

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

Institut für Maschinen und Fahrzeugtechnik
Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik

Minimierung der Schwingungsempfindlichkeit von Kraftfahrzeugvorderachsen

Albert Schlecht

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der
Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Karsten Stahl

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Bernd Heißing (i.R.)

2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. habil. Heinz Ulbrich

Die Dissertation wurde am 09.11.2011 bei der Technischen Universität München
eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 16.04.2012 angenommen.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität München im Rahmen der Hochschulkooperation INI.TUM (Ingolstadt Institute der TU München) und in enger Zusammenarbeit mit der Abteilung Entwicklung Vorderachse und Kinematik der Audi AG Ingolstadt.

Mein ausdrücklicher Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Professor Bernd Heißing für die immerwährende Unterstützung, die fachlichen und persönlichen Ratschläge und vor allem das geschenkte grundlegende Vertrauen. Für die Übernahme des Korreferats danke ich Herrn Professor Heinz Ulbrich, für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes Herrn Professor Karsten Stahl.

Besonders möchte ich auch den Projektpartnern der Audi AG Herrn Friedrich Killian, Herrn Claus Lacher (Entwicklung Achse) und Herrn Jan Mnchhoff (Entwicklung Radbremse) danken, die für die materielle Ausstattung des Projekts Sorge trugen.

Große fachliche und menschliche Unterstützung durfte ich durch Herrn Helmut Krome erfahren, der mich während der gesamten Forschungszeit begleitete. Einen sehr wertvollen Beitrag zum Gelingen der Arbeit hat Herr Günter Hackenberg durch seine selbstlose fachliche Unterstützung und Diskussion geliefert. In dieser Reihe ist auch Herr Johann Modlmayr zu nennen.

Vielen Dank allen Mitarbeitern der Abteilungen Entwicklung Vorderachse, Radbremse und Fahrzeugdynamik und den angegliederten Werkstätten, ohne deren Unterstützung diese Arbeit nicht möglich gewesen wäre.

Herzlichen Dank allen Kollegen von Lehrstuhl und INI.TUM für die Hilfe bei den verschiedensten Belangen und die herrliche Zeit, die ich dort erleben durfte.

Für den Rückhalt in den verschiedensten Phasen und die Rücksicht beim Verfassen der Arbeit möchte ich meiner Familie und besonders meiner Frau Theresa herzlich danken.

Riedheim, Oktober 2011

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	II
Inhaltsverzeichnis	III
Abbildungsverzeichnis	VI
Tabellenverzeichnis	XI
Formelzeichen und Abkürzungen	XII
1 Einleitung	1
1.1 Motivation.....	1
1.2 Zielsetzung.....	1
2 Grundlagen und Stand der Technik	2
2.1 Schwingungssystem Gesamtfahrzeug.....	2
2.2 Bremsinduzierte Schwingungen.....	4
2.2.1 Aufbau einer Scheibenbremsanlage	4
2.2.2 Physikalische Betrachtung des Bremsvorgangs	9
2.2.3 Definition und Entstehung von Bremsenrubbeln	11
2.3 Rad-Reifen induzierte Schwingungen.....	19
2.3.1 Radialkraftschwankung	19
2.3.2 Höhengschlag.....	19
2.3.3 Flatspot.....	20
2.3.4 Radunwucht.....	20
2.4 Übertragungssystem Achse	22
2.4.1 Aufbau der Fünflenker Vorderachse des Audi A4 (B8)	23
2.4.2 Phasenlage der Anregung.....	25
2.5 Reduzierung der Anregung.....	26
2.5.1 Kompensation der Rad-Reifenungleichförmigkeit	26
2.5.2 Reduzierung der Bremsmomentenschwankungen.....	27
2.6 Verbesserung des Übertragungsverhaltens.....	29
2.6.1 Elastomerlager	29
2.6.2 Lenkungssystem.....	30
2.6.3 Achskinematik	30
2.6.4 Prüfstandkonzepte.....	32
2.7 Schlussfolgerungen aus dem Stand der Technik.....	32

3	Untersuchungsmethodik – Fahrversuch	34
3.1	Versuchsfahrzeug	34
3.2	Messaufbau.....	35
3.3	Definition der Prüfumgebung und Fahrmanöver	37
3.3.1	Bremsenrubbeln	37
3.3.2	Radunwucht.....	38
3.4	Signalanalyse.....	40
4	Objektives Bewertungsverfahren für Bremsenrubbeln.....	47
4.1	Subjektive Bewertung	47
4.2	Objektive Bewertungsmethode	48
4.2.1	Schwingungsbewertung nach der VDI-Richtlinie 2057.....	49
4.2.2	Generierung des Bewertungsmodells	50
5	Aufbau und Validierung des Simulationsmodells	55
5.1	Grundlagen der Mehrkörpersimulation.....	55
5.2	Modellaufbau.....	57
5.2.1	Achsen.....	58
5.2.2	Lenkung.....	59
5.2.3	Bremssystem.....	59
5.2.4	Reifen	59
5.2.5	Simulationsmanöver	61
5.3	Validierung der Simulation	62
5.3.1	Bremsenrubbeln	63
5.3.2	Radunwucht.....	65
6	Optimierung der Vorderachskinematik.....	67
6.1	Grundlagen der Numerischen Optimierung	67
6.1.1	Definition des Optimierungsproblems.....	67
6.1.2	Lokales und globales Minimum	69
6.1.3	Optimalitätskriterien.....	70
6.1.4	Nichtlineare Optimierungsalgorithmen	72
6.2	Aufbau der Optimierungsumgebung	74
6.3	Ergebnis der Schwingungsoptimierung.....	77
6.3.1	Achskinematikoptimierung.....	78
6.3.2	Elastomerlageroptimierung.....	81
6.3.3	Physikalische Deutung des Optimierungsergebnisses.....	83
6.4	Validierung des Optimierungsergebnisses im Fahrversuch.....	89

6.4.1	Aufbau des Versuchsträgers	89
6.4.2	Darstellung des Optimierungsergebnisses im Fahrversuch	91
6.4.3	Deutung der Unterschiede in Simulation und Fahrversuch	93
7	Zusammenfassung und Ausblick.....	96
	Literaturverzeichnis.....	98
	Anhang	106
A)	Definition der verwendeten kinematischen Kenngrößen.....	106
B)	Einfluss konstruktiver Parameter an der Radbremse auf die BTV	109
C)	Fahrzeugmesstechnik	110
D)	Schwingungsanalyse	112
E)	Objektives Bewertungsverfahren – Fahrversuchsauswertung	113
F)	Validierung der Simulation	114
G)	Optimierung der Vorderachskinematik.....	116

Abbildungsverzeichnis

Bild 2.1:	Einteilung der Schwingungsentstehungsformen mit Beispielen.....	2
Bild 2.2:	Schwingungssystem Gesamtfahrzeug.....	3
Bild 2.3:	Aufbau eines unregulierten Bremssystems [8]:	5
Bild 2.4:	Kräfte an einer Faustsattel-Scheibenbremsanlage nach [27]	6
Bild 2.5:	Bauarten von Scheibenbremsen nach [61].....	7
Bild 2.6:	Massive, Innenbelüftete- [8], C/SiC Bremsscheibe.....	8
Bild 2.7:	Aufbau eines Scheibenbremsbelag	8
Bild 2.8:	Bremskräfte und -momente am gebremsten Fahrzeug	10
Bild 2.9:	Bremsmomentverlauf am linken vorderen Rad bei einer Bremsung mit 2m/s ² Verzögerung.....	11
Bild 2.10:	SRO und DTV Messung	12
Bild 2.11:	Messung von SRO und DTV an einer Bremsscheibe	13
Bild 2.12:	Ersatzmodell für den Einfluss von SRO und DTV.....	14
Bild 2.13:	Einflüsse auf den Gesamt-Planschlagfehler nach [5] und Bereiche der Kaltauswaschung nach [13]	16
Bild 2.14:	Schirmung an einer Bremsscheibe	17
Bild 2.15:	Hotspotbildung an einer Bremsscheibe [64]	18
Bild 2.16:	Ungleichförmigkeiten des Rad-Reifen-Komplexes [36].....	19
Bild 2.17:	Mechanik der Radunwuchtanregung	21
Bild 2.18:	Übertragungsweg von bremserrerregten Schwingungen im Gesamtfahrzeug [3]	23
Bild 2.19:	Fünflenkervorderachse des Audi A4 (B8)	24
Bild 2.20:	Bezeichnung der Lenker und Kinematikpunkte der Fünflenkerachse.....	24
Bild 2.21:	Gleichphasige Bremsrubbelanregung.....	25
Bild 2.22:	Gegenphasige Bremsrubbelanregung	26
Bild 2.23:	Matchen der Paarung Felge-Reifen	27
Bild 2.24:	Radbremse am Schwungmassenbremsenprüfstand	29
Bild 2.25:	Vergleich von bisheriger und neuerer Entwicklungsmethodik	33
Bild 3.1:	Versuchsfzg. Audi A4 (B8)	34

