte federt das kurveninnere Rad bei Kurvenfahrt deutlich weiter aus als das kurvenäußere einfedert. Dieser Effekt wird als "Aufstützeffekt" bezeichnet /29/.

Bei frühen Fahrzeugen mit Hinterachse in Pendelachsbauart und entsprechend großer Wankpolhöhe über der Fahrbahn war dieser Aufstützeffekt gefürchtet, weil dadurch bei Kurvenfahrt der Fahrzeugschwerpunkt angehoben

wird und dies bei den damals üblichen hohen Aufbauten nicht nur zur Beeinträchtigung des Fahrverhaltens, sondern sogar zum Verlust der Kippstabilität führen konnte.

Es läßt sich zeigen, daß die Neigung zum "Aufstützen" um so stärker reduziert ist, je geringer die Wankpolhöhe ist und je stärker der Wankpol beim parallelen Einfedern des Aufbaus absinkt. Bei modernen Radaufhängungen wird dies durch eine gezielte Auslegung der Kinematik realisiert.

2.6.2.2 Brems- und Anfahrnickausgleich

Beim Bremsen und Beschleunigen resultiert aus dem Kräftepaar aus Reifenumfangkräften und Trägheitskraft im Fahrzeugschwerpunkt eine Achslastverschiebung, **Bild 2.6-12**.

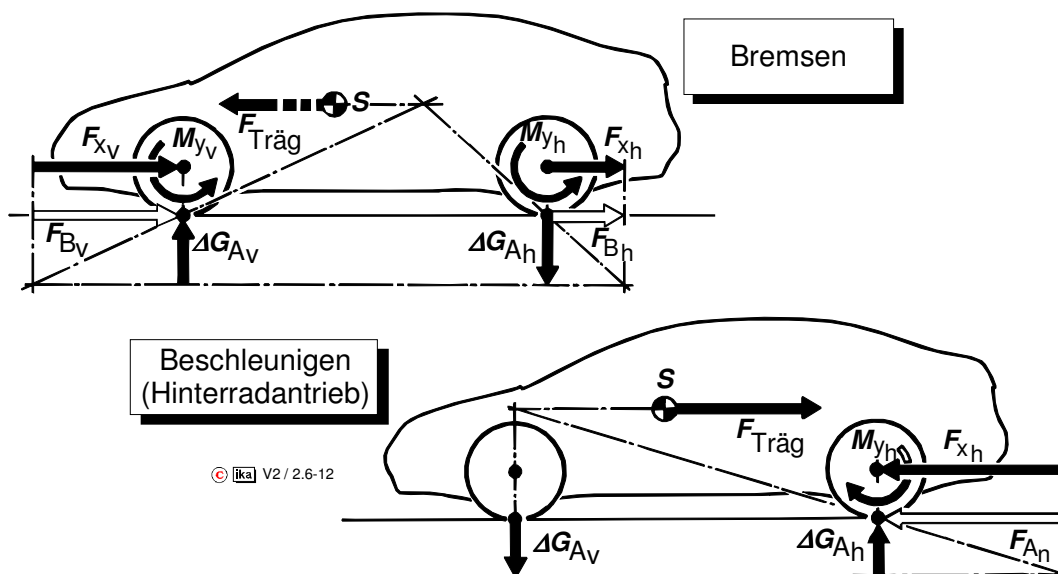


Bild 2.6-12: Kräfte am Radträger beim Bremsen bzw. Beschleunigen

Abweichend von der statischen Ruhelage greifen am Radträger im Raddrehpunkt eine Längskraft F_x und eine Radlastdifferenz ΔG_R an.

Beim Antreiben wird das Moment $M_y = F_x \cdot R_{dyn}$ bei den meisten Radaufhängungen über die Antriebsgelenkwellen unmittelbar am Aufbau abgestützt und hat daher keine Auswirkung auf die Reaktionskräfte in der Radaufhängung (Ausnahme: z.B. Starrachse mit integriertem Ausgleichsgetriebe).

Beim Bremsen greift das Moment M_y dagegen bei den üblichen Bremsanlagen mit "außenliegenden Bremsen" am Radträger an, da an diesem das Bremsmoment über die Bremsankerplatte bzw. den Bremsattel abgestützt wird. Die Reaktionskräfte in der Radaufhängung entsprechen dann der einer im Radaufstandspunkt am Radträger angreifenden Kraft F_x (Ausnahme: "innenliegende Bremsen", bei denen das Bremsmoment über die Gelenkwelle an Bremsscheiben mit am Ausgleichsgetriebe befestigten Bremsätteln abgestützt wird).

Das Moment der beim Bremsen oder Beschleunigen zusätzlich am Radträger angreifenden Kräfte um den Längspol der Radaufhängung muß durch das Moment der Federkraftänderung ΔF_F kompensiert werden, **Bild 2.6-13** verdeutlicht den Zusammenhang für den Bremsfall (radbezogene Aufbaufederraten).

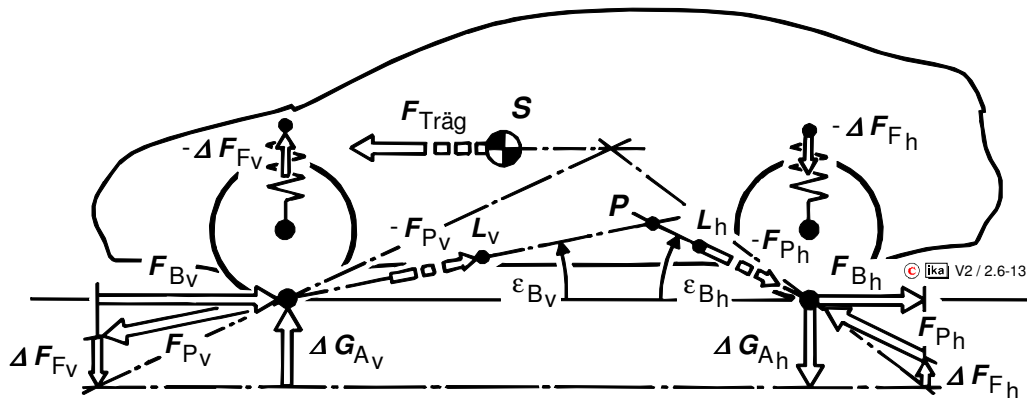


Bild 2.6-13: Kraftübertragung zwischen Radaufstandspunkten und Aufbau beim Bremsen

Von der (momentanen) Lage der Längspole hängt also die Heftigkeit des Bremsnickens, d.h. des Einfederns der Vorderachse (Bremsstauchen) und des Ausfederns der Hinterachse beim Bremsen ab. Liegt der Längspol auf der Wirkungslinie der aus Bremskraft und Radlastdifferenzen im Radaufstandspunkt resultierenden Kraft, dann tritt keine Federbewegung beim Bremsen auf und man spricht von einem "vollständigen Bremsnickausgleich" an der betrachteten Achse. Eine solche Auslegung ist in der Praxis konstruktionsbedingt nur schwer zu realisieren. Die Güte eines teilweisen Bremsnickausgleichs kann mit Hilfe des Bremsstützwinkels ϵ beschrieben werden.

Der durch die Radaufhängungskonstruktion tatsächlich realisierte Bremsstützwinkel ϵ_{tats} ist der Winkel zwischen einer Geraden durch Radaufstandspunkt und Längspol und der Horizontalen, vgl. Bild 2.6-13.

Der optimale Stützwinkel ε_{opt} entspricht dem Winkel zwischen der Wirkungslinie der Resultierenden F_{res} im Radaufstandspunkt und der Horizontalen:

$$\text{vorne:} \quad \tan \varepsilon_{\text{opt. v}} = \frac{h}{l} \cdot \left(1 + \frac{1}{F_{\text{Bv}} / F_{\text{Bh}}} \right) \quad (2.6-1)$$

$$\text{hinten:} \quad \tan \varepsilon_{\text{opt. h}} = \frac{h}{l} \cdot (1 + F_{\text{Bv}} / F_{\text{Bh}}) \quad (2.6-2)$$

mit: $F_{\text{Bv}} / F_{\text{Bh}}$ Bremskraftverteilung (s. KFZ I)
 h Schwerpunkthöhe
 l Radstand

Eine Momentenbilanz um den momentanen Längspol für die Konstruktionslage des Fahrzeugs liefert als Maß für die Güte des Bremsnickausgleichs den Anteil der Radlastverlagerung beim Bremsen, der ohne Federbewegung an der Radaufhängung abgestützt wird:

$$X \cdot \Delta G_v \cdot l_v = F_{\text{Bv}} \cdot h_v \quad (2.6-4)$$

mit: l_v horizontaler Abstand
 h_v vertikaler Abstand, Radaufstandspunkt - Längspol
 X "Bremsnickausgleich"

$$\begin{aligned} \text{bzw.} \quad X &= \frac{F_{\text{Bv}}}{\Delta G_v} \cdot \frac{h_v}{l_v} \\ &= \frac{1}{\tan \varepsilon_{\text{opt.}}} \cdot \tan \varepsilon_{\text{tats.}} \cdot 100\% \end{aligned} \quad (2.6-5)$$

Manchmal wird auch der sogenannte Tauchfaktor T zur Charakterisierung des Bremsnickausgleichs verwendet:

$$T = 1 - \frac{\tan \varepsilon_{\text{tats.}}}{\tan \varepsilon_{\text{opt.}}} \quad (2.6-6)$$

In ähnlicher Form wie beim Bremsen können auch die Federbewegungen beim Beschleunigen durch Angabe des "Anfahrnickausgleichs" X der Antriebsachse beschrieben werden.

Bild 2.6-14 zeigt die beim Beschleunigen wirksamen Stützwinkel für eine angetriebene Hinterachse mit Einzelradaufhängungen:

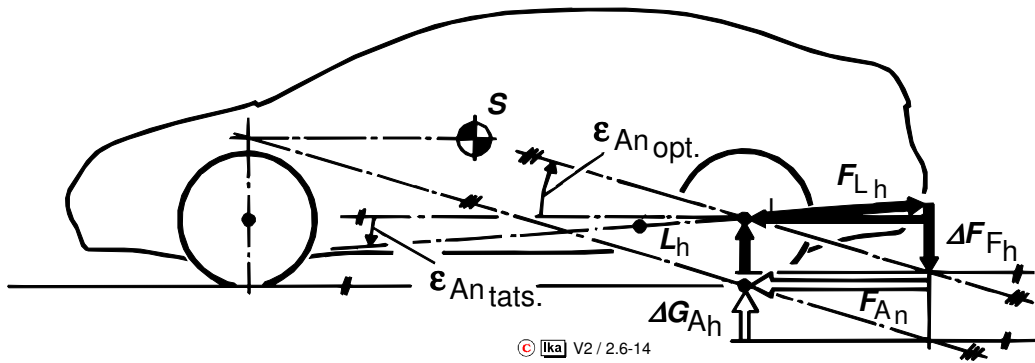


Bild 2.6-14: Kraftübertragung zwischen Radaufstandspunkten und Aufbau beim Beschleunigen

2.6.3 Elastokinematik

Durch Fahrbahnunebenheiten werden im Radaufstandspunkt nicht nur vertikale, sondern auch horizontale Stoßkräfte hervorgerufen.

Um diese abzumildern und die Übertragung von Schwingungen und Geräuschen auf die Karosserie zu verringern, werden anstelle von starren Gelenken zwischen Radaufhängungsbauteilen und Aufbau in der Regel Gummilager verwendet, **Bild 2.6-15**.

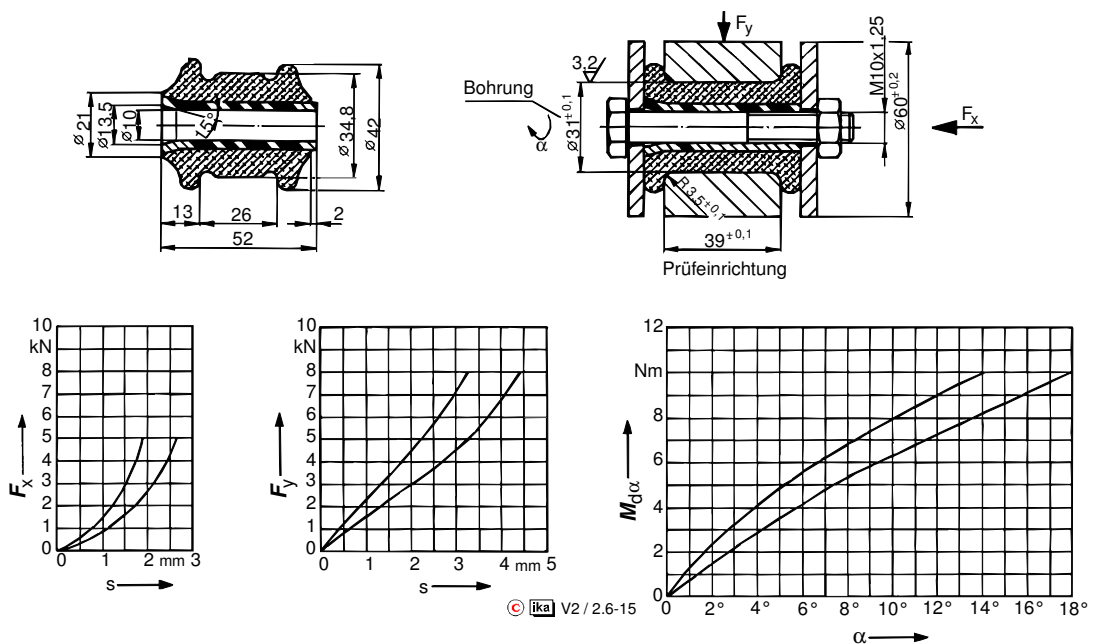


Bild 2.6-15: Querlenkerlager aus Gummi mit anvulkanisierter Innenbuchse

Derartige Gummilager haben darüber hinaus den Vorteil, daß die erforderliche Winkelbeweglichkeit ohne Relativbewegungen von Oberflächen, und damit bis auf die Materialalterung verschleiß- und wartungsfrei, durch die Verformbarkeit des Gummis realisiert werden kann.

Aus der Nachgiebigkeit der Gummilager resultieren unter der Wirkung der am Rad angreifenden Reifenkräfte und -momente elastische Radstellungsänderungen. Größe und Richtung dieser Radstellungsänderungen sind durch die Kombination aus Geometrie der Streben bzw. Lenkeranordnung einer Radaufhängung mit den Elastizitäten der Gummilager in den Gelenkpunkten bestimmt. **Bild 2.6-16** verdeutlicht diesen Sachverhalt am Beispiel eines an fünf Streben geführten Radträgers.

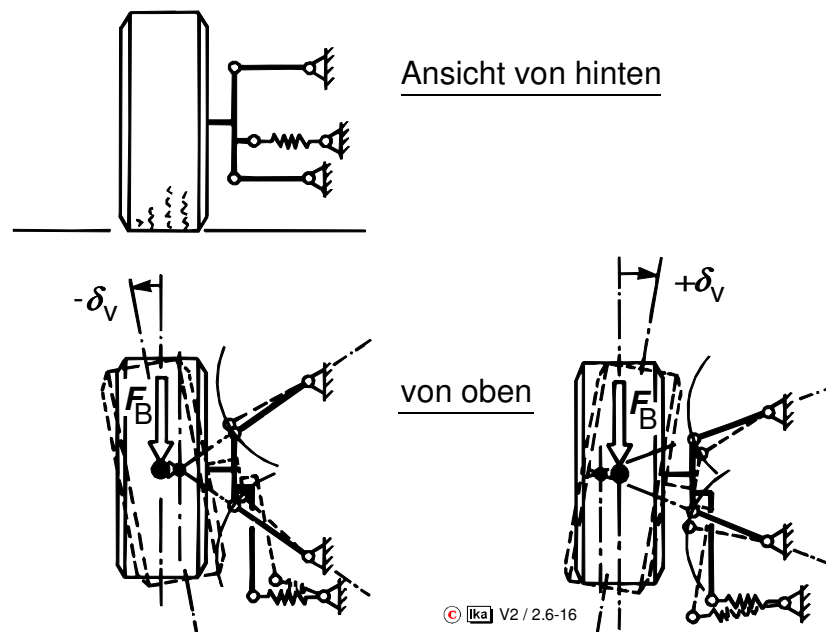


Bild 2.6-16: Elastokinematik eines an fünf Streben geführten Radträgers mit elastischer Spurstange

Je nach Lage der virtuellen Lenkachse wird das Rad aufgrund der vorhandenen Elastizitäten von einer Umfangskraft in Vorspur oder Nachspur gedrückt. Die große Bedeutung derartiger Radstellungsänderungen für das Fahrverhalten wurde in Abschnitt 2.4.3.5 und 2.4.4.4 bereits erläutert.

Bild 2.6-16 läßt erahnen, daß nicht jede kinematisch sinnvolle Radaufhängungskonstruktion auch eine günstige Abstimmung der elastokinematischen Eigenschaften ermöglicht. Ein hoher Fahrkomfort erfordert große Elastizitäten der Radaufhängung, insbesondere in Fahrzeuglängsrichtung. Um negative Einflüsse auf das Fahrverhalten zu vermeiden, dürfen die Reifenkräfte, die mit unterschiedlichen Richtungen am Rad angreifen, jedoch keine unerwünschten Lenkwinkel hervorrufen.

Radaufhängungen, die den unterschiedlichsten Anforderungen an die kinematischen und elastokinematischen Eigenschaften in hohem Maße Rechnung tragen, erfordern in der Regel recht aufwendige Konstruktionen mit einer Vielzahl von möglichen Einflußfaktoren. Die optimale Auslegung der Geometrie der Lenkeranordnung und die Abstimmung der Gummilagerelastizitäten erfolgt dann zweckmäßigerweise mit Hilfe entsprechender Rechenprogramme.

2.6.4 Anforderungen an die Radaufhängung

Die in den vorangegangenen Abschnitten dargestellten kinematischen und elastokinematischen Eigenschaften der Radaufhängungen nehmen wesentlichen Einfluß auf das Fahrverhalten (Fahrsicherheit) und den Fahrkomfort eines Fahrzeugs.

Neben den aus diesen Zusammenhängen resultierenden Anforderungen werden an eine Radaufhängungskonstruktion Anforderungen hinsichtlich ihrer Wirtschaftlichkeit gestellt, die sich auf die Herstellkosten und auf die Kompatibilität zur Gesamtkonstruktion des Fahrzeugs beziehen.

In diesem Abschnitt sind die aus den Anforderungen abzuleitenden Bewertungskriterien für ausgeführte Radaufhängungskonstruktionen zusammengefaßt aufgeführt, **Bild 2.6-17**.