Bild 3.2:	Radkraftmesstechnik	35
Bild 3.3:	Beschleunigungssensoren am Übertragungspfad	36
Bild 3.4:	Beschleunigungssensoren an Sitzschiene und Lenkrad (Systemantwort) .	36
Bild 3.5:	Messkoordinatensystem	37
Bild 3.6:	Befestigung des Versuchsfahrzeugs am Zweiachsrollenprüfstand.....	39
Bild 3.7:	Raddrehfrequenzverlauf und Beschleunigung an der Sitzschiene während einer Bremsung.....	41
Bild 3.8:	Gemessenes Signal und STFT-Analyse der Sitzschienenbeschleunigung	42
Bild 3.9:	Ordnungsanalyse der Sitzschienenbeschleunigung	43
Bild 3.10:	Schnitte konstanter Ordnung	43
Bild 3.11:	Hüllkurven der Ordnungsanalysen für eine Bremsrubbelsversuchsbremung	44
Bild 4.1:	Zweistufiges Bewertungssystem [23].....	47
Bild 4.2:	Ausgewählte Frequenzbewertungskurven: W_d , W_k , W_c [56], W_h [80]	49
Bild 4.3:	Messpunkte für die Erstellung des Bewertungsmodells nach [49].....	51
Bild 4.4:	Regressionsanalyse der Karosserieschwingungen	52
Bild 4.5:	Regressionsanalyse der Lenkraddrehbeschleunigung	53
Bild 5.1:	Elemente eines Mehrkörpersystems [15].....	55
Bild 5.2:	Gesamtfahrzeugmodell (links) und Vorderachsmmodell für den virtuellen Achsprüfstand (rechts).....	57
Bild 5.3:	Translatorische Kraft-Weg-Kennlinien am U3-Lager.....	58
Bild 5.4:	Freiheitsgrade der Gürtелеlemente: Translation, Rotation, Biegung [16]	60
Bild 5.5:	Vergleich der Hüllkurven der Ordnungsanalysen aus Simulation und Fahrversuch bei einer gleichphasigen Bremsrubbelanregung.....	63
Bild 5.6:	Vergleich der Ordnungshüllkurven der Lenkraddrehbeschleunigung aus Simulation und Fahrversuch	65
Bild 5.7:	Vergleich der Ordnungshüllkurven der Lenkraddreh- und Sitzschienenbeschleunigung aus Simulation und zwei Rollenprüfstandversuchen bei Radunwuchtanregung	66
Bild 6.1:	Zielfunktion $z(x_1, x_2)$ mit inaktiver Ungleichheitsnebenbedingung [47].....	68
Bild 6.2:	Zielfunktion $z(x_1, x_2)$ mit aktiver Ungleichheitsnebenbedingung [47].....	69

Bild 6.3: Zielfunktion $z(x_1, x_2)$ mit Ungleichheits- und Gleichheitsnebenbedingung [47]	69
Bild 6.4: konvexe Funktion mit einem globalem Minimum (links), nicht konvexe Funktion mit zwei Minima (rechts) [73].....	70
Bild 6.5: Linearkombination des Gradientenvektors der Zielfunktion bei zwei aktiven Ungleichheitsnebenbedingungen [47]	71
Bild 6.6: Abhängigkeit der Zielfunktion von der Lage zweier Kinematikpunkte.....	73
Bild 6.7: Struktur des Optimierungsablaufs in OPTIMUS.....	75
Bild 6.8: Einbindung eines Rechner-Clusters in den Optimierungsprozess.....	77
Bild 6.9: Vergleich der Kinematikpunkte vor und nach der Kinematikoptimierung im Fahrzeugkoordinatensystem (Blick in Fahrtrichtung von hinten auf das linke Vorderrad).....	78
Bild 6.10: Vergleich der Ordnungshüllkurven der Lenkraddreh- und Sitzschienenbeschleunigung bei Bremsurbelastung vor und nach der Kinematikoptimierung	79
Bild 6.11: Vergleich der Ordnungshüllkurven der Lenkraddrehbeschleunigung bei Radunwuchtanregung vor und nach der Kinematikoptimierung	80
Bild 6.12: Sensitivität der Elastomerlagerkennlinien auf Sitzschienen und Lenkraddrehbeschleunigung bei Radunwuchtanregung.....	82
Bild 6.13: Vergleich der Ordnungshüllkurven der Lenkraddrehbeschleunigung bei Radunwuchtanregung vor und nach der Kinematikoptimierung	83
Bild 6.14: Vereinfachtes statisches Kräftegleichgewicht um die Spreizachse bei Radunwuchtanregung	84
Bild 6.15: Vergleich der wirksamen Hebelarme für Radkräfte bei blockiertem und rollendem Rad (Ansicht von hinten auf das linke Vorderrad).....	85
Bild 6.16: Eigenformen des Vorderachssystems im relevanten Frequenzbereich	86
Bild 6.17: Lage der Eigenfrequenzen vor und nach der Kinematikoptimierung	87
Bild 6.18: Spurkurve der Momentanpole (rote Punkte) und Momentandrehachsen (blaue Geraden) der Ausgangskinetik (links) und der optimierten Kinetik (rechts) in der x-y-Ansicht	88
Bild 6.19: Spurkurve der Momentanpole (rote Punkte) und Momentandrehachsen (blaue Geraden) der Ausgangskinetik (links) und der optimierten Kinetik (rechts) in der 3D-Ansicht	89

Bild 6.20: Konstruktive Umsetzung der optimierten Kinematik im CAD (linkes Rad – links: Ansicht von hinten; rechts: Ansicht von vorne)	90
Bild 6.21: Blick von unten auf die optimierte Achse im Fahrzeug	90
Bild 6.22: Vergleich der Hüllkurven der Ordnungsanalysen im Fahrversuch vor und nach dem Einbau der optimierten Kinematik bei einer gegenphasigen Bremsrubbelanregung	91
Bild 6.23: Vergleich der Hüllkurven der Ordnungsanalyse von Sitzschienen- und Lenkraddrehbeschleunigung im Fahrversuch vor und nach dem Einbau der optimierten Kinematik bei einer gleichphasigen Bremsrubbelanregung (links) und statisch-dynamischer Radunwuchtanregung (rechts).....	92
Bild 6.24: Vergleich der Hüllkurven der Ordnungsanalysen von Lenkraddrehbeschleunigung in Simulation und Fahrversuch bei einer gegenphasigen Bremsrubbelanregung (links) und statisch-dynamischer Radunwuchtanregung (rechts).....	93
Bild 6.25: Abhängigkeit der frequenzbewerteten Lenkraddrehbeschleunigung von der Steifigkeit des U3-Lagers.....	94
Bild A.1: Reduktion der BTV bei der Variation von konstruktiven Parametern [26].	109
Bild A.2: Kapazitive Wegaufnehmer zur Messung von SRO und DTV.....	110
Bild A.3: Messverstärker mit Bedieneinheit.....	110
Bild A.4: Hüllkurven der Ordnungsanalysen für einen Rollenprüfstandsversuch mit Radunwuchten und unterschiedlichen Reifenluftdrücken an der Vorderachse	112
Bild A.5: Auswertungsblatt einer objektiven Schwingungsbewertung für Karosserieschwingungen.....	113
Bild A.6: Vergleich der Hüllkurven der Ordnungsanalysen aus Simulation und Fahrversuch bei einer gegenphasigen Bremsrubbelanregung	114
Bild A.7: Kennlinienanpassungen der translatorischen Kennlinie am U3-Lager in x-Richtung bei Bremsenrubbeln und Radunwuchtanregung.....	115
Bild A.8: Vorderachsmo­dell in Adams/Car aufgebaut aus flexiblen Bauteilen.....	115
Bild A.9: Übersicht der Optimierungsverfahren [47]	116
Bild A.10: Sturzverlauf über der Einfederung	116
Bild A.11: Fahrdynamische Beurteilung der optimierten Achse im Vergleich zum Ausgangszustand nach [76].....	117

Bild A.12: Vergleich der U3-Lager-Kennlinie vor und nach der Elastomerlageroptimierung	117
Bild A.13: Optimierte Kinematik eingebaut im Fahrzeug: Seitenansicht auf die linke Radaufhängung (oben), rechte Radaufhängung von unten (unten)	118

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: Bremsinduzierte Schwingungen.....	4
Tabelle 2-2: Maßnahmen zur Reduzierung der BTV	28
Tabelle 2-3: Einflüsse kinematischer Kenngrößen auf die Lenkunruhe nach [84]	31
Tabelle 3-1: Fahrmanöver Bremsenrubbeln	38
Tabelle 3-2: Prüfmanöver Radunwuchtversuche	40
Tabelle 4-1: Bewertungsdisziplinen Bremsenrubbeln/Radunwuchtanregung	48
Tabelle 4-2: Verwendung der Frequenzbewertungsfiler der VDI-Richtlinie 2057	51
Tabelle 4-3: Ausgewählte Messgrößen für die Generierung der Objektivurteile	53
Tabelle 6-1: Vergleich kinematischer Vorderachskennwerte vor und nach der Optimierung in der Leerlage des Fahrzeugs.....	81
Tabelle 6-2: Vergleich der maximalen Beschleunigungswerte der Ordnungshüllkurven für die optimierte Achskinematik	95
Tabelle A-1: Sensorliste im Fahrversuch	111

Formelzeichen und Abkürzungen

Formelzeichen

a	[m/s ²]	Beschleunigung
a_{BP}	[m/s ²]	Beschleunigung am Bremspedal in Bewegungsrichtung
$a_w(t)$	[m/s ²]	Frequenzbewertete Beschleunigung
a_{wT}	[m/s ²]	Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung für die Dauer der Messung T
$a_{wT}(t)$	[m/s ²]	Gleitender Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung
a_{wT_max}	[m/s ²]	Maximalwert des Effektivwerts der frequenzbewerteten Beschleunigung
a_{xSSvI}	[m/s ²]	Beschleunigung an der Sitzschiene in Richtung x-Achse
a_{xVAiP}, a_{xVAgP}	[m/s ²]	Beschleunigung an der Vorderachse gleich und gegenphasig
a_{yLD}	[m/s ²]	Tangentiale Lenkraddrehbeschleunigung
a_{zSO}	[m/s ²]	Beschleunigung auf dem Sitz in Richtung der z-Achse
A_{Hz}	[m ²]	Wirksame Fläche des Hauptbremszylinders
A_K	[m ²]	Bremskolbenfläche
$\underline{A}(j\Omega)$	-	Ausgangssignal (fouriertransformiert)
c_B	[N/mm]	Steifigkeit Bremsbelag
c_S	[N/mm]	Steifigkeit Bremssattel
$d^{(k)}$	-	Suchrichtung an der Stelle $x^{(k)}$
d_B	[Ns/mm]	Dämpfung Bremsbelag
e	[mm]	Exzentrizität der Schwerpunktlage
$E(j\Omega)$	-	Eingangssignal (fouriertransformiert)
E_{kin}	[J]	Kinetische Energie
f	-	Anzahl der Freiheitsgrade im System
F_B	[N]	Radbremskraft
$F_{B,v}, F_{B,h}$	[N]	Bremskraft Vorder-, Hinterachse
F_{B_Fzg}	[N]	Fahrzeuggesteuerkraft
F_{Bet}	[N]	Betätigungskraft
F_G	[N]	Gewichtskraft Fahrzeug
$F_{G,v/h}$	[N]	Gewichtskraft Vorderachse/Hinterachse
$F_{G,v/h,B}$	[N]	Gewichtskraft Vorderachse/Hinterachse beim Bremsen

F_N	[N]	Radlast
F_{NK}	[N]	Normalkraft Bremskolben
$F_{N_{i/a}}$	[N]	Normalkraft zwischen innerem/äußerem Belag und der Bremsscheibe
F_{Ped}	[N]	Pedalkraft
F_{Reib}	[N]	Reibkraft
$F_{Unwucht}$	[N]	Unwuchtkraft
$F_{xl}, F_{zl}, F_{xr}, F_{zr}$	[N]	freie Kraftvektoren für Abbildung der Unwuchtkräfte in x- und z-Richtung, links und rechts
F_{xMRvl}, F_{xMRvr}	[N]	Messradkraft in x-Richtung
F_{xRad_dyn}	[N]	dynamische Radmassenkräfte
g	[m/s ²]	Erdbeschleunigung = 9,81m/s ²
g_j	-	Ungleichheitsnebenbedingungen
$\underline{G}(j\Omega)$	-	Übertragungsfunktion (fouriertransformiert)
h_k	-	Gleichheitsnebenbedingungen
h_{SP}	[mm]	Schwerpunkthöhe
H	-	Hesse-Matrix der Lagrangefunktion des Optimierungsproblems
i_{Ped}	-	Übersetzung Pedalwerk
i_{Vs}	-	Übersetzung Bremskraftverstärker
I	-	Inertialkoordinatensystem
k	-	Zählvariable [1;f]
K	-	körperfestes Koordinatensystem
l	[mm]	Radstand
l_v, l_h	[mm]	Abstand des vorderen/hinteren Radaufstandspunkts in Längsrichtung vom Scherpunkt
\vec{l}_U	[m]	Abstand der Unwuchtmassen
L	-	Lagrangefunktion des Optimierungsproblems
m_{Fzg}	[kg]	Fahrzeugmasse
m_{ges}	[kg]	Gesamtmasse
m_U	[kg]	Unwuchtmasse
m_R	[kg]	Radmasse
M_B	[Nm]	Bremsmoment
M_{B_stat}	[Nm]	Statischer Anteil des Bremsmoments
M_{Reib}	[Nm]	Reibmoment
$M_{Spreizachse}$	[Nm]	Lenkmoment um die Spreizachse

M_{Unwucht}	[Nm]	Unwuchtmoment
M_{yMRgP}	[Nm]	Gegenphasige Anteile der BTV
M_{yMRiP}	[Nm]	Gleichphasige Anteile der BTV
M_{yMRvl}	[Nm]	Messradmoment vorne links/rechts um RA
M_{yMRvr}	[Nm]	Messradmoment vorne rechts um RA
OU	-	Objektivurteil
p	-	Anzahl der Körper im MKS-System
p_B	[bar]	Bremsdruck
Phase	[°]	Phasenlage der Erregungssignale
\mathbf{q}	-	Vektor der generalisierten Koordinaten
$\bar{\mathbf{q}}$	-	Vektor der erweiterten generalisierten Koordinaten
\mathbf{Q} ,	-	Matrix der generalisierten Kräfte und Momente
$\bar{\mathbf{Q}}$	-	Matrix der erweiterten generalisierten Kräfte und Momente
$\bar{\mathbf{r}}_U$	[m]	Bewegungsvektor der Unwuchtmasse
R	-	Bestimmtheitsmaß [0;1]
RA, RA'	-	Raddrehachse
r_{eff}	[m]	Effektiver Reibradius
r_m	[mm]	Messradius
r_{min}	[mm]	Minimaler Höhenschlag der Felge
\mathbf{r}_{PMP}	-	Vektor vom Punkt P zum Momentanpol MP
r_R	[m]	Reifenabrollradius
$r_{\text{Spurhebel}}$	[mm]	Spurhebelradius
$r_{\text{Störkraft}}$	[mm]	Störkrafthebelarm
$r_{\text{Bremskraft}}$	[mm]	Bremskrafthebelarm
r_U	[m]	Abstand der Unwuchtmasse vom RA
RKS_{max}	[N]	Maximale Radialkraftschwankung
RM	-	Radmittelpunkt
s_{ro_a}	[mm]	Planschlag Bremscheibe außen (Felgenseite)
s_{ro_i}	[mm]	Planschlag Bremscheibe innen (Radträgerseite)
$s_{ro_{i/a_A}}$	[mm]	Amplitude Planschlagschwankung innen/außen
SU	-	Subjektivurteil
t_B	[s]	Bremszeit
T	-	kinetische Energie

T_m	[s]	Dauer der Messung
T_P	[s]	Phasendurchlaufzeit
\bar{U}	[kg m]	Unwucht
\bar{U}_M	[g·mm ²]	Momentenunwucht
$U_{fc_{axSSiP}}$	[m/s ² /Nm]	Übertragungsfunktion zur Sitzschiene
$U_{fc_{ayLDgP}}$	[m/s ² /Nm]	Übertragungsfunktion zum Lenkrad
v_A, v_E	[km/h]	Anfangs-, Endgeschwindigkeit
\mathbf{v}_S	[m/s]	Geschwindigkeitsvektor bezogen auf den Schwerpunkt
\mathbf{x}	-	Parametertupel der Optimierung
\mathbf{x}^*	-	Optimum
$\mathbf{x}_u, \mathbf{x}_o$	-	Unter- und Obergrenze des Parameterraums
$z(\mathbf{x})$	-	Zielfunktion der Optimierung
z_B	-	Anzahl Bremsbeläge
z_K	-	Anzahl Bremskolben
Z	[m/s ²]	Verzögerung
α	[rad]	Raddrehwinkel [0;2 π]
$\alpha^{(k)}$	-	Schrittweite
β	-	Steigung im Regressionsmodell
γ	-	Achsenabschnitt im Regressionsmodell
δ	[rad]	Winkel zwischen Spurstange und Momentandrehachsen
Δ	-	Differenzwert (vorangestellt)
ε	-	Residuum, Maß für den Fehler im Modell
Θ_S	-	Trägheitstensor bezogen auf den Bauteilschwerpunkt
λ_j, λ_k	-	Lagrangemultiplikatoren der KKT-Bedingung
λ_n	-	Lagrangemultiplikatoren der allgemeinen Zwangskräfte
μ	-	Reibwert an der Kontaktfläche Belag-Scheibe
ξ	[s]	Integrationsvariable bei der gleitenden Effektivwertbildung
τ	[s]	Integrationszeitkonstante für den gleitenden Effektivwert
Φ	-	geometrische Zwangsbedingungen
φ_{Rad}	[rad]	Raddrehwinkel
Φ_{VA}, Φ_{HA}	-	Bremskraftverteilung an Vorder-, Hinterachse
ω	[rad/s]	Winkelgeschwindigkeit, Kreisfrequenz
$\boldsymbol{\omega}$	[rad/s]	Drehgeschwindigkeitsvektor