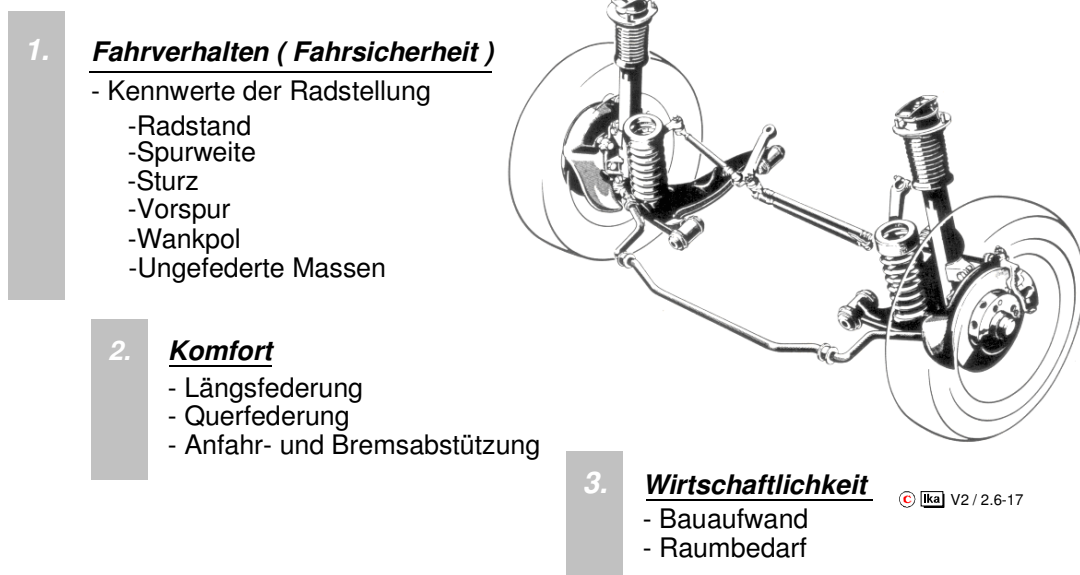


Bild 2.6-17: Bewertungskriterien für Radaufhängungen

2.6.4.1 Fahrverhalten

a) Raderhebungskurven

Die Raderhebungskurven beschreiben die Stellung eines Rades relativ zum Aufbau (Karosserie) bzw. zur Fahrbahnoberfläche in Abhängigkeit vom Einfederungszustand des Rades (vgl. Bild 2.4-19). Die Radstellung wird dabei durch folgende Größen charakterisiert:

- Spurweite
- Radstand
- Sturzwinkel
- Spurwinkel (Vorspur)

- Spurweite

Spurweitenänderungen bei Einfederbewegungen der Räder erzwingen seitliche Bewegungen der Reifenaufstandsflächen und verursachen dadurch Schwankungen der Reifenseitenkräfte, die sich negativ auf das Geradeauslaufverhalten des Fahrzeugs auswirken. Außerdem wird durch die Querbewegung der Reifenaufstandsflächen der Reifenverschleiß erhöht. Die kinematischen Spurweitenänderungen an einer Achse sollten daher so gering wie möglich sein.

- Radstand

Radstandsänderungen in der Größenordnung wie sie bei Einfederbewegungen der Räder auftreten haben keinen nennenswerten Einfluß auf das Lenkverhalten eines Fahrzeugs. Eine Radstandsänderung in der Weise, daß das Rad beim Überfahren einer Unebenheit gleichzeitig mit der Einfederbewegung bis zu einem gewissen Grad auch der horizontalen Stoßkraft ausweicht (Schrägfederung), wirkt sich positiv auf den Federungskomfort aus. Allerdings führen große kinematische Radstandsänderungen aufgrund der dadurch hervorgerufenen Drehzahlschwankungen der Räder bei Federbewegungen an angetriebenen Achsen zu Drehschwingungen im Antriebsstrang und beeinträchtigen die Qualität der mit Hilfe von Drehzahlsensoren an den Rädern gewonnenen Signale für die ABS-Regelfunktionen /29/.

- Sturz- und Spurwinkel

Die kinematischen Sturzwinkel- sowie die kinematischen und elastokinematischen Spurwinkeländerungen beeinflussen das Fahrverhalten erheblich, s. Abschnitt 2.4.3.5 und 2.4.4. Die daraus abzuleitenden Anforderungen an eine Radaufhängungskonstruktion können nicht in verallgemeinerter Form aufgestellt werden, da diese je nach Fahrzeugkonzept (Schwerpunktlage, Antriebsachse) und Einsatzzweck variieren. Radaufhängungsbauformen, die eine gezielte Auslegung der Kinematik und Elastokinematik ermöglichen, z.B. Viel-Lenker-Achsen, sind aber in der Regel denjenigen überlegen, die bauartbedingt nur wenig Auslegungsspielraum zulassen, z.B. Starrachsen.

b) Wankpol

Die Lage des Wankpols und dessen Lageänderung bei Kurvenfahrt steht in direktem Zusammenhang mit den kinematischen Radstellungsänderungen bei Federbewegungen, s. Abschnitt 2.6.2.1. Raderhebungskurven und Querkraftabstützung zwischen Radaufstandspunkten und Aufbau können daher nicht unabhängig voneinander optimiert werden. Es muß ein Kompromiß gefunden werden zwischen

- Größe des Fliehkrathebelarms Δh , s. Abschnitt 1.6.1,
- Ausprägung des Aufstützeffekts, vgl. Bild 2.6-11,
- Spurweiten- und Sturzänderungen bei Federbewegungen, vgl. Bild 2.6-10.

Bei diesem Kompromiß sind noch weitere Faktoren zu berücksichtigen, wenn diese kinematischen Effekte in der Fahrzeugquerebene aufgrund der Radaufhängungsbauform gekoppelt sind an kinematische Effekte in der Fahrzeuglängsebene und in der Fahrbahnebene, also

- Anfahr- und Bremsnickabstützung, vgl. Bild 2.6-13, 2.6-14
- Radstands- und Nachlaufänderungen bei Federbewegungen, vgl. Bild 2.6-7,
- Spurwinkeländerungen bei Federbewegungen.

c) ungefederte Massen

Als ungefederte Massen eines Fahrzeugs werden die Teile der Radaufhängung bezeichnet, die nur über die Reifenfeder und nicht über die Aufbaufe-

dern abgefedert sind, also Rad, Radlagereinheit, Bremsscheibe, Radträger, Bremssattel, sowie anteilig die Massen von Lenkern, Streben, Federn, Dämpfern, Spurstangen, Antriebsgelenkwellen usw. Die ungefederten Massen sollten im Hinblick auf geringe dynamische Radlastschwankungen, also eine gute Bodenhaftung der Räder (Fahrsicherheit), möglichst klein sein.

2.6.4.2. Komfort

a) Längs- und Querfederung

Als Längs- und Querfederung wird die Nachgiebigkeit der Radaufhängung gegenüber durch Fahrbahnunebenheiten hervorgerufenen horizontalen Stoßkräften bezeichnet. Die Übertragung der Stoßkräfte auf die Karosserie wird dadurch abgeschwächt, was sich positiv auf den Schwingungskomfort auswirkt. Die Nachgiebigkeit der Radaufhängung wird durch Verwenden von Gummielementen in den Anlenkpunkten an der Karosserie erzielt. Stoßkräfte in Fahrzeuginnenrichtung können auch durch eine sogenannte Schrägfederung absorbiert werden. Eine Schrägfederung liegt vor, wenn horizontale Stoßkräfte, die auf die Radachse gerichtet sind, zu einer Einfederbewegung des Rades führen.

Die Schrägfederung beruht dabei auf dem gleichen Prinzip wie der Bremsnickausgleich. Durch entsprechende Gestaltung der Radführungskinetik erreicht man, daß die Erhebungskurve des Radmittelpunktes in der Fahrzeugquerebene gegenüber der Vertikalen nach hinten geneigt ist. Eine Komponente der Aufbaufederkraft ist damit in Fahrzeuginnenrichtung wirksam, **Bild 2.6-18**.

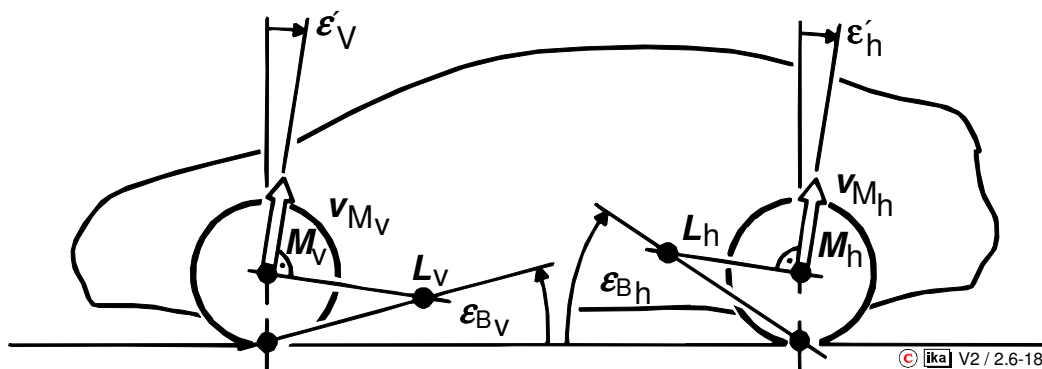


Bild 2.6-18: Schrägfederungswinkel und Bremsstützwinkel

b) Schwingungs- und Geräuschisoliation

Insbesondere Radialreifen mit ihrem steifen Umfangsgürtel werden beim Abrollen von den Fahrbahnunebenheiten zu relativ hochfrequenten Schwingungen angeregt, die sich auf die Radaufhängung übertragen. Um diese Schwingungsanregung von der Karosserie fernzuhalten und die Weiterleitung von Körperschall zu unterdrücken, ist eine relativ große Längsweichheit der Radaufhängung erforderlich, die durch großvolumige Gummilager in den Anlenkpunkten der Radaufhängungen der Karosserie erzielt werden kann. Um nachteilige Auswirkungen auf das Fahrverhalten zu vermeiden, muß die Radaufhängung so ausgeführt sein, daß keine ungünstigen elastokinematischen Radstellungsänderungen hervorgerufen werden, vgl. Bild 2.6-16.

c) Brems- und Anfahrnickausgleich

Durch Auslegung der Radaufhängungskinematik in der Form, daß Längskräfte im Radaufstandspunkt eine Komponente in Richtung der Erhebungskurve des Radaufstandspunkts bei Federbewegungen haben, ist es möglich, die beim Bremsen resultierende Einfederbewegung der Vorderachse / Ausfederbewegung der Hinterachse geringer ausfallen zu lassen, als es der reinen Vertikalkraftänderung (Achslastverschiebung) in Verbindung mit den radbezogenen Federraten entsprechen würde.

Ein solcher Bremsnickausgleich verringert also die Nickbewegungen des Aufbaus (Winkelbewegungen um die Fahrzeugquerachse) beim Bremsen und wirkt sich dadurch positiv auf den Federungskomfort aus. Darüber hinaus wird ein Durchschlagen der Federung bei großen Bremsverzögerungen vermieden.

In ähnlicher Weise wie ein Bremsnickausgleich kann auch ein Anfahrnickausgleich realisiert werden. Da bei Einachsantrieb nur an der Antriebsachse Längskraftkomponenten für die Beeinflussung der Federbewegung zur Verfügung stehen, ist ein vollständiger Nickausgleich hier nicht möglich, vgl. Bild 2.6-14.

Bremsstützwinkel, Anfahrstützwinkel und Schrägfederungswinkel (vgl. Bild 2.6-18) sind bei den meisten RadaufhängungsbaufORMen nicht unabhängig voneinander wählbar und eng verknüpft mit den Raderhebungskurven. Insbesondere bei gelenkten Rädern ist darauf zu achten, daß die Auslegung im Hinblick auf günstige Stützwinkel nicht zu großen Nachlaufänderungen führt, da sich diese negativ auf die Lenkeigenschaften auswirken, vgl. Abschnitt 2.5.2.

2.6.5. Starrachsen

Starrachsen zeichnen sich durch einen in der Regel geringen Bauaufwand und günstige Anlenkungsmöglichkeiten am Aufbau aus. Um die Freigängigkeit des quer unter dem Fahrzeugboden verlaufenden Achsrohres bei Federbewegungen zu gewährleisten, haben Starrachsen mit großen Federweg jedoch einen relativ großen Raumbedarf.

Die gegenseitige Beeinflussung der Federbewegungen beider Räder wirkt sich negativ auf die dynamischen Radlastschwankungen aus. Neben der kinematischen Kopplung wird dabei insbesondere bei angetriebenen Achsen mit im Achsrohr integrierten Differentialgetriebe auch der Effekt der Massenkopplung wirksam.

Die Führung der Achse gegenüber dem Aufbau erfolgt bei Fahrzeugen mit Blattfedern in der Regel über die Federblätter, **Bild 2.6-19**.

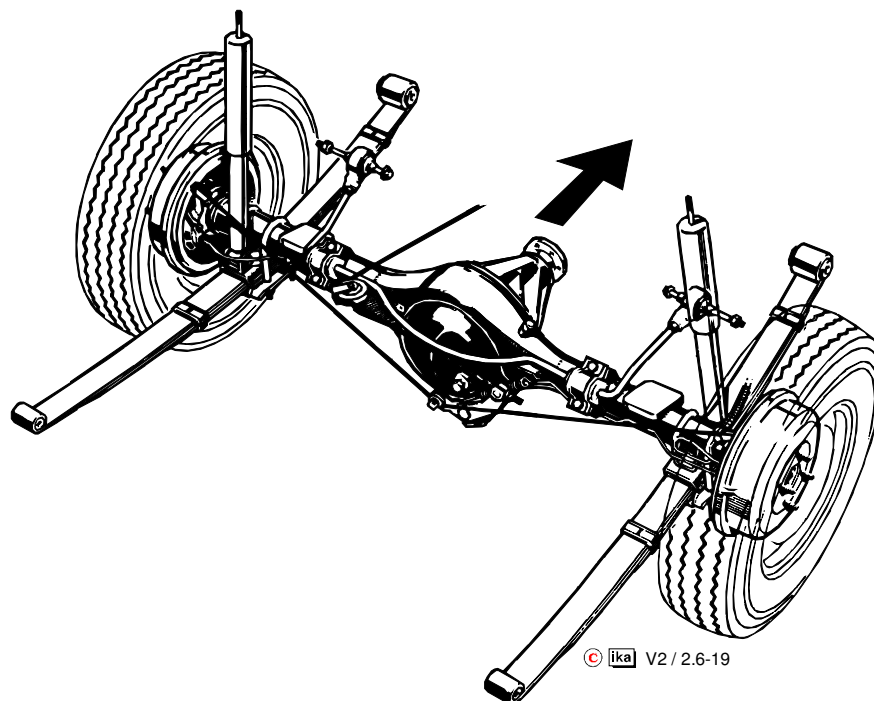


Bild 2.6-19: An Blattfedern geführte PKW-Hinterachse (Ford Capri)

An Lenkern geführte Starrachsen sind selten statisch bestimmt gelagert, **Bild 2.6-20**.

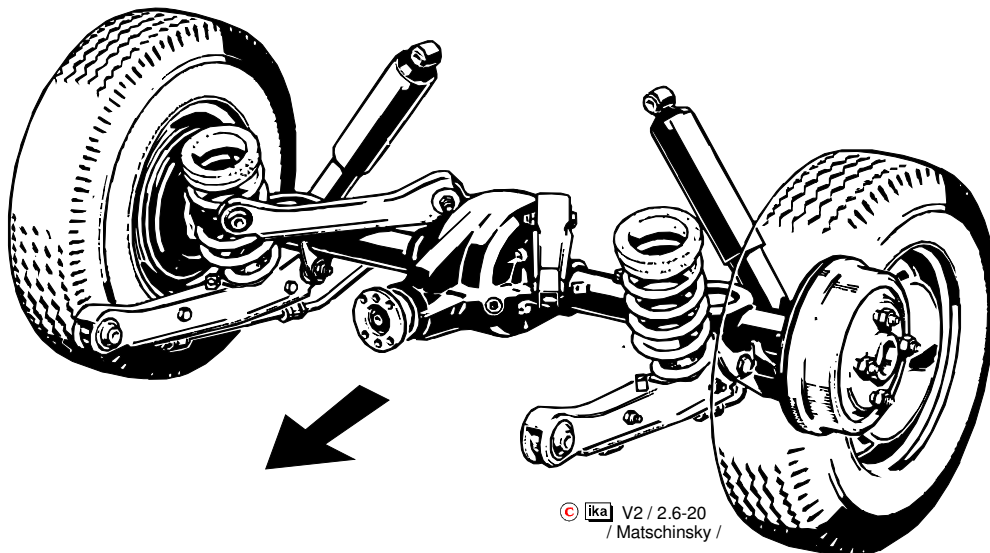


Bild 2.6-20: Statisch bestimmt gelagerte PKW-Hinterachse (Ford Taunus)

In der Regel wählt man aus Gründen der einfacheren Anlenkung am Aufbau oder des geringeren Raumbedarfs eine statisch unbestimmte Lagerung, **Bild 2.6-21**.

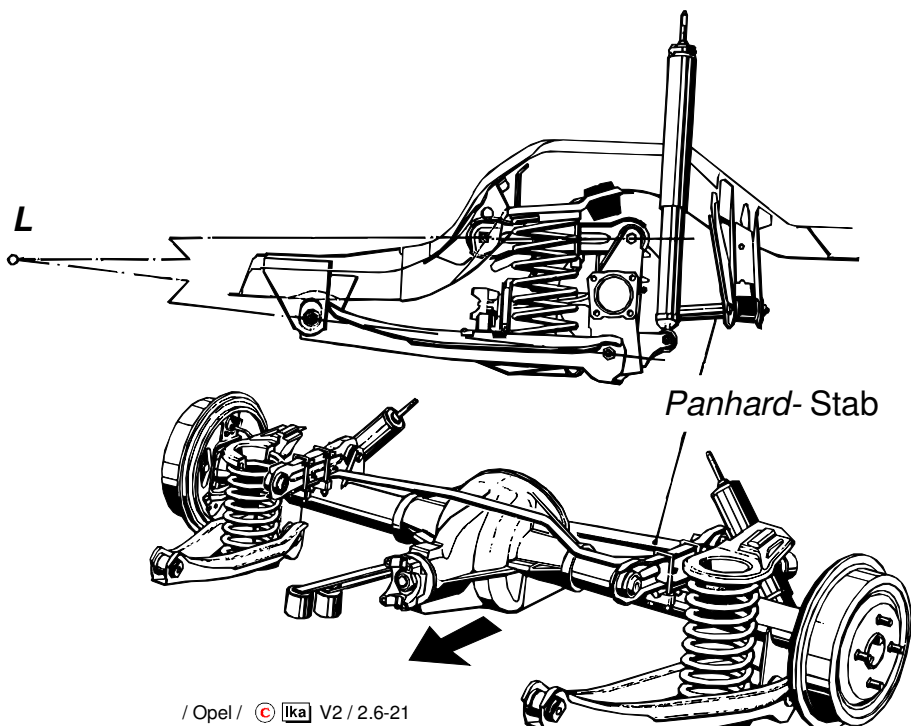
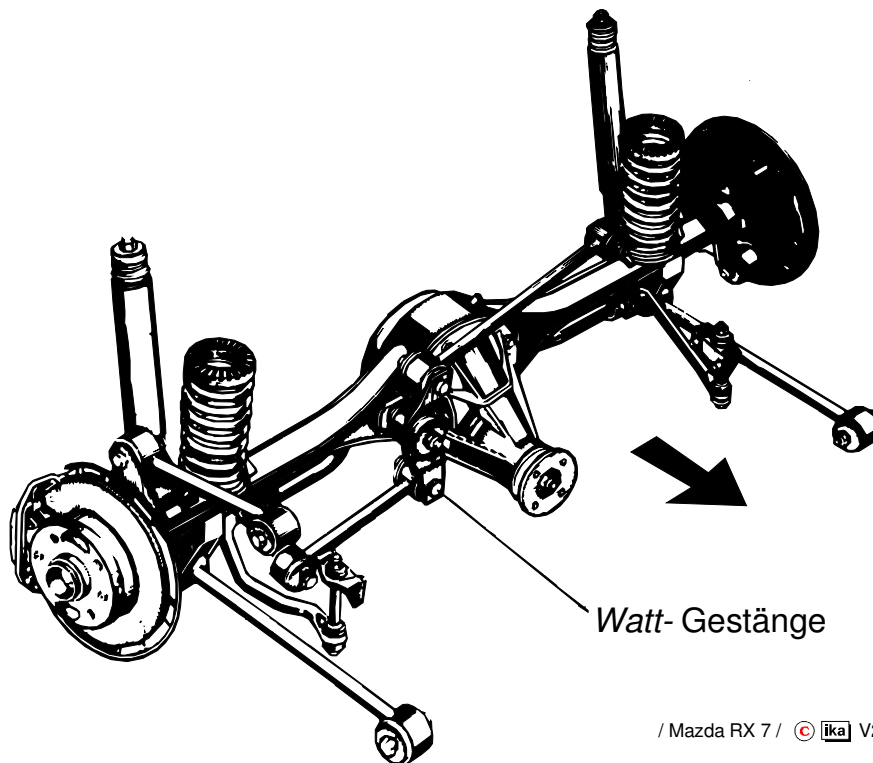


Bild 2.6-21: Statisch unbestimmt gelagerte PKW-Hinterachse (Opel Rekord)

Die Querführung erfolgt dann entweder über einen sog. Panhard-Stab (s. Bild 2.6-21), oder über ein Watt-Gestänge, **Bild 2.6-22**.