Abkürzungen

ABS	Anti-Blockiersystem
ACC	Autonomous / Adaptive Cruise Control
ASR	Antriebsschlupfregelung
BPV	Brake Pressure Variation = Bremsdruckschwankung
BRUB	Bremsenrubbeln
BTV	Brake Torque Variation = Bremsmomentenschwankung
DTV	Disc Thickness Variation = Dickenschwankung
EPS	Electric Power Steering = Elektromechanische Lenkung
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
FEM	Finite-Element-Methode
GP	gegenphasig
HPS	Hydraulic Power Steering = hydraulisch unterstützte Lenkung
IP	gleichphasig (in Phase)
MKS	Mehrkörpersimulation
NLPQL	Nonlinear-Programming-Quadratic-Lineearch
NVH	Noise-Vibration-Harschness = Geräusche-Vibrationen-Rauigkeit
OEM	Original Equipment Manufacturer = Fahrzeughersteller
OrdHK	Hüllkurve der Schnitte der Ordnungsanalyse
RME	Radmittelebene
SP	Schwerpunkt
SQP	Sequential-Quadratic-Programming
SRO	Sideface Run Out = Planschlag
UNW	Radunwucht

1 Einleitung

1.1 Motivation

Seit der Erfindung des Automobils 1885 durch Carl Benz hat dieses nichts von seiner Faszination verloren. Kontinuierlich nehmen Antriebsleistung, Maximalgeschwindigkeit und Leistungsgewicht zu. Fahrdynamik, Fahrkomfort und Fahrsicherheit werden beständig weiterentwickelt. Dabei rückt durch die gestiegenen jährlichen Fahrleistungen und die höhere Verkehrsdichte der Fahrkomfort verstärkt in den Fokus der Kaufentscheidung des Kunden. Nachteilig auf diesen wirken sich jegliche Art von Schwingungen aus, da sie als Geräusche oder Vibrationen vom Kunden wahrgenommen werden können. Weiterhin entfällt ein Großteil der Gewährleistungskosten auf Reklamationen von mangelnden Komforteigenschaften.

Beim Bremsenrubbeln handelt es sich um bremsinduzierte Schwingungen, die im Kontaktbereich von Bremsbelag und -scheibe erzeugt werden und von den Elementen der Radaufhängung auf Karosserie und Lenkanlage weitergeleitet werden. Für den Fahrer können diese Störungen als Dröhnen, Pedalpulsation, Lenkrad- und Karosserie-schwingungen vernommen werden. Radunwuchten führen durch die außerhalb der Raddrehachse liegende Hauptträgheitsachse des Rades zu Radkraft- und Radmomentenschwankungen und erzeugen somit Achsschwingungen, die wiederum über die Elemente der Radaufhängung auf das Lenkungssystem und die Karosserie übertragen werden. Diese Problemstellungen werden momentan von der Industrie mit zeit- und kostenintensiven empirischen Maßnahmen bearbeitet, da grundlegende Konstruktionsrichtlinien für die Gestaltung von Achssystemen fehlen.

1.2 Zielsetzung

Ziel dieser Untersuchung ist, eine Schwingungsanalyse aufzuzeigen, mit der ganzheitlich sowohl Bremsenrubbeln als auch radunwuchterregte Schwingungen untersucht werden können. Die Anwendung der Methode auf Versuchs- und Simulationsdaten ermöglicht die Validierung eines Mehrkörpersimulationsmodells (MKS-Modell). Mittels einer objektiven Bewertungsmethode für Bremsenrubbeln lässt sich aus gemessenen und simulierten Daten eine Aussage über das subjektive Fahrerurteil treffen. Durch die Verwendung dieser objektiven Urteile ist es möglich, in der MKS-Simulation das Fahrwerk bzgl. Schwingungsempfindlichkeit zu untersuchen und unter Berücksichtigung aller zusätzlichen elastokinematischen Anforderungen gezielt mit numerischen Verfahren zu optimieren. Hiermit kann schon sehr früh im Entwicklungsprozess eine Aussage zur Schwingungsempfindlichkeit des Fahrwerks getroffen werden.

2 Grundlagen und Stand der Technik

2.1 Schwingungssystem Gesamtfahrzeug

Schwingungen, die vom Fahrer und Insassen akustisch und haptisch wahrgenommen werden, teilen sich in selbsterregte und fremderregte Schwingungen auf und gehören in die Gruppe der NVH-Probleme (Noise-Vibration-Harshness). In Bild 2.1 sind die Arten von Schwingungserregungen mit einigen Beispiele strukturiert.

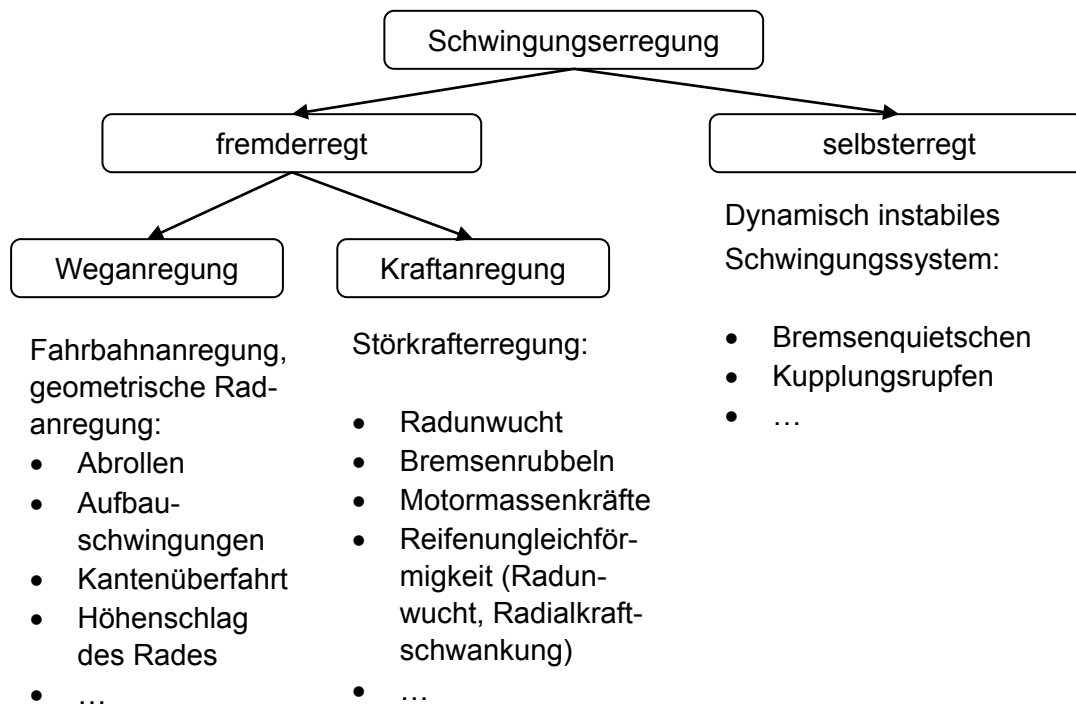


Bild 2.1: Einteilung der Schwingungsentstehungsformen mit Beispielen

Bei fremderregten Schwingungen wird mittels einer oder mehrerer Störgrößen das Schwingungssystem zu Schwingungen angeregt. Selbsterregte Schwingungen entstehen ohne eine Erregung von außen. Durch Instabilitäten im Schwingungssystem wird das System zu Schwingungen angeregt, die stark zunehmen können. Dieses Phänomen wird mathematisch mittels einer „negativen Dämpfung“ im Schwingungssystem beschrieben.

Allen diesen Schwingungsformen ist gemein, dass sie Teil eines Schwingungssystems sind, in dem die Schwingungen von der Erregerquelle über den Übertragungspfad zum Insassen übermittelt werden, der wiederum die Systemantwort des Schwingungssystems in unterschiedlichen Formen wahrnimmt (siehe Bild 2.2). Es ergeben sich grund-

sätzlich zwei Möglichkeiten, Einfluss auf die Systemantwort des Schwingungssystems zu nehmen und diese zu minimieren. Einerseits kann der Output der Erregerquelle reduziert werden, andererseits kann der Übertragungspfad so gestaltet werden, dass eine erregte Schwingung möglichst keine Überhöhung im Übertragungspfad erfährt, sondern bestenfalls deutlich gedämpft und so minimiert wird. An Erregerquelle (z.B. Bremse) und Übertragungspfad (z.B. Achse) werden eine Vielzahl von Anforderungen gestellt, die teilweise bzgl. der Schwingungsreduzierung zu Zielkonflikten führen können. Somit kann nur in einem bestimmten Maße die Störgröße beeinflusst werden. Daher ist es unabdingbar, sich bei der Betrachtung eines NVH-Problems immer beiden Teilen des Systems ganzheitlich zu widmen und diese Teile in ihren gegebenen konstruktiven, funktionalen und konzeptionellen Grenzen zu verbessern.