Der Panhard-Stab sollte eine möglichst große Länge aufweisen, um einen Querversatz der Achse bei Federbewegungen möglichst gering zu halten, der sich negativ auf das Geradeauslaufverhalten auswirkt.



/ Mazda RX 7 / © ika V2 / 2.6-22

Bild 2.6-22: Querführung einer starren PKW-Hinterachse mittels eines Watt-Gestänges (Mazda RX 7)

Die Lage des Wankpols stimmt mit dem virtuellen Kraftübertragungspunkt für Seitenkräfte zwischen Achse und Aufbau überein. Bei an Blattfedern geführten Starrachsen liegt der Wankpol also in Höhe der Federanlenkpunkte am Aufbau, bei einer Querführung mittels Panhard-Stab in Höhe des (waagrecht liegenden) Panhard-Stabes, beim Watt-Gestänge in Höhe des mittleren Drehgelenks usw.

Je nach Gestaltung der Längsführung können ein Brems- und Anfahrnickausgleich realisiert werden, (vgl. Bild 2.6-21), und Einfluß auf die Spurwinkeländerung bei Wankbewegungen des Aufbaus genommen werden, **Bild 2.6-23**.

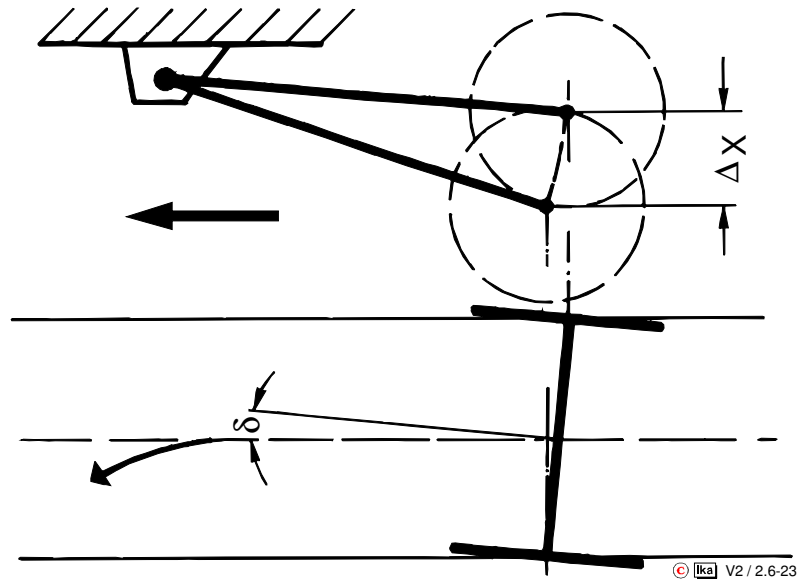


Bild 2.6-23: Spurwinkeländerung an einer Starrachse bei wechselseitiger Federbewegung (Rollsteuern)

Die relativen Sturzwinkel entsprechen bei Starrachsen immer dem Wankwinkel, die absoluten Sturzwinkeländerungen sind also stets Null (bis auf Abweichungen durch die unterschiedlichen Reifeneindrückungen).

Eine spezielle Anlenkungsform am Aufbau weist die sog. Deichselachse auf, bei der einer der Anlenkpunkte als Kugelgelenk ausgeführt ist, das Achse und Aufbau unmittelbar miteinander verbindet, **Bild 2.6-24**

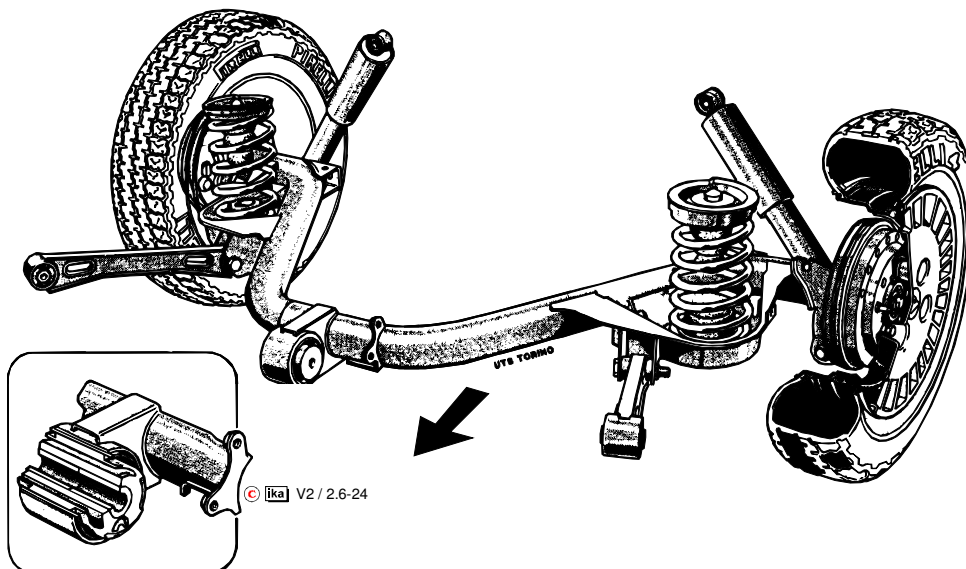


Bild 2.6-24: Als Deichselachse ausgeführte starre PKW-Hinterachse (Lancia Y10)

Eine Sonderbauform angetriebener Starrachsen ist die sog. DeDion-Achse (Albert DeDion, 1899), bei der die beiden Radträger zwar über einen starren Träger miteinander verbunden sind, das Differentialgetriebe jedoch aufbau- fest angeordnet ist und über Gelenkwellen mit den Rädern verbunden ist, **Bild 2.6-25**. Dem Vorteil, daß bei dieser Achsbauf orm die bei Starrachsen mit im Achsrohr integri er- tem Differentialgetriebe als Reaktion zum Kardan- wellenmoment auftretende Radlastdifferenz wegfällt und dem Vorteil der ge- ringen ungefederten Massen steht der Nachteil des hohen Bauaufwandes gegenüber.

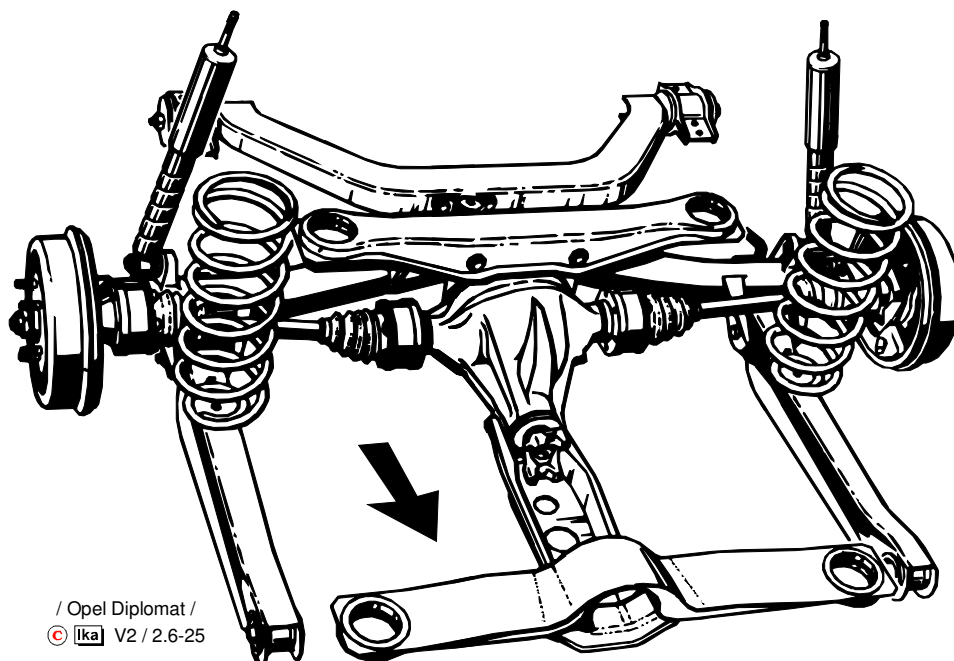


Bild 2.6-25: DeDion-Starrachse (Opel Diplomat)

2.6.6 Halbstarre Achsen

Die heute bei sehr vielen frontgetriebenen Fahrzeugen als Hinterachse ein- gesetzten sog. halbstarren Achsen stellen eine spezielle Bauform der Ver- bundachsen dar, vgl. Abschnitt 2.6-1.

Halbstarre Achsen zeichnen sich sämtlich durch einen sehr einfachen Auf- bau und damit durch eine sehr wirtschaftliche Fertigung aus. Je nach Aus- führungsf orm unterscheidet man zwischen Torsionskurbelachse, Verbund- lenkerachse und Koppellenkerachse.

Die Torsionskurbelachse ist die älteste Ausführungsform, **Bild 2.6-26**.

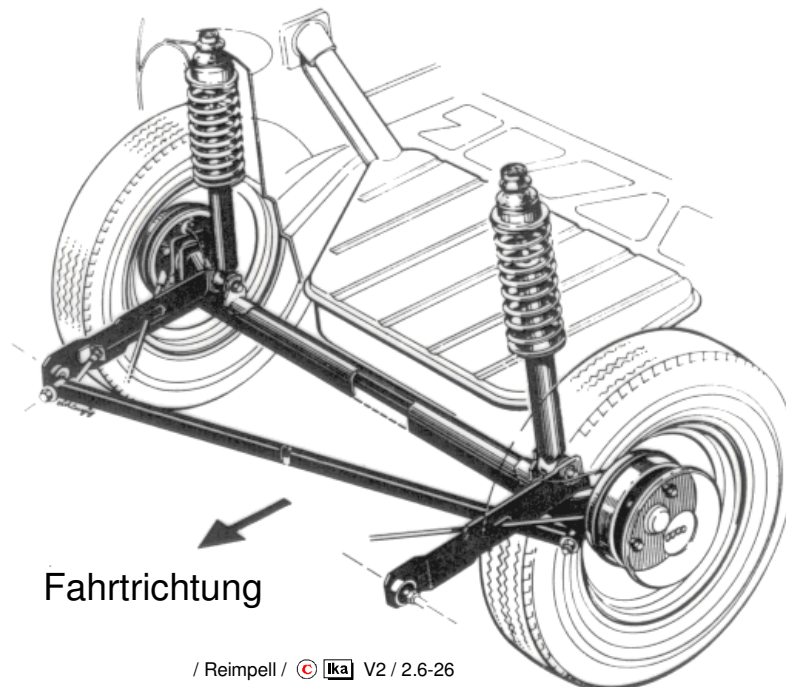


Bild 2.6-26: Torsionskurbelachse (Audi 80, 1972)

Die beiden Radträger sind über ein biegesteifes, aber torsionsweiches Profil ähnlich wie bei einer Starrachse fest miteinander verbunden.

Die Längsführung der Achse erfolgt über Längsstreben, die mit dem Querprofil verschweißt sind. Bei wechselseitigen Federbewegungen wird das Querprofil also tordiert und fungiert damit als Stabilisatorfeder.

Zur Querführung der Achse dient ein Panhard-Stab, der auch diagonal unter dem Fahrzeugboden verlaufen kann, wenn sich dadurch eine für die Kräfteinleitung in die Karosserie günstigere Anlenkmöglichkeit ergibt, s. Bild 2.6-26.

Die Aufbaufederung erfolgt über Federträger, die gelenkig mit dem Achsrohr verbunden sind. Die kinematischen Eigenschaften der Torsionskurbelachse entsprechen weitestgehend denen einer Starrachse. Die Lage der Längspole ist durch die Lage der Längsstrebenlagerpunkte am Aufbau festgelegt. Die Lage des Wankpols hängt von der Anordnung des Panhard-Stabs ab.

Die Verbundlenkerachse weist im Gegensatz dazu im wesentlichen die kinematischen Eigenschaften einer Längslenkerradaufhängung auf, **Bild 2.6-27**.

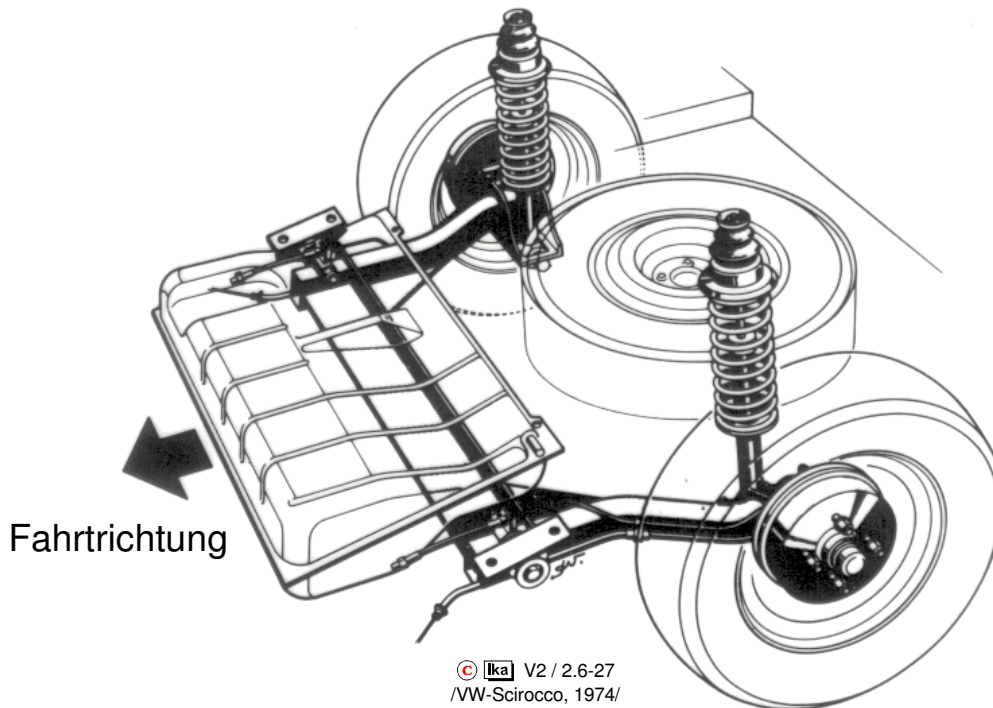


Bild 2.6-27: Verbundlenkerhinterachse (VW-Scirocco, 1974)

Diese halbstarre Achse besteht aus zwei biege- und torsionssteifen Längslenkern, die in Höhe der Anlenkpunkte am Aufbau über ein mit den Lenkern verschweißtes, biegesteifes, aber torsionsweiches Querprofil miteinander verbunden sind.

Der Raumbedarf des bei der Torsionskurbelachse mit einfedernden Achsrohres kann also bei der Verbundlenkerachse anderweitig genutzt werden.

Durch den Einsatz des Verbindungsprofils vereinfacht sich die Lagerung der Längslenker am Aufbau gegenüber der Längslenker-Einzelradaufhängung erheblich. Die Verwendung von Drehstabfedern bietet sich allerdings nicht an. Die Aufbaufederung erfolgt über gelenkig mit dem Radträger verbundene Federträger. Das Verbindungsprofil zwischen den Lenkern wird bei wechselseitiger Federbewegung tordiert und wirkt dann wie eine Stabilisatorfeder.

Als weiteres Ausführungsbeispiel ist in **Bild 2.6-28** die Verbundlenkerhinterachse des Audi A4 zu sehen. Zur zusätzlichen Reduzierung des Wankwinkels ist vor der Drehachse des Achskörpers ein Stabilisator angebracht. Durch seine Lage erhöht der Stabilisator gleichzeitig die Quersteifigkeit der Radführung.

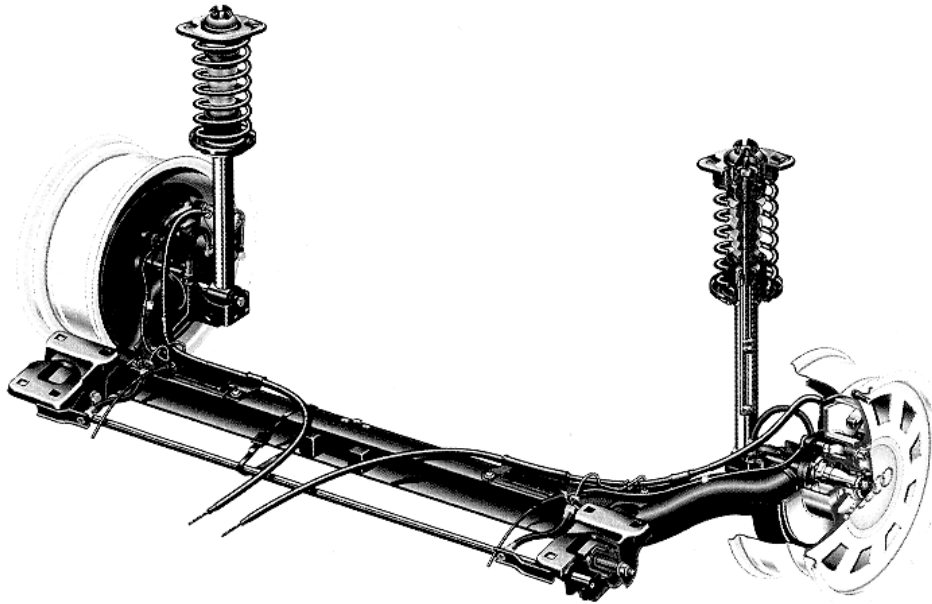


Bild 2.6-28: Verbundlenkerhinterachse (Audi A4, 1994)

Die Koppellenkerachse entspricht dem Aufbau nach der Verbundlenkerachse, allerdings ist das Verbindungsprofil der Längslenker nicht in Höhe der Lenkeranlenkpunkte an der Karosserie, sondern nach hinten versetzt angeordnet, **Bild 2.6-29**. Koppellenkerachsen werden häufig auch als Verbundlenkerachsen bezeichnet. In Fahrzeugen wie dem Ford Fiesta und dem VW Polo ist die Verbundlenkerachse heutzutage die Standardlösung.