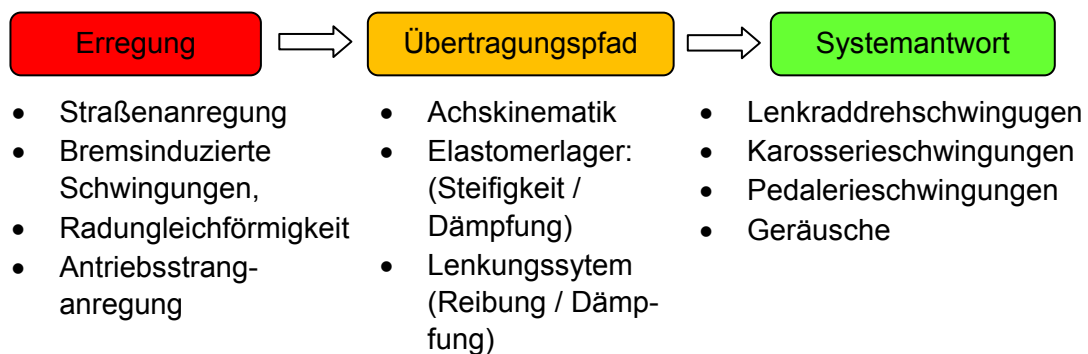


Bild 2.2: Schwingungssystem Gesamtfahrzeug

Der Fokus dieser Untersuchung liegt auf Bremsrubbels- und Radunwuchtschwingungen. Bei beiden Phänomenen handelt es sich um fremderregte Kraftanregungen, die über die Elemente der Radaufhängung auf Karosserie und Lenkung übertragen werden.

2.2 Bremsinduzierte Schwingungen

Bremsinduzierte Schwingungen lassen sich in Frequenzbereich, Erregungstyp und der Wahrnehmungsart einteilen [5].

Tabelle 2-1: Bremsinduzierte Schwingungen

Bezeichnung des Phänomens	Erregungsform	Wahrnehmung	Frequenzbereich
Hochfrequentes Quietschen	selbsterregt	akustisch	3-20kHz
Schaben, Schleifen	selbsterregt	akustisch	1-10kHz
Niederfrequentes Quietschen	selbsterregt	akustisch	1-3kHz
Heulen, Muhen	selbsterregt	akustisch	500-1000Hz
Knarzen	selbsterregt	akustisch	100-500Hz
Rubbeln	fremderregt / Kraftanregung	haptisch akustisch	0–100Hz 100-400Hz

Ein Einfluss der Achskinematik auf das Übertragungsverhalten von bremsinduzierten Schwingungen ist nur vom Bremsenrubbeln bekannt, da die Eigenfrequenzen des Mehrkörpersystems Achse im Bereich der Anregungsfrequenz des Phänomens liegen. Die weiteren hier aufgeführten Phänomene liegen im Frequenzbereich deutlich oberhalb. Hier haben Bauteilsteifigkeiten und -moden der Fahrwerksbauteile Einfluss auf das Übertragungsverhalten. Daher wird im Folgenden nur Bremsenrubbeln betrachtet.

2.2.1 Aufbau einer Scheibenbremsanlage

A) Struktureller Aufbau des Bremssystems

Der Aufbau einer Bremsanlage unterteilt sich bei einem ungeregelten Bremssystem in drei Gruppen (siehe Bild 2.3):

- a) Betätigungseinheit
- b) Übertragungseinheit
- c) Radbremse

Die Pedalkraft des Fahrers wird durch die Hebelwirkung des Bremspedals in die Betätigungskraft umgesetzt. Der Bremskraftverstärker unterstützt diese und der Hauptbremszylinder wandelt sie in hydraulischen Druck um. Die Kolbenkraft F_{NK} entspricht dem auf die Bremskolben wirkenden Druck. Zusätzlich muss noch das Übersetzungsverhältnis von Hauptbremszylinder zum Bremskolben berücksichtigt werden (siehe Bild 2.4) [8, 24].

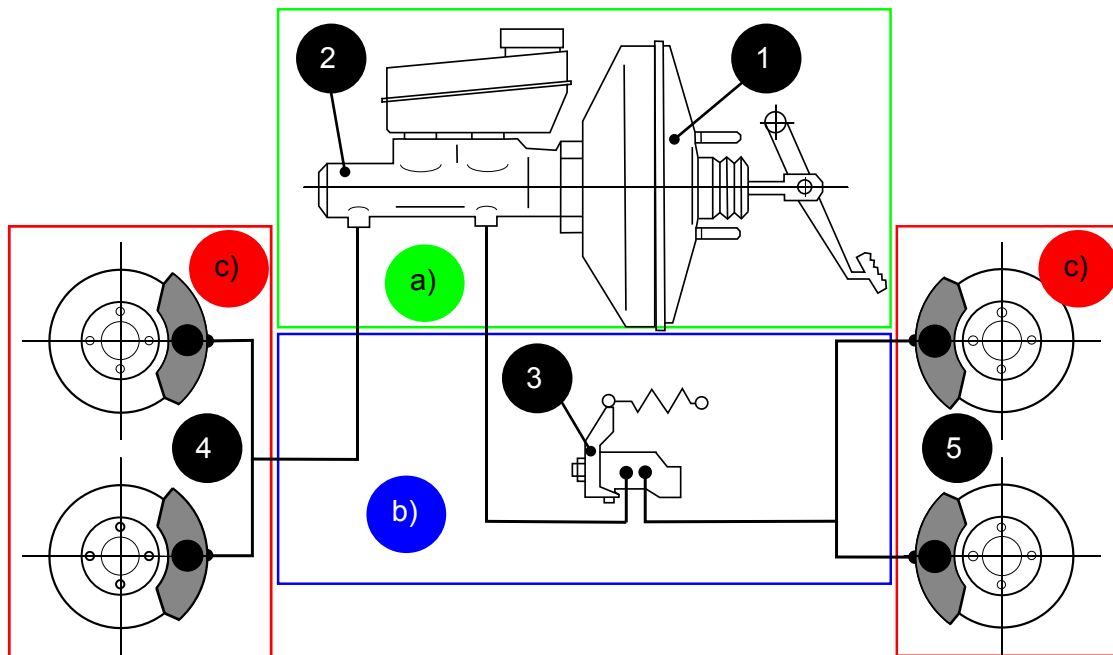


Bild 2.3: Aufbau eines unregulierten Bremssystems [8]:

1) Vakuum-Bremskraftverstärker, 2) Tandem-Hauptbremszylinder mit Ausgleichsbehälter, 3) Bremskraftregler für die Hinterachse, 4) / 5) Radbremsen vorn / hinten

$$F_{NK} = p_B \cdot A_K \cdot z_K = i_{Ped} \cdot i_{Vs} \cdot F_{Ped} \cdot \frac{A_K \cdot z_K}{A_{Hz}} \quad (2.1)$$

Die Reibung zwischen Bremsbelag und Scheibe bewirkt an jeder Reibfläche die Reibkraft F_{Reib} . Eine Scheibenbremse verfügt über zwei Reibflächen.

$$F_{Reib} = \mu_B \cdot F_{NK} \quad (2.2)$$

Der effektive Reibradius beschreibt den Abstand des Angriffspunkts der Reibkräfte zur Drehachse. Damit ergibt sich aus dem Momentengleichgewicht von Brems- und Reibmoment am Rad die Radbremskraft, die im Aufstandspunkt den Reifenabrollradius als Abstand von der Radachse hat:

$$M_B = M_{Reib} \quad (2.3)$$

$$F_B \cdot r_R = z_B \cdot F_{Reib} \cdot r_{eff} \rightarrow F_B = z_B \cdot F_{Reib} \cdot \frac{r_{eff}}{r_R} \quad \text{mit } z_B=2 \quad (2.4)$$

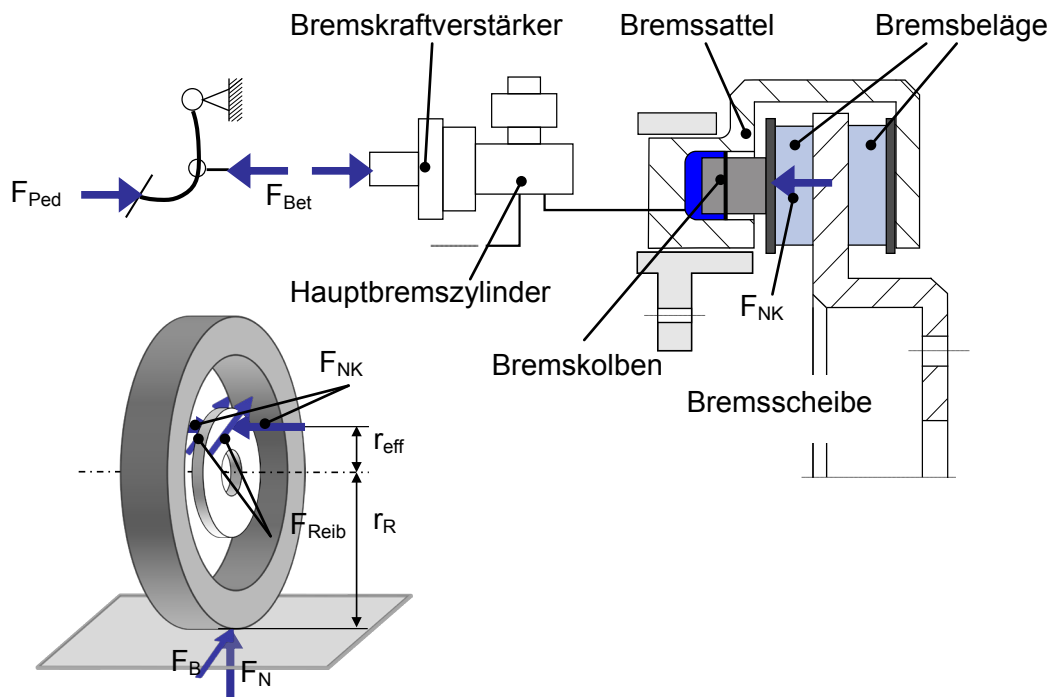


Bild 2.4: Kräfte an einer Faustsattel-Scheibenbremsanlage nach [27]