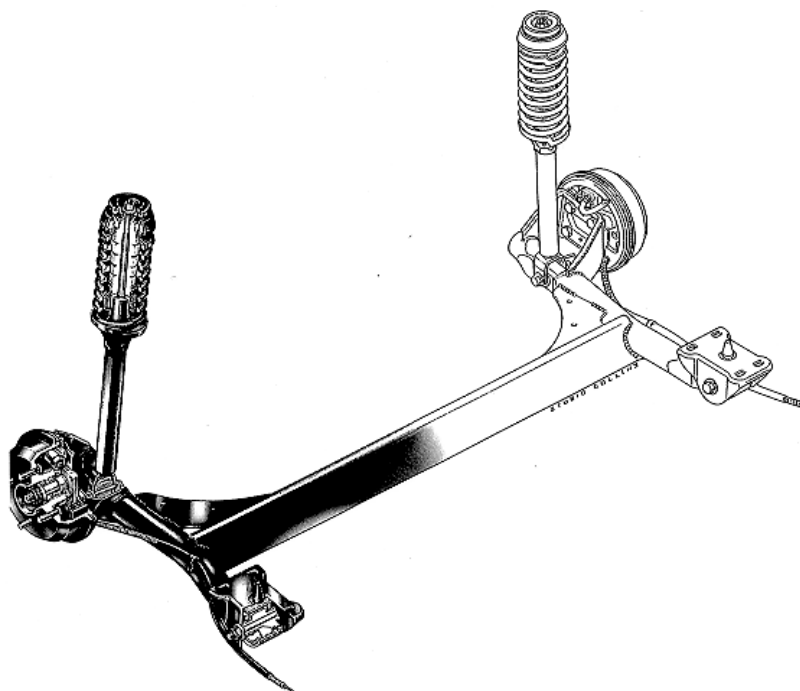


Bild 2.6-29: Koppellenkerhinterachse (Ford Fiesta, 1995)

Bei der Einführung dieser Achsbauart im Audi 50 verfolgte man mit dieser Anordnung des Verbindungsprofils wohl das Ziel, mehr Raum für den vor der Achse liegenden Kraftstoffbehälter zu schaffen, um die Beinfreiheit vor der Rücksitzbank vergrößern zu können.

Es zeigt sich aber, daß diese Bauart auch günstige kinematische Eigenschaften aufweist. Bei Parallelfederung verhält sich die Koppellenkerachse wie eine Längslenkerachse, bei Wankfederung dagegen wie eine Schräglenkerachse.

Die virtuellen Lenkerdrehachsen verlaufen dabei jeweils durch den Anlenkpunkt des Längslenkers am Aufbau und den Schubmittelpunkt des bei wechselseitiger Federung tordierten Koppelprofils. Im Gegensatz zur Verbundachse treten daher bei Kurvenfahrt relative Sturzänderungen auf, die den absoluten positiven Sturzwinkel des kurvenäußeren Rades verringern, und der Wankpol liegt nicht auf Höhe der Fahrbahnoberfläche, **Bild 2.6-30**.

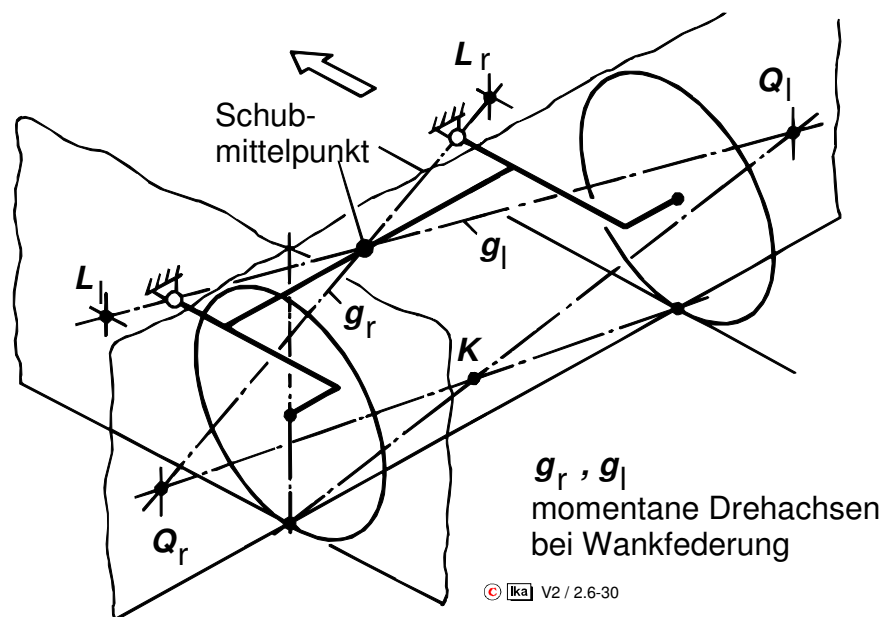


Bild 2.6-30: Geometrie der Koppellenkerhinterachse bei Wankfederung

Die Koppellenkerhinterachse hat daher heute eine weitere Verbreitung gefunden als die Verbundlenkerachse. Seitenkräfte in den Radaufstandspunkten erzeugen in den Anlenkpunkten der Achse an der Karosserie ein Kräftepaar, das aus einer in Fahrzeuginnenrichtung gerichteten Zugkraft am kurvenäußeren Lager und einer entsprechenden Druckkraft am kurveninneren Lager besteht.

Bei im Hinblick auf den Fahrkomfort weich ausgelegten Gummilagern resultiert daraus eine übersteuernd wirkende elastokinematische Spurwinkeländerung, die das Lenkverhalten des Fahrzeugs bei instationären Fahrmanövern negativ beeinflusst.

Dieser Effekt kann durch den Einsatz sog. spurkorrigierender Lager unterdrückt werden. Die Lager sind so aufgebaut, daß unter der Wirkung einer axialen Seitenkraft eine radiale Verschiebung resultiert. Bei Kurvenfahrt wird damit die elastische Verformung der Lager durch die Reaktionskräfte in den Anlenkpunkten kompensiert, **Bild 2.6-31**.

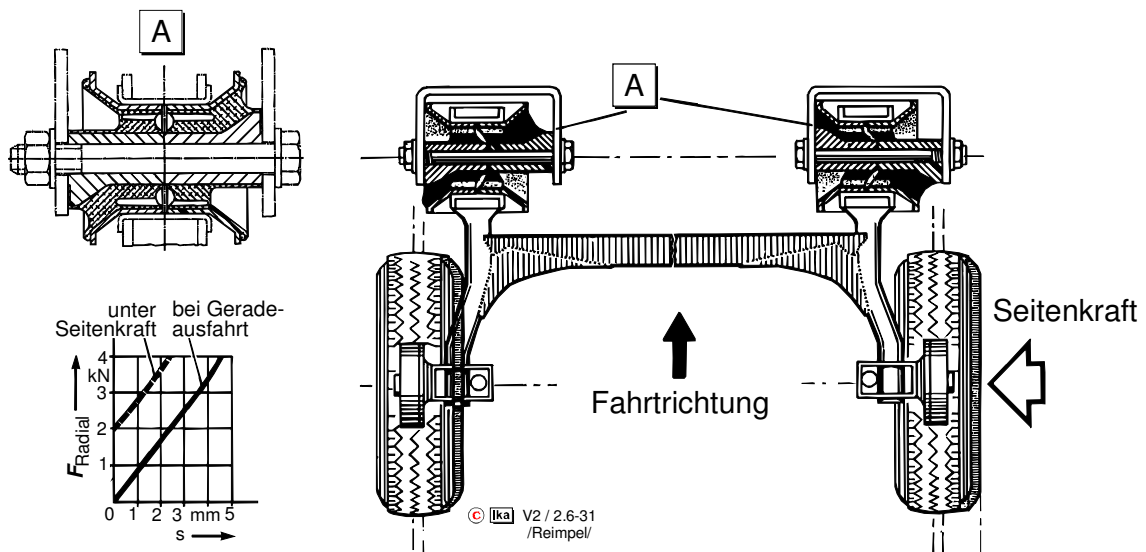


Bild 2.6-31: Wirkungsweise der spurkorrigierenden Lager an der Koppelenkerhinterachse des VW-Passat /33/

2.6.7 Einzelradaufhängungen

2.6.7.1 Pendelachsen

Eine Pendelachse besteht aus zwei starren Halbachsen, die in Fahrzeugmitte gelenkig mit dem Aufbau verbunden sind. Die Längskraftabstützung erfolgt in der Regel über Zugstreben, **Bild 2.6-32**.

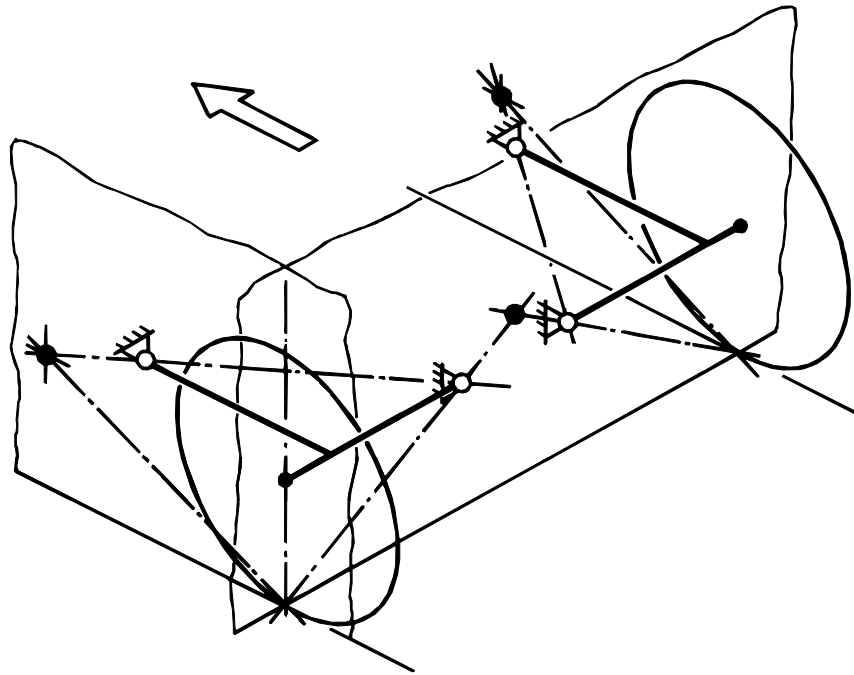


Bild 2.6-32: Geometrie der Zwei-Gelenk-Pendelachse

Seit den 30er Jahren wurde die Zwei-Gelenk-Pendelachse vielfach als wenig aufwendige Einzelradaufhängung an Antriebsachsen eingesetzt, die relativ geringe ungefederte Massen aufweist. Eine Anfahr- oder Bremsnickabstützung kann durch entsprechende Anordnung dieser Streben realisiert werden. Als Anlenkpunkte am Aufbau dienten die Antriebswellengelenke rechts und links des Differentialgetriebes, **Bild 2.6-33**.

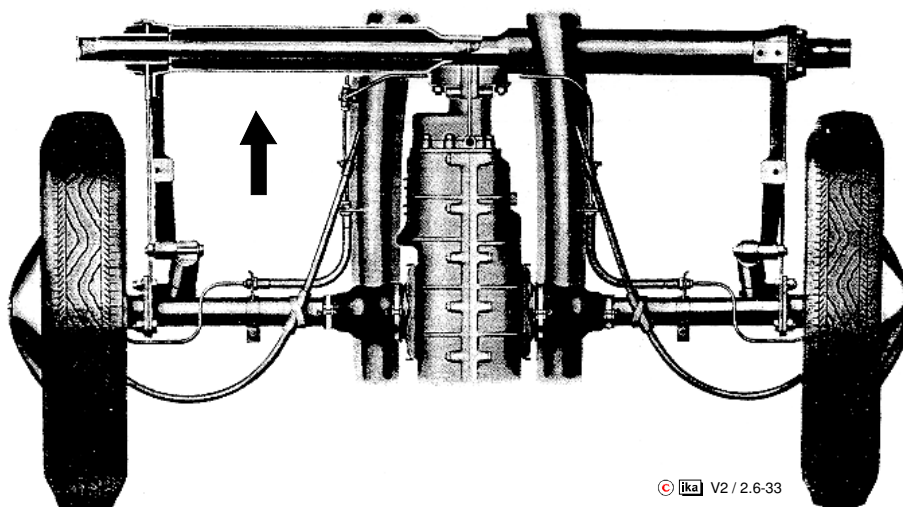


Bild 2.6-33: Zwei-Gelenk-Pendelachse mit Drehstabfederung und Längsführung über verdrehweiche Längslenker (VW-Käfer) (Ansicht von oben)

Die Kinematik dieser Radaufhängungsbaumform ist durch diese Art der Anlenkung weitestgehend festgelegt. Bei Federbewegungen treten große Sturzwinkel und Spurweitenänderungen auf. Die Wankpolhöhe über der Fahrbahn ist sehr groß und die Achse neigt daher zu einem ausgeprägten Aufstützeffekt, vgl. Bild 2.6-11.

Aufgrund dieser Nachteile wird diese Achsbaumform heute nicht mehr eingesetzt. Auch die hinsichtlich der kinematischen Eigenschaften etwas günstigere Ein-Gelenk-Pendelachse (Edmund Rumpler, 1903), bei der aufgrund der größeren Pendellänge geringere Sturzwinkel- und Spurweitenänderungen auftreten und der (aufbaufeste) Wankpol tiefer liegt, wird den heutigen Anforderungen an eine Radaufhängung für Antriebsachsen nicht mehr gerecht, **Bild 2.6-34**.

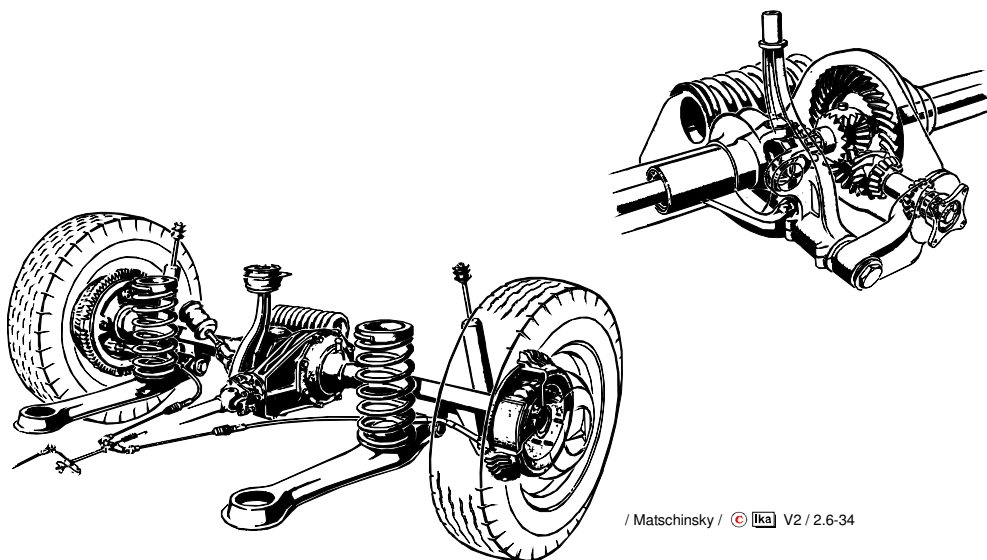


Bild 2.6-34: Ein-Gelenk-Pendelachse mit Ausgleichsfeder. Die Seitenkraftabstützung erfolgt über die vertikale Pendelgelenkaufhängung und die schräg daran angelenkte Strebe (MB 220, 1959)

2.6.7.2. Längslenkerradaufhängungen

Längslenkerradaufhängungen (oder auch Kurbelachsen) sind dadurch charakterisiert, daß die Räder unabhängig voneinander an je einem in Fahrzeuginnenrichtung angeordnetem Lenker mit in Fahrzeuginnenrichtung liegender Drehachse geführt werden, **Bild 2.6-35**.

Gezogene Längslenker (Lenkerdrehachse in Fahrtrichtung vor Raddrehachse) werden häufig zur Führung nicht angetriebener Hinterräder verwendet.

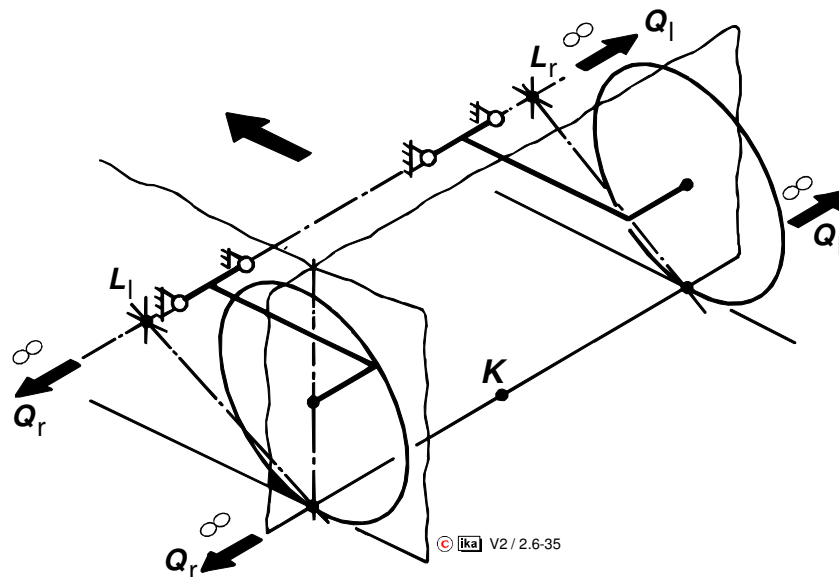


Bild 2.6-35: Geometrie der Längslenkerradaufhängung

An Vorderachsen werden reine Längslenkerradaufhängungen nicht mehr eingesetzt, da sich mit der Winkelbewegung des Lenkers die Neigung des Lenkzapfens ändert (Citroën 2CV), d.h. es treten kinematische Nachlaufwinkeländerungen auf, die sich negativ auf die Lenkeigenschaften auswirken.