B) Bremssattel

Bei Scheibenbremsen handelt es sich um Axialbremsen. Diese können hinsichtlich Sattel- und Scheibenbauart eingeteilt werden. Als Satteltypen haben sich der Festsattel und der Schwimmsattel im Laufe der Entwicklung durchgesetzt. Beide Prinzipien haben gemeinsam, dass sie sattelartig über der Bremsscheibe angebracht sind und über Kolben die Bremskraft auf die beidseitig der Bremsscheibe angebrachten Beläge übertragen. Die Beläge liegen beim Bremsvorgang an der planen Scheibe an und bauen an der Kontaktfläche die Reibkraft auf. Beläge und Kolben sind axial verschiebbar und werden in Umfangsrichtung über den Sattel und einen Halter am Radträger festgelegt.

Beim Festsattel (siehe Bild 2.5) ist der Sattel am Radträger fixiert und die axiale Bewegung der Beläge wird über die zu beiden Seiten der Scheibe liegenden Kolben realisiert. Da der Bauraum zwischen Felge und Radträger nur bei größer dimensionierten Rädern für den felgenseitigen Kolben vorhanden ist, wird dieses Konzept vor allem in sportlichen Fahrzeugen mit entsprechenden Radgrößen (>17Zoll) verwendet. Bei geringem Bauraum und aus Kostengründen wird der Schwimmsattel verwendet. Hier wird nur ein Kolben auf der Seite zur Fahrzeugmitte verbaut, wodurch weniger Bauraum in der Felgenschüssel benötigt wird. Über einen Rahmen oder eine Faust überträgt sich dessen Reaktionskraft auf den radseitigen Belag. Der Sattel muss somit über zwei

Führungsbolzen axial beweglich gelagert sein, die über einen Halter das Bremsmoment am Radträger abstützen. Nachteilig ist bei diesem Sattelkonzept,

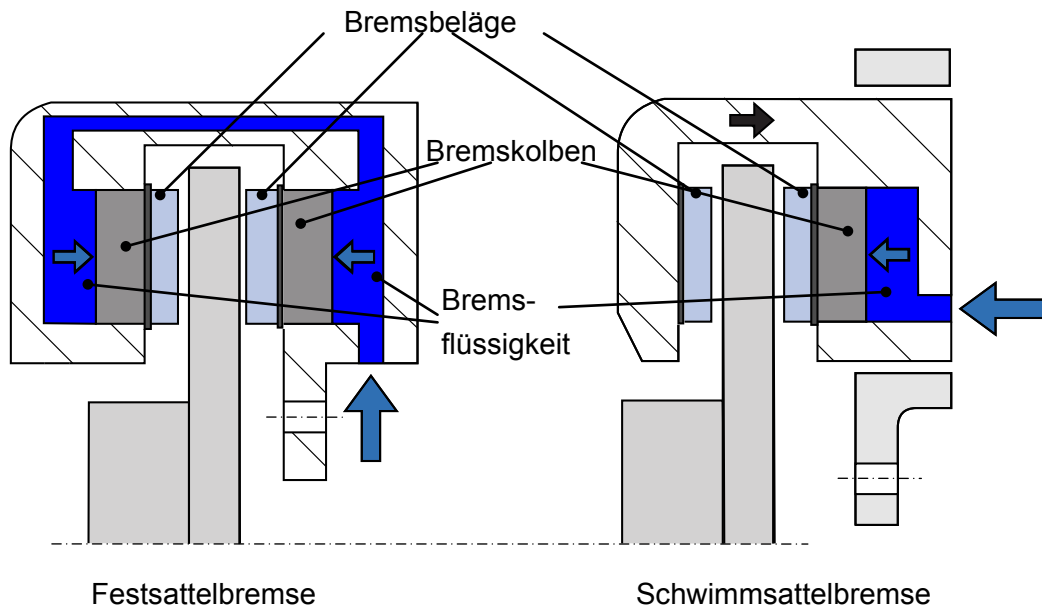


Bild 2.5: Bauarten von Scheibenbremsen nach [61]

dass der Sattel durch das Spiel in den Führungen nicht definiert festgelegt ist. Daher können Probleme beim Lüften des felgenseitigen Belags auftreten. Der Wärmeeintrag in die Bremsflüssigkeit ist geringer als beim Festsattel, da die Wärmebrücke zur Bremsflüssigkeit nur über einen Kolben besteht und die Bremsflüssigkeit nur auf einer Seite am Bremssattel angebunden ist.

C) Bremsscheibe

Bei Bremsscheiben (siehe Bild 2.6) wird zwischen voll- und innenbelüfteten Scheiben unterschieden. Ca. 90% der Wärme, die bei der Umwandlung von kinetischer Energie in Wärme entsteht, werden von der Scheibe aufgenommen und im Anschluss an den Bremsvorgang kontinuierlich an die Umgebungsluft abgegeben. An den Bremsscheiben können Temperaturen von bis zu 720°C auftreten. Um die schnelle Wärmeabfuhr zu verbessern, werden besonders bei schwereren Fahrzeugen (Ober- und Luxusklasse) innenbelüftete Scheiben eingesetzt. Als Scheibenwerkstoff wird großteils perlitischer Grauguss und derzeit noch in geringen Stückzahlen C/SiC (Keramik) verwendet. Keramikbremsscheiben haben gegenüber Grauguss-scheiben Vorteile bezüglich Gewicht, Standzeit, Temperaturbeständigkeit und Korrosionsbeständigkeit. In den Herstellungskosten liegen diese allerdings derzeit noch um ein Vielfaches über denen von Grauguss-Bremsscheiben [21].



Bild 2.6: Massive, Innenbelüftete- [8], C/SiC Bremsscheibe

D) Scheibenbremsbelag

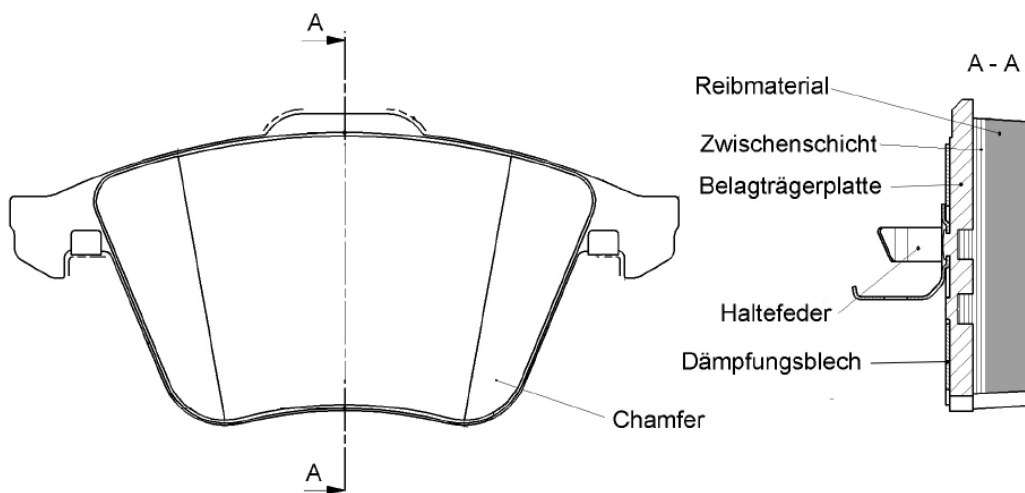


Bild 2.7: Aufbau eines Scheibenbremsbelag

Die Bremsbeläge bestehen aus einer stählernen Belagträgerplatte und dem eigentlichen Reibmaterial (siehe Bild 2.7). Als Verbindungsglied ist zwischen Trägerplatte und Reibmaterial eine Zwischenschicht eingefügt, der sog. Underlayer. Für die Verbindung der Zwischenschicht können im Belagträger (Senk-)Bohrungen angebracht werden, die mit dem Material der Zwischenschicht aufgefüllt die Scherfestigkeit erhöhen. Zwischen Kolben und Belagträgerplatte befindet sich meist noch ein Dämpfungsblech (Shim), das zur Geräuschkürzung eingesetzt wird. Schrägen (Chamfer) und Nuten in der Belagmasse dienen ebenfalls zur Reduzierung der Geräuschproblematik. Für die Produktion des Reibbelages werden grundsätzlich sechs Materialgruppen verwendet [81]:

1. Metalle in Faser- oder Pulverform: Stahl, Kupfer, Messing, Bronze
2. Füllstoffe: Koks, Baryt, Eisenoxid, Vermiculite
3. Abrasive Füllstoffe: Chromoxid, Aluminiumoxid, Siliziumcarbid
4. Faser: Aramid-, Glas-, Kohle- oder Mineralfaser
5. Schmierstoffe: Molybdänsulfid, Graphit, Zinksulfid
6. Organische Bestandteile (Bindemittel): Kunstharz oder Kautschuk

Je nach Anforderung an den Bremsbelag wird eine unterschiedlich proportionierte Mischung dieser Komponenten bei der Herstellung unter hohen Temperaturen auf den Belagträger gepresst.

E) Bremsregelsysteme

Heutige Fahrzeuge verfügen zur Unterstützung der aktiven Sicherheit und des Komforts über zahlreiche elektronische Regelsysteme (ABS, ASR, ESP, ACC, ...). Diese Systeme sind Teil der Betätigungseinheit der Bremsanlage oder beeinflussen diese. Da sie allerdings keinen wesentlichen Einfluss auf das Schwingungsverhalten haben, bleiben sie an dieser Stelle unbetrachtet.

2.2.2 Physikalische Betrachtung des Bremsvorgangs

Bei der Abbremsung eines Fahrzeuges wird kinetische Energie in Wärmeenergie umgewandelt. Während der Bremszeit t_B wird das Fahrzeug von der Anfangsgeschwindigkeit v_A auf die Endgeschwindigkeit v_E verzögert. Somit ergibt sich aus dem Energieerhaltungssatz [8]:

$$\Delta E_{kin} = \frac{1}{2} \cdot m_{Fzg} \cdot (v_A^2 - v_E^2) \quad (2.5)$$

Die mittlere Verzögerung Z (Abbremsung) des Fahrzeuges ergibt sich zu:

$$Z = \frac{v_A - v_E}{t_B} \quad (2.6)$$

Diese Größe wird in der Einheit $[m/s^2]$ oder in ihrem prozentualen Anteil zur Erdbeschleunigung g angegeben.

Daraus leitet sich die Bremskraft für die Abbremsung des Gesamtfahrzeuges ab:

$$F_{B_Fzg} = Z \cdot m_{Fzg} \quad (2.7)$$

Die Achslasten eines waagrecht stehenden Fahrzeuges mit dem Radstand l ergeben sich im Verhältnis der Abstände von Vorder- l_v und Hinterachse l_h zum Schwerpunkt (SP) des Fahrzeuges.

$$F_{G,v} = \frac{l-l_v}{l} \cdot F_G; F_{G,h} = \frac{l-l_h}{l} \cdot F_G, \text{ mit } F_G = m_{Fzg} \cdot g \quad (2.8)$$

Beim Bremsvorgang tritt durch den oberhalb der Fahrbahn liegenden Schwerpunkt eine dynamische Achslastverlagerung ein. Bei Vernachlässigung von geschwindigkeitsabhängigen Kräften (Luftwiderstand, Aerodynamik) gilt, dass die Vorderachse um den gleichen Betrag zusätzlich belastet wird, um den die Hinterachse entlastet wird (siehe Bild 2.8).

$$F_{G,v,B} = F_{G,v} + m_{Fzg} \cdot Z \cdot \frac{h_{SP}}{l}; F_{G,h,B} = F_{G,h} - m_{Fzg} \cdot Z \cdot \frac{h_{SP}}{l} \quad (2.9)$$

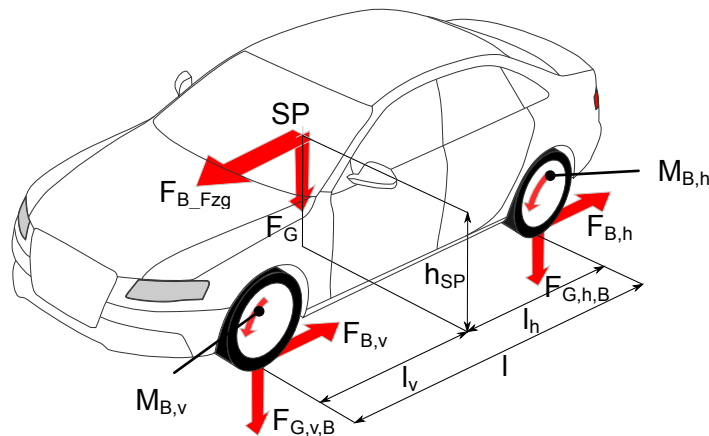


Bild 2.8: Bremskräfte und -momente am gebremsten Fahrzeug

Entscheidend für die Berechnung und Auslegung der Bremskräfte an Vorder- und Hinterachse ist, dass das Fahrzeug „bremsstabil“ abgebremst wird. D.h., „dass ein Fahrzeug in Folge seiner Auslegung „ungewollte“ Fahrzeugbewegungen automatisch begrenzt und zwar sowohl bei (Fehl-)Handlungen des Fahrers als auch unter Einwirkung von Störungen jeglicher Art“ [62]. Ein instabiler Zustand zeigt sich im Ausbrechen des Fahrzeughecks, da das Fahrzeug in einem vom Fahrer nicht mehr kontrollierbaren Zustand gerät. Um dies zu vermeiden, muss ein Überbremsen der Hinterachse verhindert werden, da sonst die Hinterachse keine Seitenführungskräfte mehr aufbauen kann.

Somit ergibt sich mit der Bremskraftverteilung Φ die Radbremskraft an Vorder- und Hinterachse:

$$F_{B,v/h} = \Phi_{VA/HA} \cdot F_{B_Fzg} = \Phi_{VA/HA} \cdot Z \cdot m_{Fzg} \quad (2.10)$$

Diese Bremskraftverteilung wird in aktuellen Fahrzeugen meist über einen elektronischen Bremskraftverteiler in Abhängigkeit der Abbremsung annähernd an eine ideale Bremskraftverteilung geregelt [8]. Die im Folgenden untersuchten Bremsungen bewegen sich im Bereich einer annähernd konstanten Bremskraftverteilung von Vorder- und Hinterachse.

2.2.3 Definition und Entstehung von Bremsenrubbeln

Unter Bremsenrubbeln versteht man eine Bremsmomentenschwankung (engl. brake torque variation, BTV), die u.a. hervorgerufen wird von Normalkraftschwankungen zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe und infolge dessen zu Bremsdruckschwankungen (engl. brake pressure variation, BPV) führt. Diese Bremsmomentenschwankungen (siehe Bild 2.9) führen in Form von niederfrequenten ($< \text{ca. } 100\text{Hz}$) Bremskraftschwankungen an den Radaufstandspunkten zu Beschleunigungen der Achssysteme und somit zu Lenkraddreh- und Karosserieschwingungen, die als Vibrationen wahrnehmbar sind. Die Bremspedalschwingungen sind die Folge der BPV. Höherfrequente ($> \text{ca. } 50\text{Hz}$) Schwingungsanteile erzeugen Dröhngeräusche im Fahrzeuginnenraum.

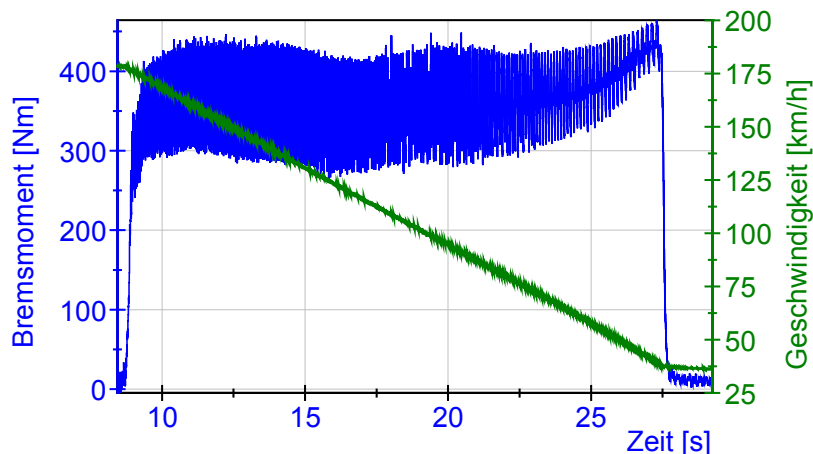


Bild 2.9: Bremsmomentverlauf am linken vorderen Rad bei einer Bremsung mit 2m/s^2 Verzögerung

Die Normalkraftschwankungen resultieren aus geometrischen Unebenheiten der Bremsscheibe, die beim Gleiten der Bremsscheibe zwischen den Bremsbelägen entstehen, und sind daher im Gegensatz z.B. zum Bremsenquietschen fremderregt. In zahlreichen Arbeiten werden die Ursachen der Normalkraftschwankungen experimentell und theoretisch beschrieben [1, 3, 4, 5, 7, 14, 17, 26, 31, 32, 39, 42, 59, 64, 65, 70, 74].