In Verbindung mit einer Drehstabfederung zeichnen Längslenkerradaufhängungen sich durch einen sehr geringen Raumbedarf und günstige Anlenkmöglichkeiten an den für die Kräfteinleitung in die Karosserie prädestinierten unteren Längsholmen (Türschweller) aus, **Bild 2.6-36**.

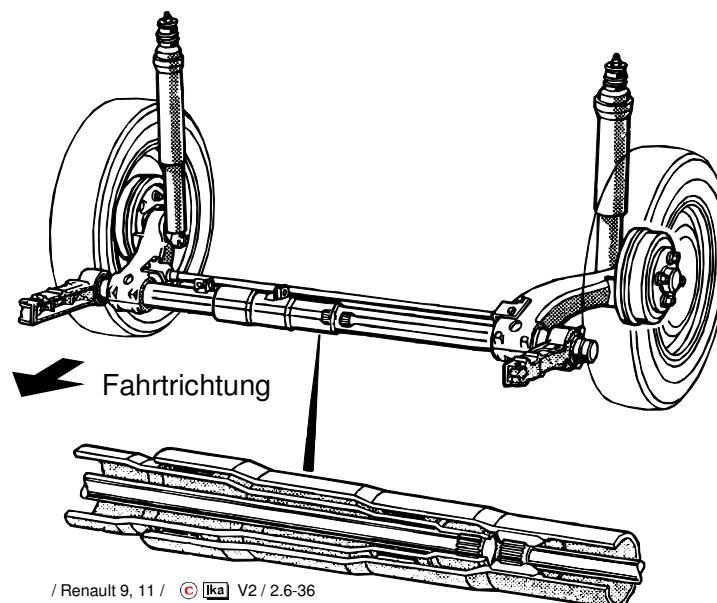


Bild 2.6-36: Längslenker - Hinterradaufhängung mit Drehstabfederung (Renault 9, 11)

Die Längslenker werden sowohl auf Biegung als auch auf Torsion beansprucht und müssen daher einen recht großen Querschnitt aufweisen. Bedingt durch die Ausrichtung der Lenkerdrehachsen treten weder kinematische Vorspur- und Sturzwinkeländerungen noch Spurweitenänderungen auf.

Bei Kurvenfahrt ist der absolute Sturzwinkel des kurvenäußeren Rades aufgrund der Wankbewegung des Aufbaus also immer positiv. Zudem wird das Rad von der Reifenseitenkraft aufgrund der Elastizitäten in der Lenkerlagerung in Nachspur gedrückt. Beide Effekte verringern die Untersteuertendenz eines Fahrzeugs. Dies ist der Grund dafür, daß Längslenkerradaufhängungen bevorzugt als Hinterachsen für Fahrzeuge mit Frontantrieb eingesetzt werden.

Entsprechend der Radführungskinematik liegt der Wankpol auf der Fahrbahnoberfläche, vgl. Bild 2.6-35.

Die für den Bremsnickausgleich maßgeblichen Längspole sind die Durchstoßpunkte der Lenkerdrehachsen durch die Radscheibenebene und somit aufbaufeste Punkte.

Bei frontgetriebenen PKW sind die Bremskräfte an der Hinterachse relativ klein. Für einen vollständigen Bremsnickausgleich an der Hinterachse ist also ein großer Bremsstützwinkel erforderlich, der einen großen vertikalen Abstand zwischen Längspol und Radaufstandspunkt oder einen entsprechend geringen horizontalen Abstand erfordert, vgl. Bild 2.6-13.

Dem vertikalen Abstand sind bei der Längslenkerradaufhängung durch den Raumbedarf Grenzen gesetzt, bei der Festlegung der Lenkerlänge ist zu beachten, daß die Progressivität der radbezogenen Federraten mit abnehmender Lenkerlänge zunimmt.

2.6.7.3 Schräglenkerradaufhängungen

Die heute sehr häufig als angetriebene Hinterachse eingesetzten Schräglenkerradaufhängungen stellen eine Weiterentwicklung der angetriebenen Pendelachsen dar.

Die Schräglenkerradaufhängung weist zusätzlich ein radträgerseitiges Antriebswellengelenk auf, so daß die Drehachse der Radträgerbewegung gegenüber dem Aufbau nicht notwendigerweise durch das aufbauseitige Gelenk am Differentialgetriebe verlaufen muß, **Bild 2.6-37**.

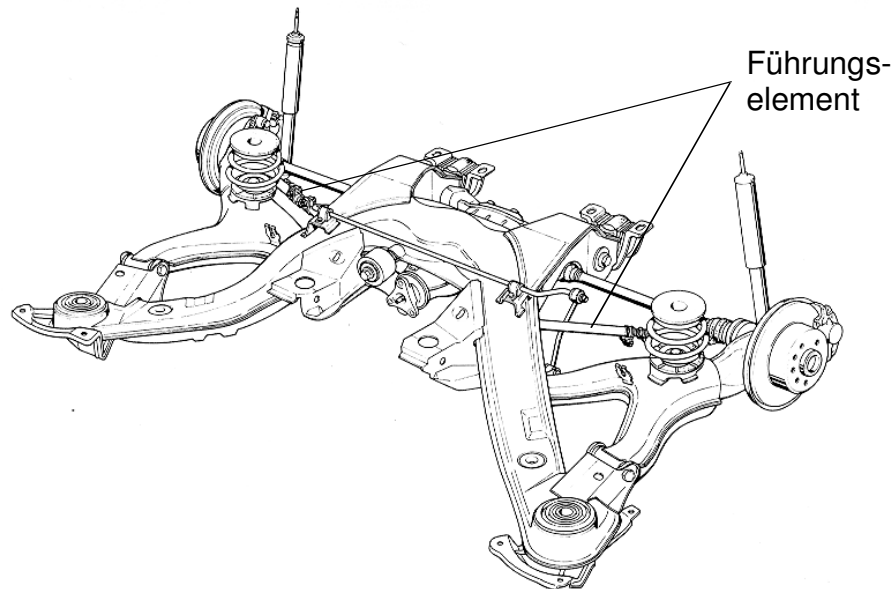


Bild 2.6-37: Schräglenkerradaufhängung einer angetriebenen PKW-Hinterachse (Opel Omega, 1994)

Die Schräglenkerradaufhängung weist daher gegenüber der Pendelachse einen wesentlich größeren Auslegungsspielraum bei der Festlegung der Raderhebungskurven bzw. des Längs- und Querpols auf. Zur Erzielung günstiger kinematischer Eigenschaften wird die Lenkerdrehachse bei modernen Konstruktionen sowohl in der Projektion auf die Fahrzeugquerebene um den sog. Dachwinkel β geneigt als auch in der Projektion auf die Fahrbahnebene um den sog. Pfeilungswinkel α schräggestellt angeordnet, **Bild 2.6-38**.

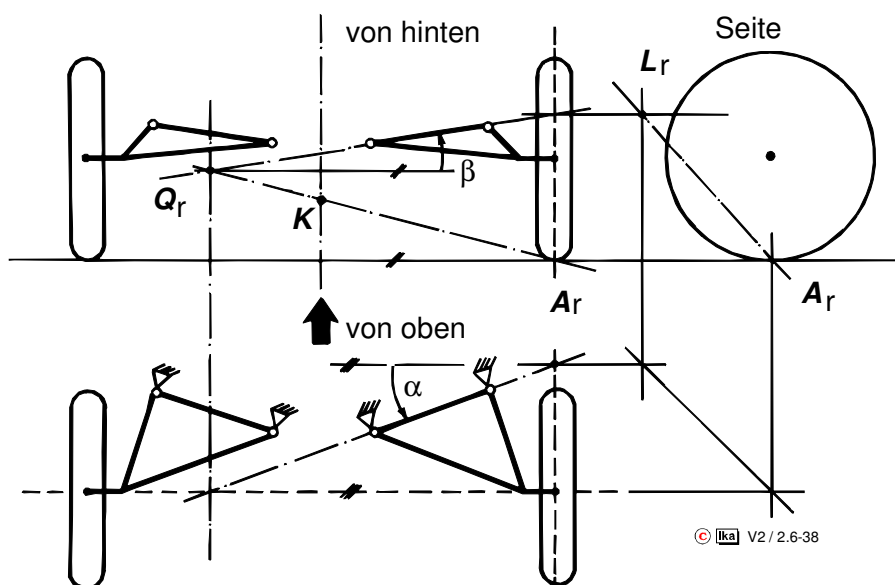


Bild 2.6-38: Geometrie der Schräglenkerradaufhängung

Die zugehörige Lage des Längs- und Querpols kann auf einfache Weise graphisch ermittelt werden, vgl. Bild 2.6-38. Die Differenz zwischen Sturzwinkel γ und Dachwinkel β (Größenordnung: $\pm 3^\circ$) beeinflusst maßgeblich die Spurwinkeländerungen bei Federbewegungen /29/. Die Größe der kinematischen Sturzwinkeländerungen und die Höhe des Wankpols über der Fahrbahnoberfläche wird im wesentlichen durch den Pfeilungswinkel α (Größenordnung: $10 - 25^\circ$) festgelegt.

Zusätzliches Merkmal der in Bild 2.6-37 dargestellten Schräglenkerradaufhängung des Opel Omega ist ein Führungselement, das an Fahrschemel und Radträger befestigt ist und die Radkräfte abstützt. Der Dreieckslenker wird so entlastet.

Lage und Position des Führungselementes sind so berechnet, daß im Fahrbetrieb an den Rädern nur geringe Vorspuränderungen auftreten können. Dies verbessert die Seitenkraftstabilität der Achse.

Eine Schräglenkerradaufhängung mit zusätzlichen Auslegungsfreiheitsgraden stellt die sog. Schraublenker-Hinterachse, die in der 5er und 7er Reihe von BMW bis zum Baujahr '96 bzw. '94 eingesetzt wurde, dar.

Ein an jedem Schräglenker befestigter kurzer Zusatzlenker bewirkt eine axiale Verschiebung des Schräglenkers auf seiner Drehachse bei Federbewegungen, **Bild 2.6-39**. Die ebene Schräglenkerradaufhängung wird dadurch zu einer räumlichen Radaufhängung mit aufbaufester momentaner Schraubachse, vgl. Abschnitt 2.6.1.

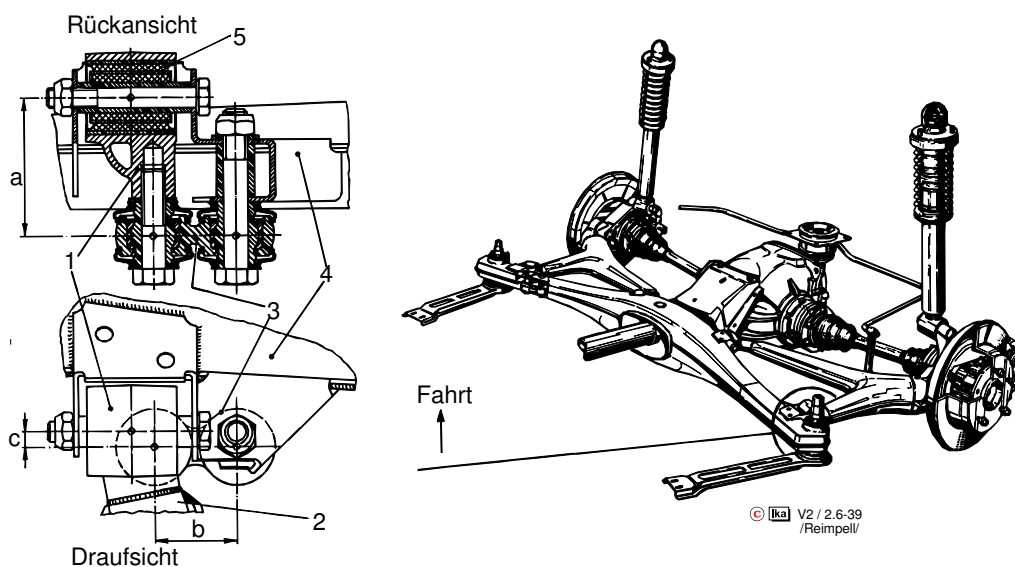


Bild 2.6-39: Schraublenker-Hinterachse (BMW 5er, 7er bis Baujahr '96 bzw. '94) /33/

Im vorliegenden Beispiel ermöglichte die Verwendung des Zusatzlenkers eine Verringerung des Pfeilungswinkels im Hinblick auf eine Vergrößerung des Brems- und Anfahrstützwinkels, ohne eine zur Vermeidung des Aufstützeffekts (vgl. Bild 2.6-11) günstige Lageänderung des Wankpols bei Kurvenfahrt dabei aufgeben zu müssen.

Als Beispiel für eine nicht angetriebene Hinterachse ist in **Bild 2.6-40** die Schräglenkerhinterachse des VW Sharan sehen.

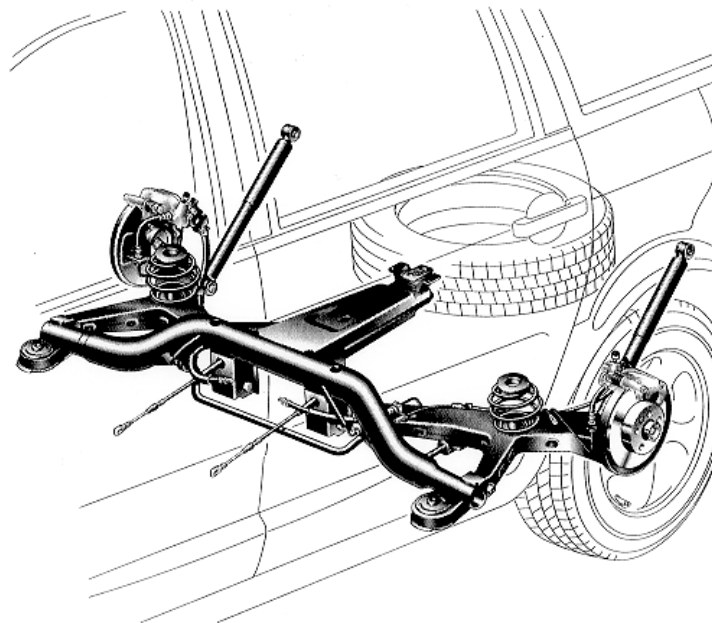


Bild 2.6-40: Nicht angetriebene Schräglenkerhinterachse (VW Sharan, 1996)

Miniblockfedern ermöglichen eine Achsanordnung unter dem niedrigen Ladeboden ohne eine Einschränkung der Ladebreite. Aus Packagegründen sind die Hinterachsschwingungsdämpfer nach hinten geneigt angebracht.

2.6.7.4 Doppelquerlenker-Radaufhängungen

Bei der Doppelquerlenker-Radaufhängung ist der Radträger nicht unmittelbar am Aufbau angelenkt, sondern bildet mit dem Aufbau und zwei Dreiecklenkern eine kinematische Viergelenkkette, **Bild 2.6-41**.

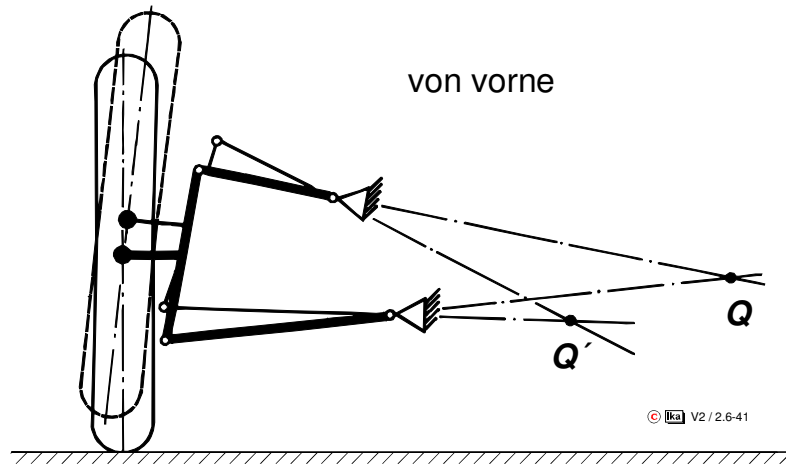


Bild 2.6-41: Geometrie der ebenen Doppelquerlenker-Radaufhängung

Je nach Lage der Drehachsen erhält man eine ebene (parallele Drehachsen), eine sphärische (Drehachsen schneiden sich) oder eine räumliche (Drehachsen verlaufen windschief zueinander) Radaufhängung (vgl. Abschnitt 2.6.1).

Die Raderhebungskurven, die Lage des Wankpols und die Größe des Anfahr- bzw. Bremsnickausgleichs können damit in weiten Bereichen variiert werden, **Bild 2.6-42**.

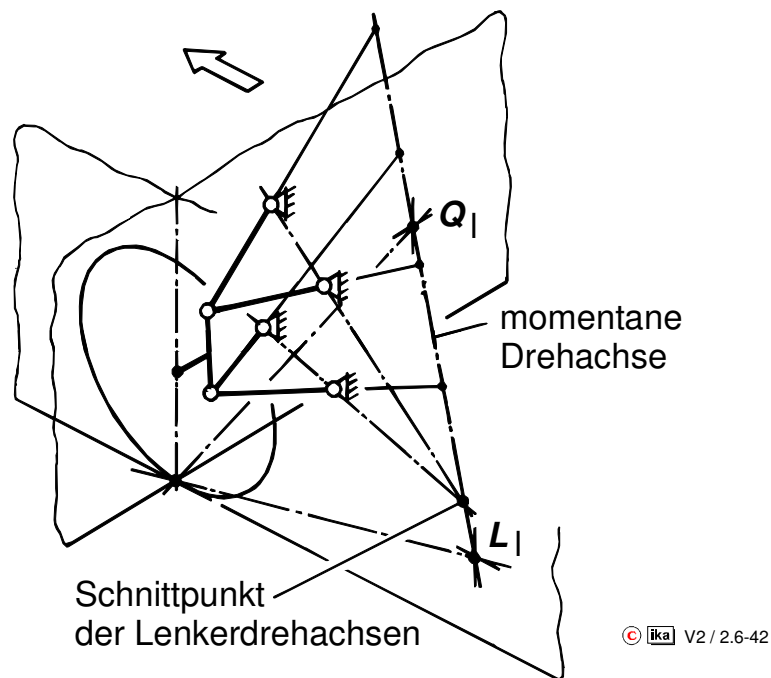


Bild 2.6-42: Geometrie der sphärischen Doppelquerlenker-Radaufhängung

Von Nachteil sind bei konventionellen Doppelquerlenker-Radaufhängungen die relativ großen Gelenkkkräfte in den Anlenkpunkten zum Aufbau, die einerseits aus der geringen vertikalen Abstützbasis für Bremsmomente und Reaktionsmomente der Reifenkräfte am Radträger, andererseits aus der in der Regel großen Federübersetzung (vgl. Abschnitt 1.3.2.3) resultieren.

Die Querlenker werden aufgrund der großen Gelenkkkräfte in der Regel nicht unmittelbar an der Karosseriestruktur angelenkt, sondern an einem sog. Fahrschemel befestigt, der beide Radaufhängungen miteinander verbindet und so die Karosseriestruktur von inneren Kräften entlastet.

Die Verbindung von Fahrschemel und Karosserie erfolgt meist über schwingungs- und geräuschisolierende Gummielemente.

Moderne Doppelquerlenker-Radaufhängungen weisen oft ein zur Vergrößerung der vertikalen Abstützbasis weit aus der Radschüssel herausgeführtes oberes Radträgerkugelgelenk auf. Die Verwendung eines Fahrschemels erübrigt sich damit. Die Lenkerdrehachsen sind in der Regel räumlich angeordnet, um bestimmte kinematische Eigenschaften zu erzielen, **Bild 2.6-43**.

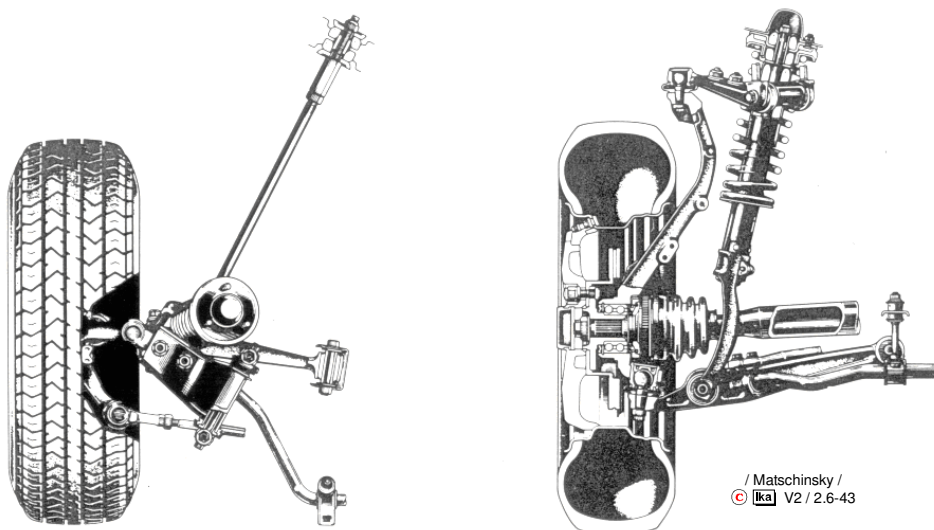


Bild 2.6-43: Räumliche Doppelquerlenker-Radaufhängung einer angetriebenen Vorderachse (Honda Prelude)

Vereinzelt werden Doppelquerlenker-Radaufhängungen auch an nicht angetriebenen Vorderachsen eingesetzt. **Bild 2.6-44** zeigt als Beispiel die Vorderachse der Mercedes-Benz E-Klasse (1995).

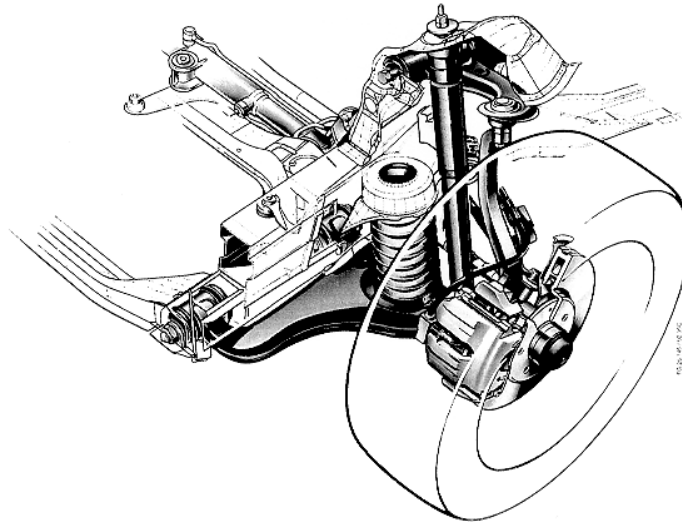


Bild 2.6-44: Doppelquerlenkervorderachse (Mercedes-Benz E-Klasse, 1995)

Trotz des recht hohen Bauaufwands werden Doppelquerlenker-Radaufhängungen auch als Hinterachsen eingesetzt. Insbesondere bei sehr leistungsstarken Fahrzeugen bietet diese Bauform aufgrund der vielfältigen kinematischen und elastokinematischen Auslegungsmöglichkeiten gegenüber anderen Achskonzepten deutliche Vorteile. **Bild 2.6-45** zeigt die „zentralpunktgeführte“ sphärische Doppelquerlenker-Radaufhängung des BMW Z1.

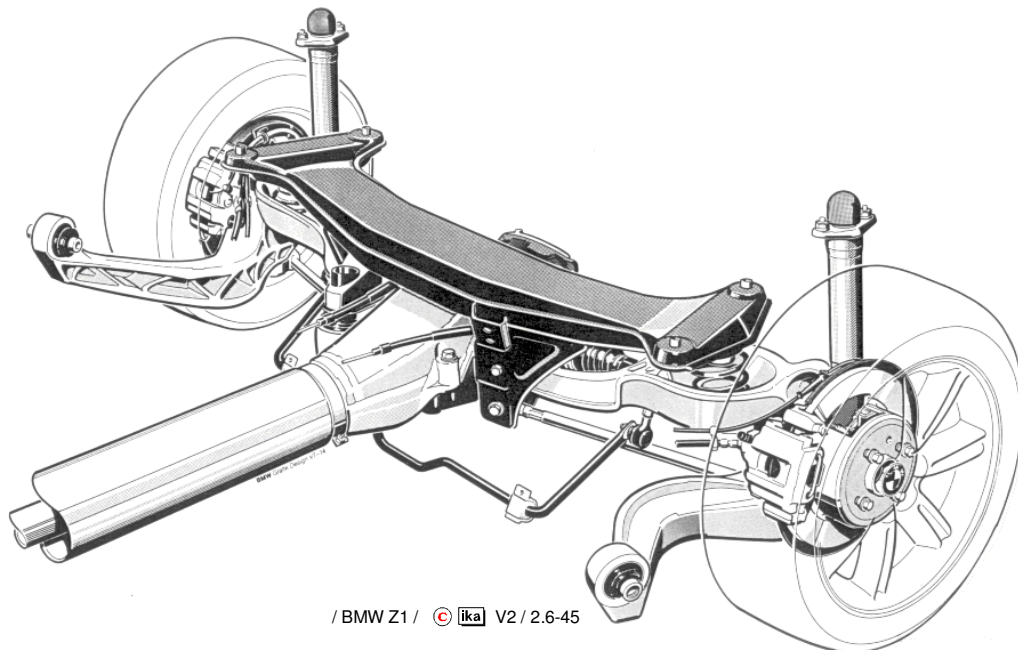


Bild 2.6-45: "zentralpunktgeführte" sphärische Doppelquerlenker-Radaufhängung der angetriebenen Hinterachse des BMW Z1

Radführende Bauteile der Zentral-Lenker-Hinterachse sind neben den zwei übereinander angeordneten Querlenkern als dritter Lenker ein Längslenker. Der Längslenker ist elastisch an die Karosserie angebunden. Die Querlenker sind über Gummilager an einem elastisch am Aufbau gelagerten Hinterachsträger angelenkt. Die drei Lenker bilden so ein sphärisches Getriebe.

Ermöglicht wird durch diese Konstruktion eine klare Aufgabenteilung der Lenker (der Längslenker übernimmt vorwiegend die Längskräfte, die Querlenker nehmen vor allem die Seitenkräfte auf), was die getrennte Abstimmung für Längs- und Querdynamik erleichtert.

Eine Hinterachse mit nahezu identischer Kinematik ist seit dem Baujahr '91 auch in den Modellen der BMW 3er-Reihe zu finden.

2.6.7.5 Federbeinradaufhängungen

Federbeinradaufhängungen (Fiat, 1926) lösten in den 70er Jahren die Doppelquerlenker-Radaufhängungen als Radaufhängungsbauform für Vorderachsen weitestgehend ab.

Die Kinematik der Federbeinradaufhängung entspricht einer Doppelquerlenker-Radaufhängung, bei der der obere Querlenker eine unendliche Länge besitzt bzw. durch eine Schiebeführung ersetzt wurde. Bei den ausgeführten Federbeinradaufhängungen entspricht diese Schiebeführung dem Teleskopstoßdämpfer, dessen Gehäuse fest mit dem Radträger verbunden ist und dessen Dämpferstange hier also auch zur Radführung herangezogen wird.

Vorteile der Federbeinradaufhängung gegenüber einer Doppelquerlenker-Radaufhängung sind der geringere Bauaufwand und der geringere Raumbedarf in Höhe der Radachsen, der insbesondere bei frontgetriebenen PKW mit quer eingebauter Motor-Getriebe-Einheit genutzt werden kann.

Bei der Festlegung der Radführungskinetik bietet die Federbeinradaufhängung etwas weniger Auslegungsspielraum als die Doppelquerlenker-Radaufhängung.

Bei der Federbeinradaufhängung nach dem McPherson-Prinzip (Earl McPherson, 1945) wird der untere Dreiecksquerlenker aus einem Querlenker und einem Stabilisator gebildet, **Bild 2.6-46**.

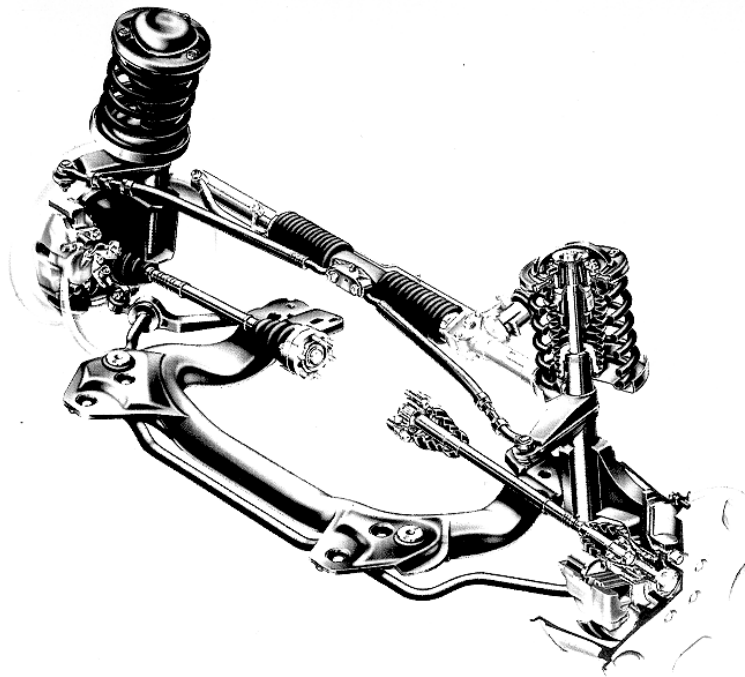


Bild 2.6-46: McPherson-Vorderachse (Audi 100, 1991).

Auch ähnliche Bauformen mit anderen Querlenkern werden heute als McPherson-Achsen bezeichnet /33/. Exemplarisch zeigt **Bild 2.6-47** die McPherson-Vorderachse des VW Polo (1995). Während beim Audi 100 der Stabilisator die Aufgabe der Radführung mit übernimmt, erfolgt dies beim VW Polo durch einen untenliegenden Dreiecksquerlenker. Vergleichbare Konstruktionen finden sich heute in allen Fahrzeugen der Kompaktklasse.

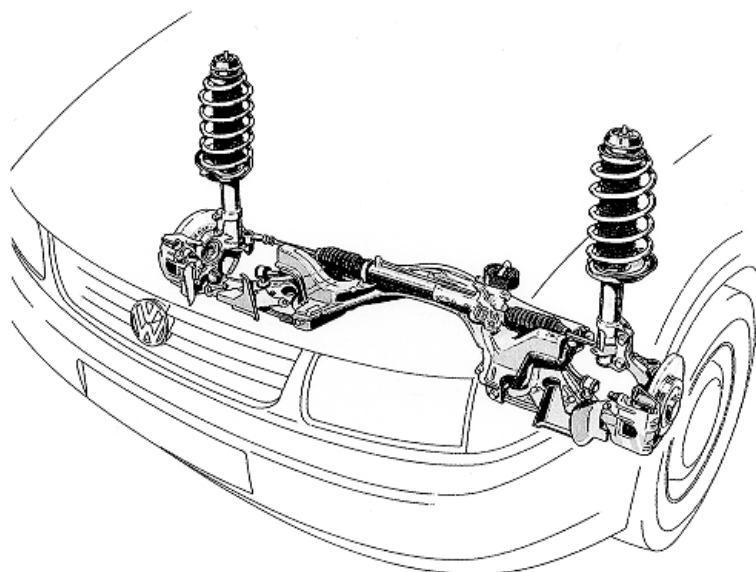


Bild 2.6-47: Federbeinradaufhängung (VW Polo, 1995)

Die Schrägstellung der Dämpferkolbenstange in der Fahrzeugquerebene zur Beeinflussung der Lage des Querpols sind einerseits durch die Reifeninnenflanke, andererseits durch die Festlegung der Lenkachsenlage durch den oberen Federbeinankelpunkt Grenzen gesetzt, vgl. Bild 2.5-12.

Die Schrägstellung der Dämpferkolbenstange in der Fahrzeuglängsebene zur Beeinflussung der Lage des Längspols ist dadurch eingeschränkt, daß einerseits eine bestimmte Lage der Lenkachse (Nachlaufwinkel) realisiert werden soll, andererseits die Klemmkraft in der Kolbenstangenführung des Dämpfers minimiert werden soll, die entsteht, wenn die Federkraftwirkungslinie nicht auf den Schnittpunkt zwischen Wirkungslinie der Normalkraft im Radaufstandspunkt und der Wirkungslinie der Axialkraft des Dreieckquerlenkers ausgerichtet ist, **Bild 2.6-48**.

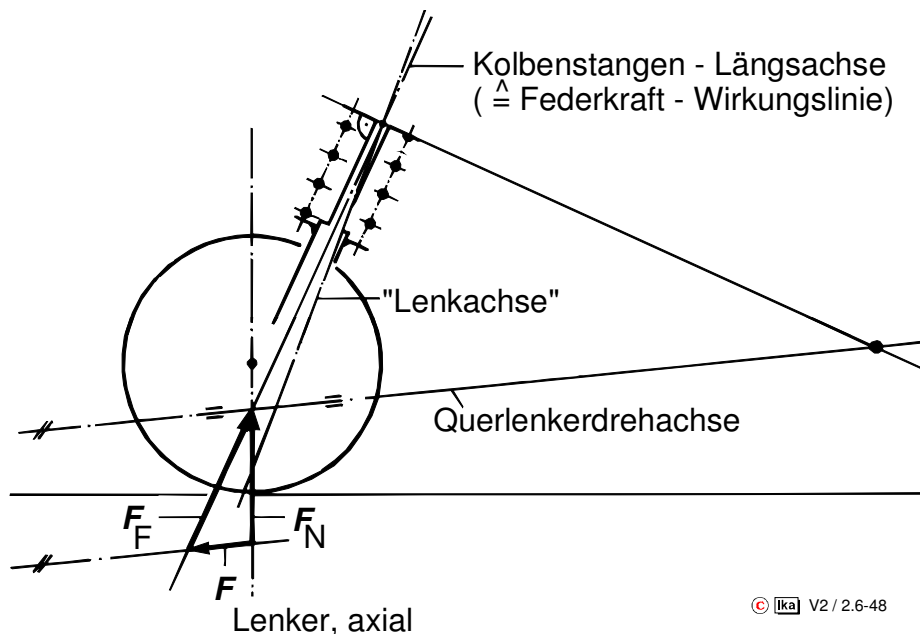


Bild 2.6-48: Reduzierung der Klemmkraften in der Kolbenstangenführung der Federbeinradaufhängung durch Ausrichten der Federkraftwirkungslinie, Fzg.-Längsebene

Der Reduzierung der Klemmkraften in der Kolbenstangenführung, die das Ansprechen der Federung negativ beeinflussen, dient auch die Schrägstellung der Aufbaufeder relativ zum Dämpferrohr in der Fahrzeugquerebene.

Durch Ausrichten der Federkraftwirkungslinie auf den Schnittpunkt zwischen Wirkungslinie der Normalkraft im Radaufstandspunkt und Wirkungslinie der Lenkerkraft wird die Klemmkraft minimiert, **Bild 2.6-49**.

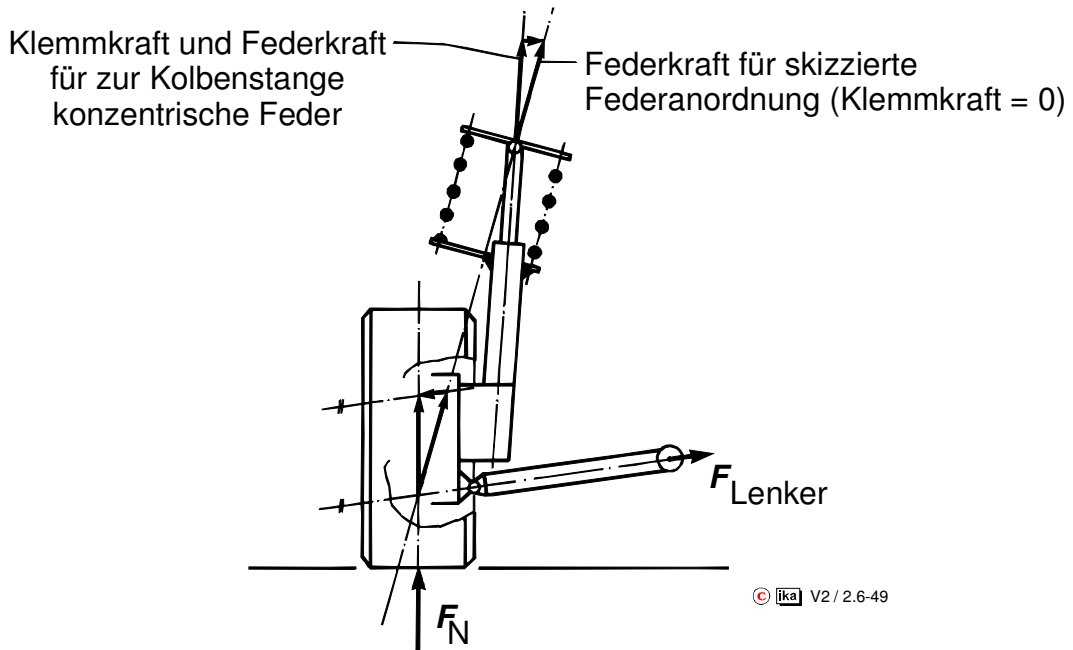


Bild 2.6-49: Reduzierung der Klemmkräfte in der Kolbenstangenführung der Federbeinradaufhängung durch Ausrichten der Federkraftwirkungslinie, Fzg.-Querebene

Die Anordnung der Aufbaufeder oberhalb des Rades ist erforderlich, um das Dämpferrohr möglichst nahe am Rad vorbeiführen zu können und so einen vertretbaren Spreizungswinkel zu realisieren. Durch entsprechende konstruktive Gestaltung der Querlenkerlagerung kann bei der Federbeinradaufhängung eine für den Fahrkomfort günstige Längsweichheit der Radführung erzielt werden, ohne ungünstige elastokinematische Spurwinkeländerungen in Kauf nehmen zu müssen, **Bild 2.6-50**.

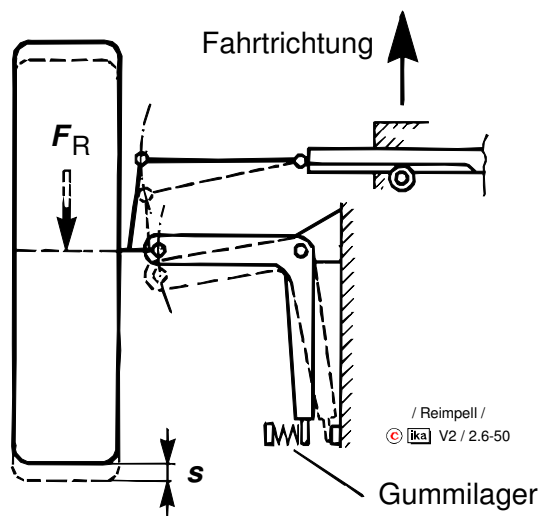


Bild 2.6-50: Elastokinematisch abgestimmte Federbeinvorderachse

Als Weiterentwicklung herkömmlicher Federbeinradaufhängungen können die Vorderachsen der aktuellen BMW 5er und 7er-Reihe angesehen werden, **Bild 2.6-51**.

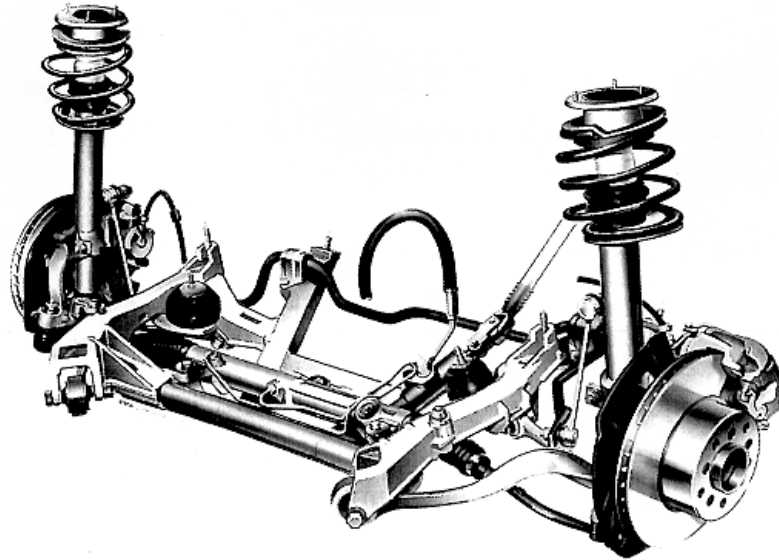


Bild 2.6-51: Doppelgelenk-Federbein-Vorderachse mit ideller Lenkachse (BMW 5er, 1996)

Gemeinsames Kennzeichen dieser Achsbauformen ist die Substitution des unteren Dreieckquerlenkers durch zwei Streben. Dadurch ergibt sich für die Lenkachse in der unteren Querlenker-Ebene ein virtueller Durchstoßpunkt, der einerseits einen kleinen, mit dem Lenkeinschlag zunehmenden Lenkrollradius und Störkrafthebelarm bewirkt, und zum anderen bei geringer Einpresstiefe die Unterbringung einer größeren Bremsscheibe erlaubt, **Bild 2.6-52**.

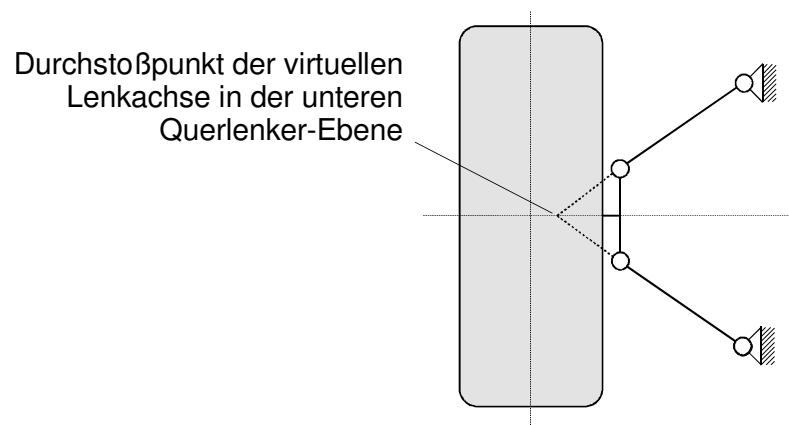


Bild 2.6-52: Durchstoßpunkt der virtuellen Lenkachse

Weitere Besonderheit der in Bild 2.6-52 dargestellten Achskonstruktion ist, daß der Vorderachsträger als Aluminium-Schweißkonstruktion ausgeführt ist. Im Vergleich zum Vorgängermodell zeichnet sich die Achse durch eine Gewichtsreduktion von 5,4 kg aus.

Ebenfalls eine Weiterentwicklung der Federbeinradaufhängung stellt die Dämpferbeinradaufhängung dar, bei der die Federkraft der Aufbaufeder über das Kugelgelenk des Querlenkers auf den Radträger übertragen wird, **Bild 2.6-53**.

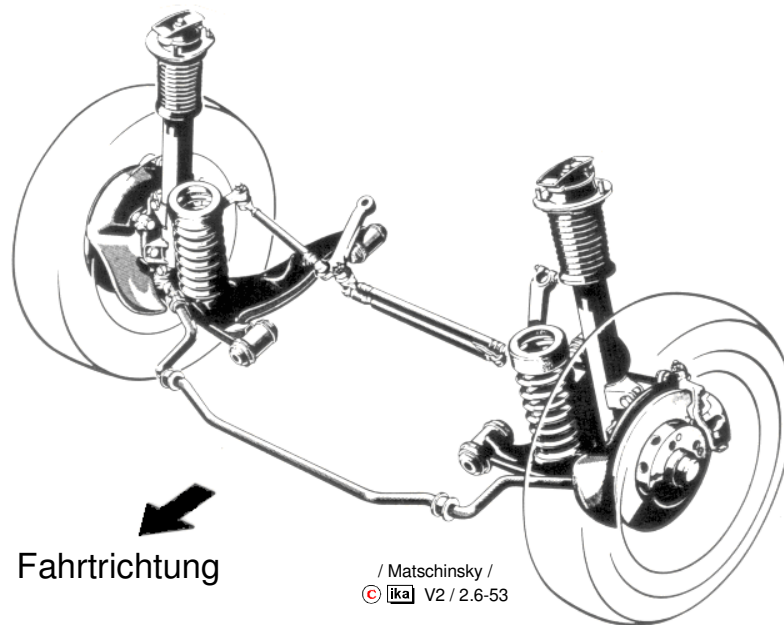


Bild 2.6-53: Dämpferbeinvorderachse (MB 190)

Neben einer etwas geringeren Bauhöhe bietet diese Ausführung den Vorteil, daß die Festlegung von Nachlaufwinkel und Längs-pol ohne Rücksicht auf durch die Federkraft verursachte Klemmkraft in der Kolbenstangenführung des Dämpfers erfolgen kann, vgl. Bild 2.6-48.

2.6.7.6 Viel-Lenker-Radaufhängungen

Die Verwirklichung einer Radaufhängung, die hohen Anforderungen an den Fahrkomfort gerecht wird und gleichzeitig im Hinblick auf das Fahrverhalten günstige Eigenschaften aufweist, ist möglich, wenn die kinematischen und elastokinematischen Eigenschaften gezielt aufeinander abgestimmt werden, vgl. Bild 2.6-16.

Bei der Auslegung können um so mehr Aspekte berücksichtigt werden, je größer die Anzahl der zu variierenden Parameter ist. Optimale Voraussetzungen bietet daher hier eine Viel-Lenker-Achse.

Als Viel-Lenker-Radaufhängungen werden Radaufhängungen bezeichnet, deren Bauform sich an der Grundform der räumlichen Radführung orientiert, bei der der Radträger über 5 Streben mit dem Aufbau verbunden ist, vgl. Bild 2.6-1. Die Gestaltung einer derartigen Radaufhängung kann mit unterschiedlichen Zielsetzungen erfolgen.

Bild 2.6-54 zeigt die Vierlenkervorderachse des Audi A4. Bei diesem Achstyp wird das Rad durch vier stabförmige Lenker, die Spurstange und das Federbein geführt. Das Bauprinzip der A4-Achse besitzt durch die voneinander unabhängigen Führungselemente ein großes Potential zur Optimierung der Komfort- und Kinematikeigenschaften.

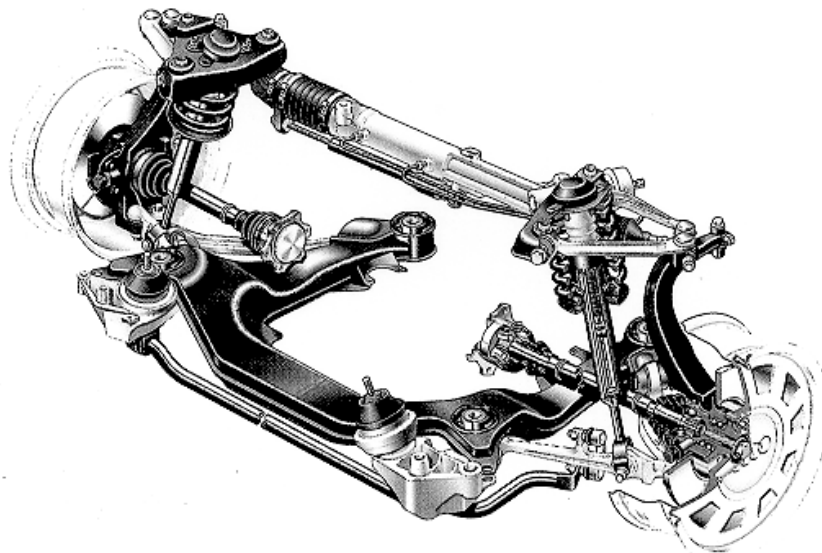


Bild 2.6-54: Vierlenkervorderachse (Audi A4, 1994)

Kennzeichnend für die konstruktive Ausführung der Vierlenker-Vorderachse von Audi ist die große Abstützbasis zwischen oberer und unterer Lenkerebene. Aus ihr resultiert eine hohe Sturzsteifigkeit.

Die vier Lenker sind über reibungsarme Kugelgelenke mit dem Schwenklager verbunden. Ein Lagerbock nimmt über Gummimetallager die beiden oberen Lenker, sowie die Feder- und Dämpferlagerung auf. Feder- und Dämpferlagerung sind in ihrer Funktion voneinander getrennt. Auch die Zusatzfe-

der stützt sich über den Lagerbock direkt an der Karosserie ab, so daß das Dämpferlager ausschließlich auf die Stoßdämpferkräfte abgestimmt werden konnte. Der Stoßdämpfer ist mit einer internen Zuganschlagfeder versehen, die den kinematischen Nickausgleich beim Anfahren unterstützt.

Die Achsfeder ist konzentrisch um den Dämpfer angeordnet. Diese Feder-Dämpfereinheit stützt sich mit ihrem gabelförmigen Ende über ein Gummimetallager auf dem vorderen unteren Lenker, dem Traglenker, ab. Der hintere untere Lenker, der Führunglenker, nimmt nur Stabkräfte auf und ist im wesentlichen bestimmend für die elastokinematische Längsführung des Rades. Für eine optimale Abstimmung des Abrollkomforts und Schwingungsverhaltens der Achse ist er deshalb mit einem technisch aufwendigen Gummimetallager mit hydraulischer Dämpfung ausgestattet.

Die Zahnstangenlenkung mit Außenabgriff der Spurstange ist über dem Getriebe und damit sehr nah an der oberen Lenkerebene starr mit der Karosserie verschraubt. Dies erlaubt eine relativ genaue geometrische Zuordnung zwischen Spurstange und Lenker für eine exakte Vorspurkinematik.

Herausragendes Merkmal der Achsbauform ist die virtuelle Lenkachse (siehe Bild 2.5-8). Sie verläuft mit geringem Spreizungswinkel in der Nähe des Radmittelpunktes und fördert einen für Fronttriebler wichtigen kleinen Störkrafthebelarm für Antriebskräfte.

Während Viellenker-Radaufhängungen an der Vorderachse noch die Ausnahme sind, haben die „Multi-Link-Radaufhängungen“ an der Hinterachse eine höhere Verbreitung. **Bild 2.6-55** zeigt Fünf-Lenker-Hinterachse der Chevrolet Corvette in einer Ansicht von hinten unten.

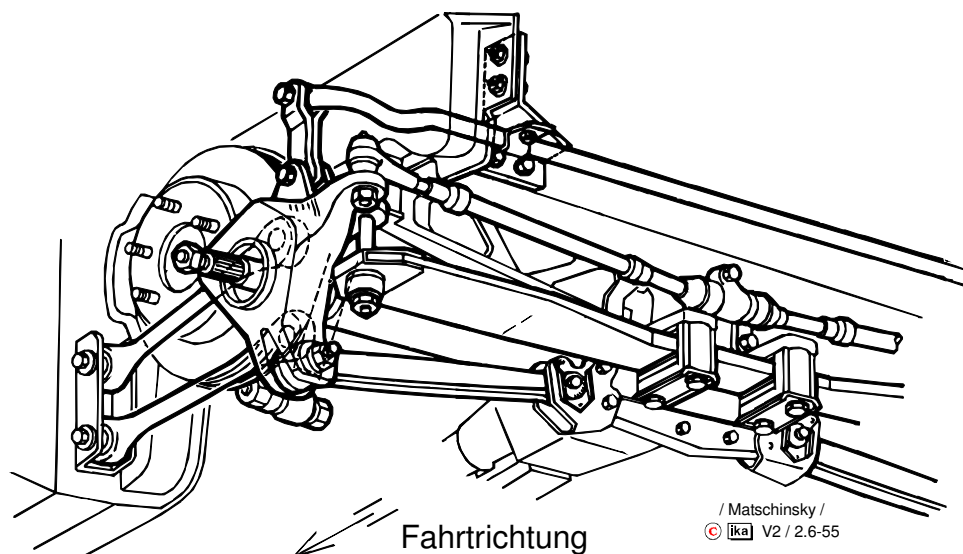


Bild 2.6-55: Fünf-Lenker-Hinterachse (Chevrolet Corvette, 1983)

Bei der „Corvette“ werden die Längskräfte und Bremsmomente im wesentlichen über die beiden in Fahrzeuglängsrichtung angeordneten Zug-/Druckstäbe abgestützt. Die dementsprechende Dimensionierung der Bauteile vereinfacht die Verwirklichung einer Leichtbaukonstruktion.

Die Winkelstellung der Streben zueinander in der Fahrzeuglängsebene bestimmt maßgeblich die Lage des Längspols, d.h. die Größe des Brems- bzw. Anfahrtausgleichs.

Die Querführung des Radträgers erfolgt über einen weiteren Zug-/Druckstab in Fahrzeugquerrichtung und die ebenfalls als Zug-/Druckstab eingesetzte Antriebswelle, die sowohl karosserieseitig als auch radträgerseitig ein Gelenk aufweist.

Die Lage der Querpole bzw. des Wankpols wird im wesentlichen durch die Winkelstellung zwischen der Gelenkwelle und der Querstrebe in der Fahrzeugquerebene bestimmt.

Eine fünfte, hinter der Achse angeordnete, verstellbare Strebe erfüllt die gleiche Funktion wie die Spurstange an einer Lenkachse. Als Aufbaufeder wird eine Kunststoffquerblatfeder eingesetzt, die über einen kurzen Zug-/Druckstab von Radführungskräften entkoppelt ist. Um unerwünschte elastokinematische Spurwinkeländerungen zu unterdrücken, müssen die Gummilager in den Gelenkpunkten dieser Radaufhängung relativ steif ausgelegt werden. Die damit verbundenen negativen Auswirkungen auf den Fahrkomfort werden im Hinblick auf den Einsatzzweck der Achse (Sportwagen) in Kauf genommen.

Bei der "Raumlenker-Hinterachse" der Mercedes-Benz-Baureihen W 201 und W 124 werden die Radträger über je 5 Lenker (bzw. Streben) mit dem Aufbau verbunden, **Bild 2.6-56**.

Vier der Lenker nehmen im wesentlichen nur Zug-/Druckkräfte auf, ein Lenker überträgt zusätzlich die Feder- und Dämpferkräfte auf den Radträger. Die beiden oberen und die beiden unteren Lenker erfüllen jeweils paarweise die Funktion eines Dreieckquerlenkers. Die fünfte Strebe, die etwa in Höhe der Raddrehachse verläuft, fungiert als Spurstange.

Der Schnittpunkt der Wirkungslinien des oberen Lenkerpaares liegt in der Draufsicht auf der Außenseite der Radmittelebene, der des unteren Lenkerpaares auf der Innenseite. Die dadurch festgelegte Lage der "Lenkachse", vgl. Bild 2.6-16, führt z.B. dazu, daß unter der Wirkung von Längskräften die elastischen Vorspuränderungen durch kinematische kompensiert werden, die elastokinematischen also Null sind.

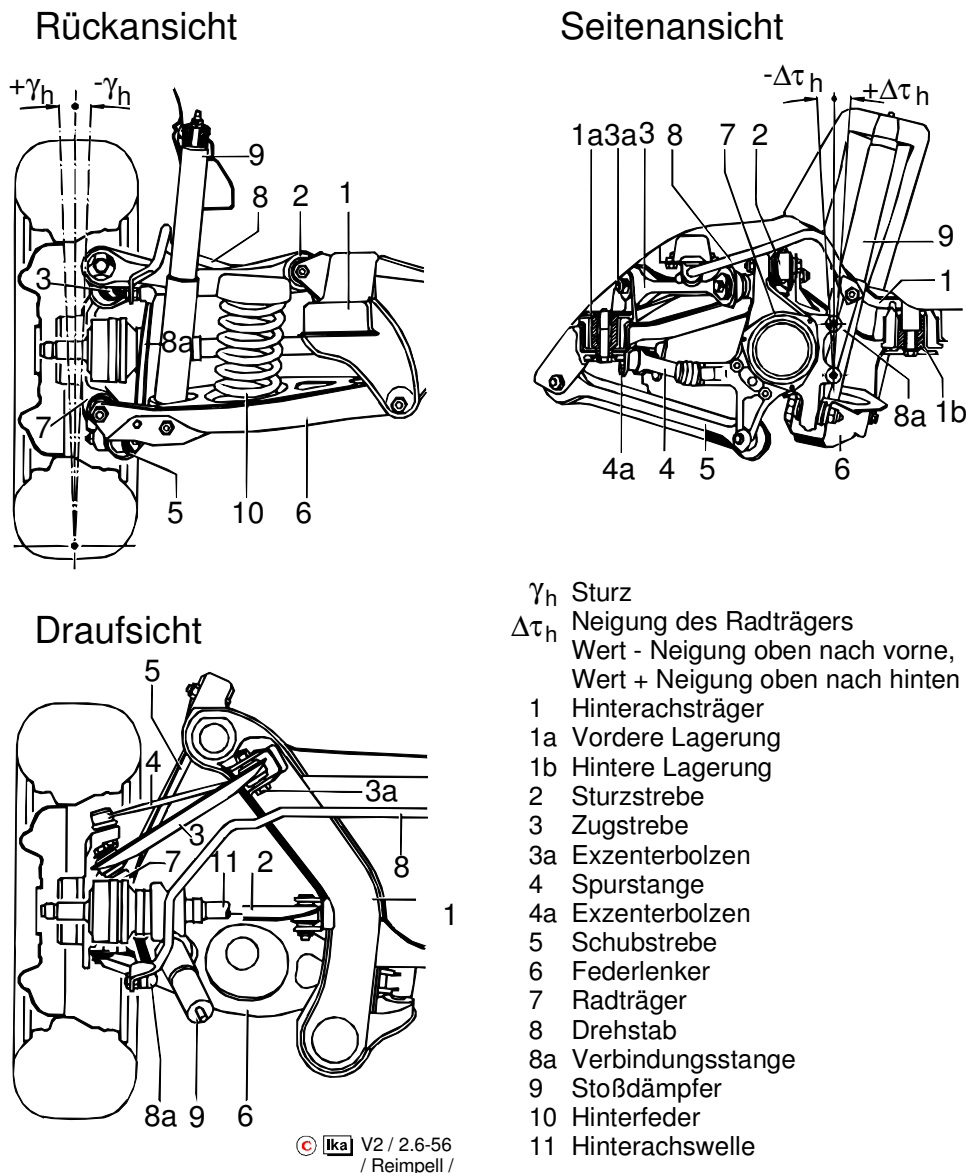


Bild 2.6-56: Raumlenker-Hinterachse MB 190 /33/

Die Seitenansicht läßt eine Winkelstellung der aufbauseitigen "Drehachsen" und der durch das obere und untere Lenkerpaar jeweils gebildeten "Dreieckquerlenker" zueinander erkennen.

Die dadurch maßgeblich beeinflusste Lage der Querpole führt zu einem Bremsnickausgleich von 60% und einem Anfahrnickausgleich von 67%, vgl. Abschnitt 2.6.2.2 . Die Verwendung eines Hilfsrahmens ermöglicht den Einsatz zusätzlicher Gummielemente zur Schwingungs- und Geräuschisolation zwischen Achse (incl. Differentialgetriebe) und Karosserie. Ferner wird dadurch die Fahrzeugfertigung vereinfacht, da die komplette Achse als Baugruppe vormontiert werden kann.

Bei der kinematischen und elastokinematischen Auslegung einer Radaufhängungskonstruktion hat man die maximale Anzahl von Einflußmöglichkeiten nur dann zur Verfügung, wenn ausschließlich Streben eingesetzt werden, die jeweils nur einen der 6 Bewegungsfreiheitsgrade des Radträgers gegenüber dem Aufbau aufheben. Dabei ist es jedoch nicht unbedingt erforderlich, daß sämtliche 5 Streben zwischen Radträger und Aufbau angeordnet sind. Wenn man in Kauf nimmt, daß einzelne Streben nicht nur durch die Feder-/Dämpferkräfte auf Biegung beansprucht werden, eröffnen sich weitere Anordnungsmöglichkeiten.

Bild 2.6-57 zeigt die Integrallenker-Hinterachse des BMW 5er. Der Hinterachsträger (ausgeführt als Aluminium-Rohr-Schweißkonstruktion) ist zur Geräusch- und Abrollkomfortoptimierung mit vier großvolumigen Gummilagern an der Karosserie befestigt. Obwohl damit eine relativ weiche Lagerung verbunden ist, wurde dank einer intelligenten Anordnung der Lenker eine optimale Spurhaltung erreicht. Dabei ist sowohl die Kinematik als auch die Elastokinematik so abgestimmt, daß z.B. nachteilige Lenkwinkeländerungen beim Bremsen oder Beschleunigen nicht auftreten.

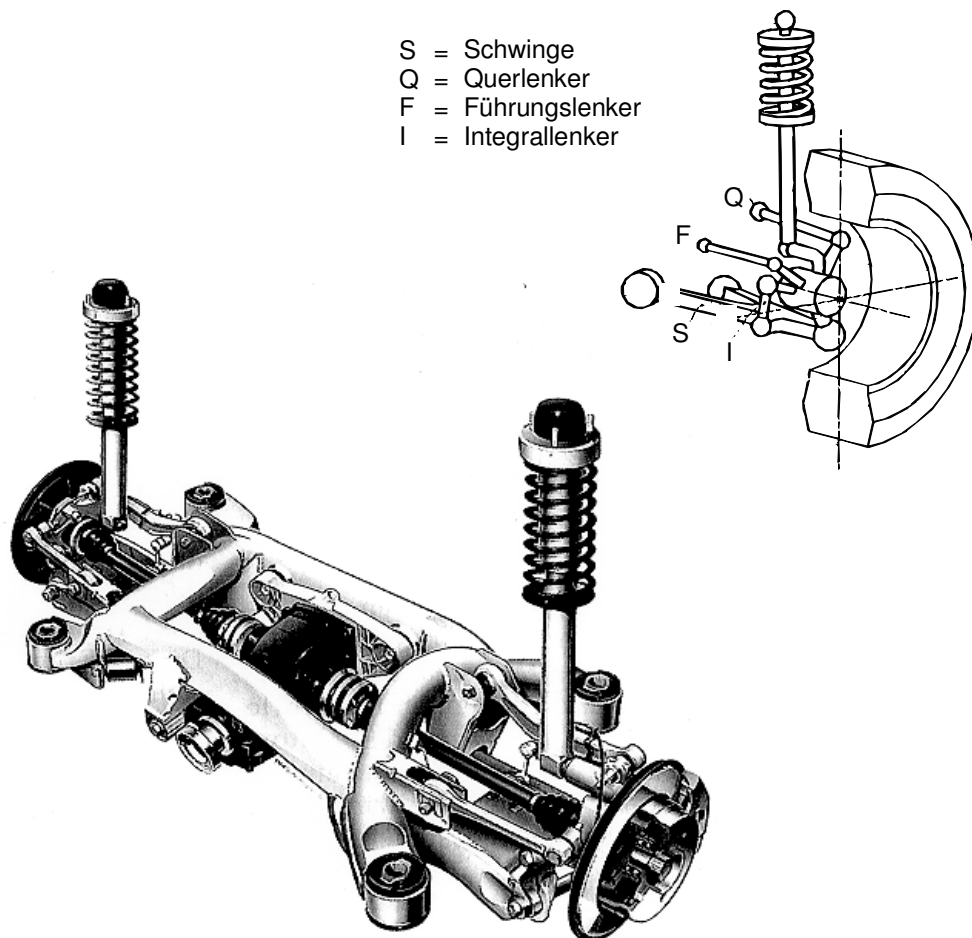


Bild 2.6-57: Integrallenker-Hinterachse (BMW 5er, 1996)

Literaturverzeichnis

- /1/ Adomeit, G. Umdruck zur Vorlesung Dynamik I und II, Inst. für allg. Mechanik der RWTH Aachen, 1989
- /2/ Bantle; M. Fahrwerksauslegung und Fahrverhalten des
Braess, H.-H. Porsche 928, ATZ 1977
- /3/ Bergman, W. The Basic Nature of Vehicle Understeer-
Oversteer, SAE-Paper 957 B, 1965
- /4/ Berkefeld, V. Theoretische Untersuchungen zur Vierradlen-
kung, Stabilität und Manövrierbarkeit
Vortrag auf der HDT-Tagung T-30-930-056-9
Allrad-Lenksysteme bei PKW 11/89
- /5/ Bismis, E. Testverfahren für das instat. Lenkverhalten in:
Entwicklungsstand der objektiven Testverfahren
Kolloquiumreihe „Aktive Fahrsicherheit“
Verlag TÜV Rheinland GmbH, Köln 1978
- /6/ Bleck, U. Analyse der Lastwechselreaktionen mittels Simu-
Heißing, B. lation und Messung
Meyer, G. VDI-Bericht Nr. 699, 1988
- /7/ Braun, H. Untersuchungen über Fahrbahnunebenheiten
Deutsche Kraftfahrzeugforschung und Verkehrstech-
nik, Heft 186, VDI-Verlag, Düsseldorf
- /8/ Burckhardt, M. Der Einfluß der Reifenkennlinien auf Signalge-
winnung und Regelverhalten auf Fahrzeuge mit
ABS, Automobil-Industrie 3/87 S. 231
- /9/ Buschmann Handbuch der Kraftfahrzeugtechnik, Band I u. II,
Koessler Heyne Verlag München
- /10/ Deppermann, K-H. Fahrversuche und Berechnungen zum Gerade-
auslauf von PKW
VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 12, Nr. 133, 1989

- /11/ Donges, E.
- I. Aspekte der aktiven Sicherheit bei der Führung von PKW, Automobil-Industrie 2/2
 - II. Aktive Hinterachskinematik - neue Entwicklungsmöglichkeiten der Fahrzeugquerdynamik, VDI-Bericht Nr. 778, 1989
 - III. Funktion und Sicherheitskonzept der aktiven Hinterachskinematik von BMW
Vortrag auf der HDT-Tagung 30-930-056-9
Allrad-Lenkensysteme bei PKW 11/89
- /12/ Fiala, E. Kraftkorrigierte Lenkgeometrie unter Berücksichtigung des Schräglaufwinkels, ATZ 61, 1959
- /13/ Förster, H.-J.
- I. Mercedes-Benz Servolenkungen
ATZ 80 (1978) 3
 - II. Mercedes-Benz Servolenkungen
Teil 1 ATZ 74 (1972) 2
Teil 2 ATZ 74 (1972) 4
- /14/ Forkel, D. Ein Beitrag zur Auslegung von Fahrzeuglenkungen, Deutsche Kraftfahrtforschung und Verkehrstechnik, Heft 145, 1961
- /15/ Gerresheim, M.
Hussmann, A. Kräfte und Bewegungen in der Aufstandsfläche geradeausrollender Reifen, Teil 1
Automobil-Industrie 3/75
- /16/ Gnadler, R. Naßgriff und Aquaplaningverhalten von PKW-Reifen, Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik
Teil 1 Heft 11/88
Teil 2 Heft 12/88
- /17/ Göhring, E.
- I. Beitrag zur Entwicklung eines fahrmechanischen Konzepts für Nutzfahrzeuge
Automobil-Industrie 4/80
 - II. Einfluß des Systems Reifen / Fahrbahn auf das Außengeräusch von Nutzfahrzeugen
VDI-Bericht, Nr. 778, 1989

- /18/ Goes, F. Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Beurteilung der Wirkung von Schwingungsdämpfern im Fahrzeug
Dissertation TH Braunschweig, 1963
- /19/ Gough, V.-E. Seitenkraft und Seitenverschiebung in der Berührungsfläche zwischen Reifen und Fahrbahn
ATZ 19 (1961)
- /20/ Hahn, W.-D. Die Federungs- und Dämpfungseigenschaften von Luftreifen bei vertikaler Wechsellast
Dissertation TU Hannover, 1972
- /21/ Hennecker, D.
 Jordan, B.
 Ocher, U. Elektronische Dämpfer-Control - eine vollautomatische adaptive Dämpferkraftverstellung für den BMW 635 CSi, ATZ 89 (1987) 9
- /22/ Heyer, G. Trends in der Stoßdämpferentwicklung
Automobil-Industrie Nr. 6 / 88
- /23/ Hildebrandt, C. Der neue VW Santana, ATZ 84 (1982) 2
- /24/ Hoffmann R.
 Lorenz, K.
 Sagan, E. Der neue BMW 7er
ATZ 89 (1987) 6
- /25/ Klinkner, W. Adaptives Dämpfungssystem "ADS" zur fahrbahn- und fahrzustandsabhängigen Steuerung von Dämpfern einer Fahrzeugfederung
VDI-Bericht Nr.778, 1989
- /26/ Krempel, G. Experimenteller Beitrag zur Untersuchung am Kraftfahrzeugreifen
Dissertation TH Karlsruhe, 1965
- /27/ Laermann, F. J. Seitenführungsverhalten von Kraftfahrzeugen bei schnellen Radlaständerungen
VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 12, Nr. 73
- /28/ Lohr, F.-W. Opel Omega - Teil 1 ATZ 89 (1987) 1
 Teil 2 ATZ 89 (1987) 2

- /29/ Matschinsky, W. Die Radführung der Straßenfahrzeuge
Analyse, Synthese, Elasto-Kinematik
Verlag TÜV Rheinland GmbH, Köln 1987
- /30/ Mitschke, M. Dynamik der Kraftfahrzeuge, Springer-Verlag
Berlin, Heidelberg, New York, 1975
- /31/ Olley, M. Road Manners of the Modern Car
Proc. Inst. Aut. Engers. 1946/47
- /32/ Rake, H. Umdruck zur Vorlesung Regelungstechnik der
RWTH Aachen, 1989
- /33/ Reimpell, J. Fahrwerktechnik: Reifen und Räder
Vogel-Buchverlag, Würzburg 1986
- /34/ Richter, B. Die Vierradlenkung des iRVW4
Vortrag auf der HDT-Tagung T-30-930-056-9
Allrad-Lenkssysteme bei PKW 11/89
- /35/ Rönitz, R. Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahr-
verhaltens von PKW
Braess, H.-H. Teil 1 Automobil-Industrie 1/77
Zomotor, A. Teil 2 Automobil-Industrie 3/77
- /36/ Rompe, K. Variationsbereiche der Fahreigenschaften heuti-
Donges, E. ger PKW
Automobil-Industrie 2/83
- /37/ Rompe, K. Objektive Testverfahren für die Fahreigenschaf-
Heißing, B. ten von Kraftfahrzeugen
Verlag TÜV Rheinland GmbH, Köln 1984
- /38/ Stall, E. Verfahren zur Vermessung und Simulation von
Straßenunebenheiten
Doktorvortrag, TH Aachen 1984
- /39/ Waldmann, D. Untersuchungen zum Lenkverhalten von Kraft-
fahrzeugen. Deutsche Kraftfahrforschung und
Straßenverkehrstechnik, Heft 218, 1971
- /40/ Wallentowitz, H. Hydraulik in Lenksystemen für 2 und 4 Räder
Vortrag auf der HDT-Tagung T-30-302-056-9
Hydraulik und Pneumatik im Kraftfahrzeug 3/89

- /41/ Weber, R. Beitrag zum Übertragungsverhalten zwischen Schlupf und Reifenführungskräften Automobil-Industrie 4/81
- /42/ Weber, R. Seitenkraft-Frequenzgänge von Luftreifen
Persch, H.-G. ATZ 77 (1975) 2
- /43/ Willumeit, H.-P. Seitenkraftverlust des schräglaufenden Reifens unter dynamisch veränderlichen Radlasten und konstantem Schräglaufwinkel
Automobil-Industrie 4/70
- /44/ Wolff, H. Untersuchung und Optimierung des Federungsverhaltens von Rettungswagen unter besonderer Berücksichtigung von Reibungseinflüssen
Dissertation TH Aachen, 1975
- /45/ Zamov, J. Beitrag zur Identifikation unbekannter Parameter für fahrdynamische Simulationsmodelle
VDI-Berichte Reihe 12, Nr. 217
- /46/ Zomotor, A. I. Fahrwerktechnik, Fahrverhalten
Vogel-Buchverlag 1987
- II. „Meßverfahren bei der Auslegung des Fahrverhaltens“ aus: Entwicklungsstand der objektiven Testverfahren für das Fahrverhalten
Verlag TÜV Rheinland GmbH, Köln 1977

ika - Institut für Kraftfahrwesen der RWTH Aachen - Opera

Datei Bearbeiten Ansicht Lesezeichen Extras Hilfe

Google: **Studium Wirtschaft** • www.fhm-mittelstand.de **Mut zum Leben - Beratung** • www.mutzumleben.info
Betriebswirtschaft studieren an der Fachhochschule des Mittelstands FHM **Professionelle, schnelle Hilfe per Email - Krise als Chance nutzen!**

Neue Seite UMFRAGE Leere Seite Bedienungsanleitungen ika - Institut für Kraftfahr...

http://www.ika.rwth-aachen.de/

ika INSTITUT FÜR KRAFTFAHRWESEN AACHEN
 Univ.-Prof. Dr.-Ing. Henning Wallentowitz

Aktuell
 Über uns
 Forschung
 Lehre
 Veranstaltungen
 Stellenangebote
 Kontakt
 Anfahrt
 Links

English Site

Suche:

Disclaimer

Ministerium für Wissenschaft und Forschung des Landes Nordrhein-Westfalen
 Stärkung der Zukunftsmobilität in NRW (.pdf)

EUR motor
 Vehicle Dynamics in Simulation and Testing
 21.-23.09.2005

14
AACHENER KOLLOQUIUM AACHEN COLLOQUIUM
 Fahrzeug- und Motorentechnik
 Automobile and Engine Technology
 04.-06. Oktober 2005
 EUROGRESS Aachen

Aachener Kolloquium: Fahrzeug- und Motorentechnik
 4.-6.10.2005, Aachen

Automobilindustrie im globalen Verdrängungswettbewerb - Standort Deutschland im

www.ika.rwth-aachen.de

ika - Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen - Opera

Datei Bearbeiten Ansicht Lesezeichen Extras Hilfe

Google: **Firmenwerbung im Internet** • www.adword-agentur.de **schnell, erfolgreich, effektiv, 1.000 Interessenten für 110 €**

Neue Seite UMFRAGE Leere Seite Bedienungsanleitungen ika - Forschungsgesellsch...

http://www.fka.de/

fka ANGEWANDTE FORSCHUNG, ENTWICKLUNG UND CONSULT
 FORSCHUNGSGESellschaft KRAFTFAHRWESEN mbH AACHEN

Über uns
 Dienstleistungen
 Veranstaltungen
 Produkte
 Schriftenreihe

Stellenangebote
 Kontakt
 Anfahrt
 Links
 English Site

Suche:

Impressum

Ministerium für Wissenschaft und Forschung des Landes Nordrhein-Westfalen
 Stärkung der Zukunftsmobilität in NRW (.pdf)

EUR motor
 Vehicle Dynamics in Simulation and Testing
 21.-23.09.2005

14
AACHENER KOLLOQUIUM AACHEN COLLOQUIUM
 Fahrzeug- und Motorentechnik
 Automobile and Engine Technology
 04.-06. Oktober 2005
 EUROGRESS Aachen

Aachener Kolloquium: Fahrzeug- und Motorentechnik
 4.-6.10.2005, Aachen

Automobilindustrie im globalen Verdrängungswettbewerb - Standort Deutschland im

www.fka.de