Zusätzlich zu den geometrisch bedingten Normalkraftschwankungen treten Schwankungen des effektiven Reibradius (r_{eff}) und des Reibwerts auf und diese überlagern

sich gegenseitig. Beim Reibwert handelt es sich nicht um eine unabhängige Konstante, sondern dieser ist abhängig von Gleitgeschwindigkeit, Normalkraft zwischen Belag und Scheibe, Temperatur in der Gleitzone und der Historie (bisher erfolgte Bremsungen), die der Bremsbelag erfahren hat [27].

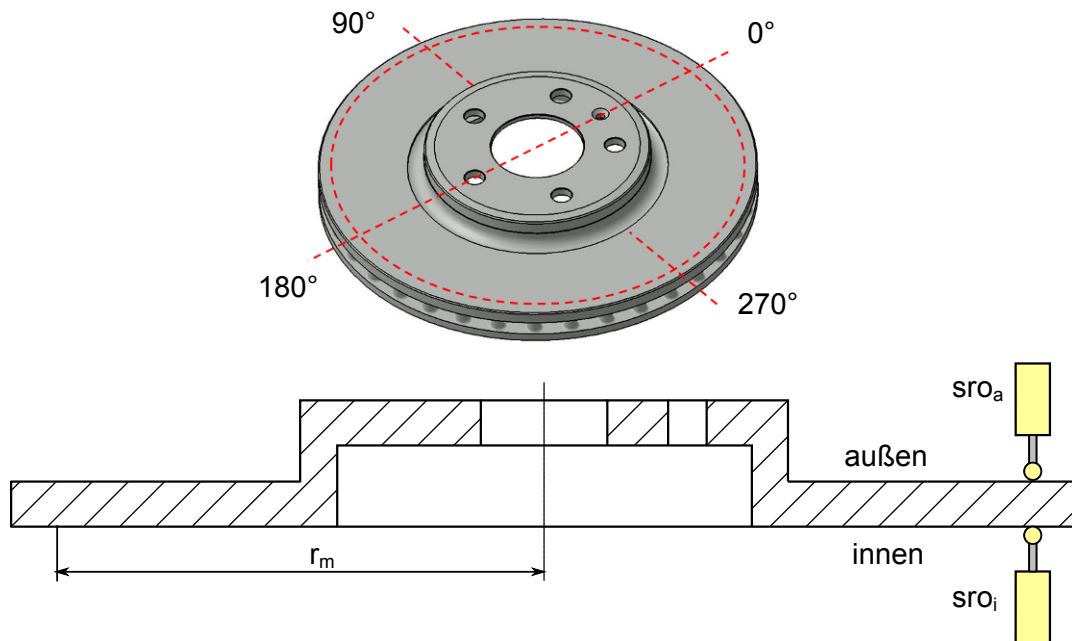


Bild 2.10: SRO und DTV Messung

Die geometrischen Unebenheiten einer Bremsscheibe werden mittels des Scheibenschlags (engl. side face run-out, SRO) und der Dickenschwankung (engl. disc thickness variation, DTV) beschrieben. Dazu wird eine Bremsscheibe auf einer Formmessmaschine drehbar gelagert aufgespannt und mit Hilfe von Messtastern auf der Außen- und Innenseite der Bremsscheibe entlang eines definierten Messradius (r_m) über dem Drehwinkel abgetastet (siehe Bild 2.10). Die Dickenschwankung ergibt sich aus der Differenz der Planschlagverläufe:

$$DTV(\alpha) = sro_i - sro_a \quad (2.11)$$

Ein exemplarisches Messprotokoll zeigt Bild 2.11. Der DTV-Verlauf wird hierbei um einen Offset parallel zur Abszisse verschoben und dadurch so normiert dargestellt, dass der Minimalwert der Kurve die Abszisse schneidet. Mittels einer Ordnungsanalyse der DTV kann bestimmt werden, aus welchen harmonischen Schwingungsteilen sich die DTV zusammensetzt und somit kann abgeschätzt werden, welche harmonischen Schwingungen die Bremsmomentenschwankung bei Verwendung dieser Bremsscheibe beinhalten wird. Diese Messung zeigt eine ausgeprägte 1. Ordnung, wodurch auch

die Bremsmomentenschwankung ihren Hauptschwungsanteil in der 1. Ordnung der Raddrehfrequenz beinhalten wird.

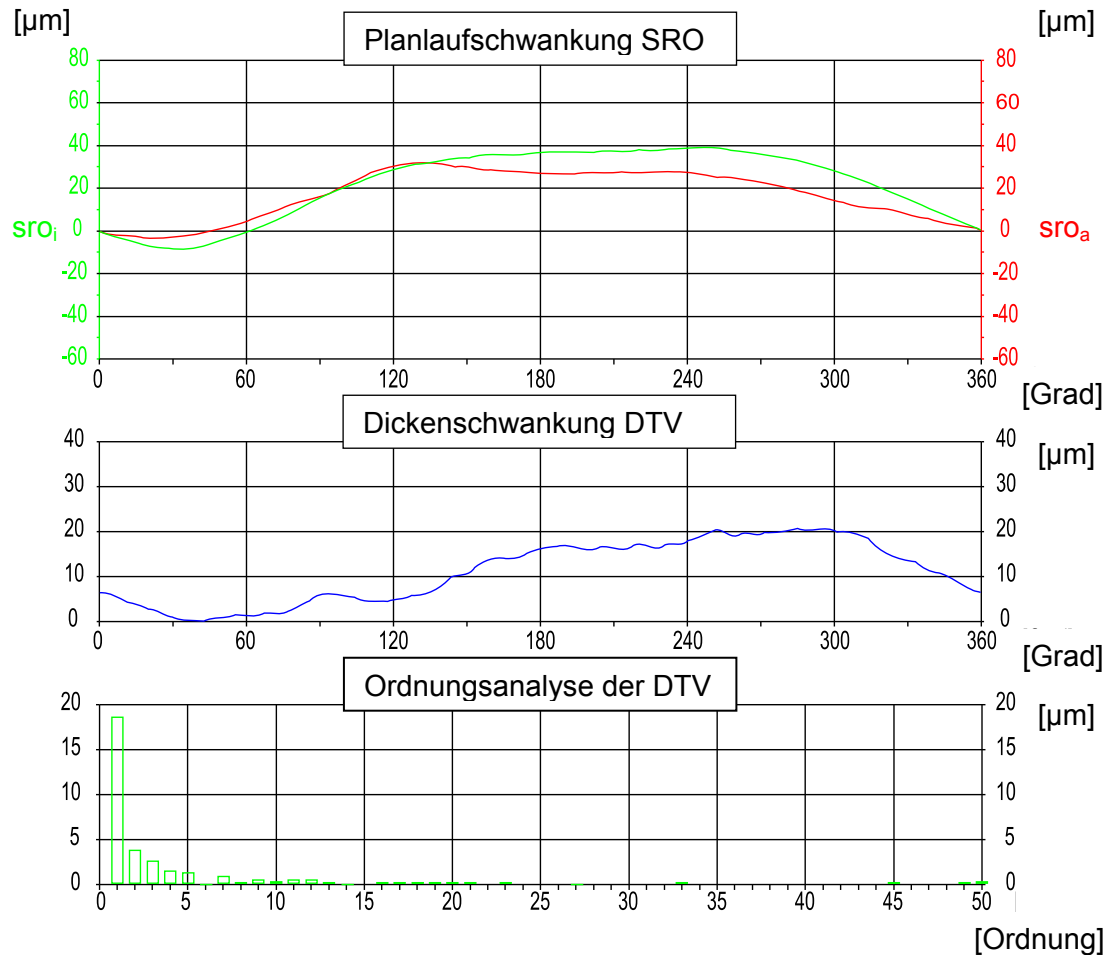


Bild 2.11: Messung von SRO und DTV an einer Bremsscheibe

Um die Auswirkungen von SRO und DTV auf die Erzeugung von Bremsmomentenschwankungen theoretisch zu betrachten, dient folgendes vereinfachtes mechanisches Ersatzmodell (siehe Bild 2.12). Das Bremsmoment setzt sich aus einem statischen und einem dazu überlagerten dynamischen Anteil zusammen. Das statische Bremsmoment wird vom Fahrerfuß (evtl. überlagert von Regelsystemen – z.B. ACC) eingestellt und bewirkt die Verzögerung des Fahrzeugs (siehe Gl. (2.1)-(2.4)). Der dynamische Anteil generiert sich aus der Änderung der Normalkräfte, die durch die geometrischen Scheibenfehler hervorgerufen werden. Für diese Modellvorstellung wird von konstantem Reibwert und effektivem Reibradius ausgegangen. Zudem werden Belagdämpfung, Massenträgheiten und Reibung im System vernachlässigt und somit das System rein statisch betrachtet. Die Belag- und Sattelsteifigkeiten werden in eine Ersatzsteifigkeit

überführt. Die dynamische Modellierung der Kontaktbedingungen wird bei Herkenrath [26] und Schmalfuß [70] gezeigt.

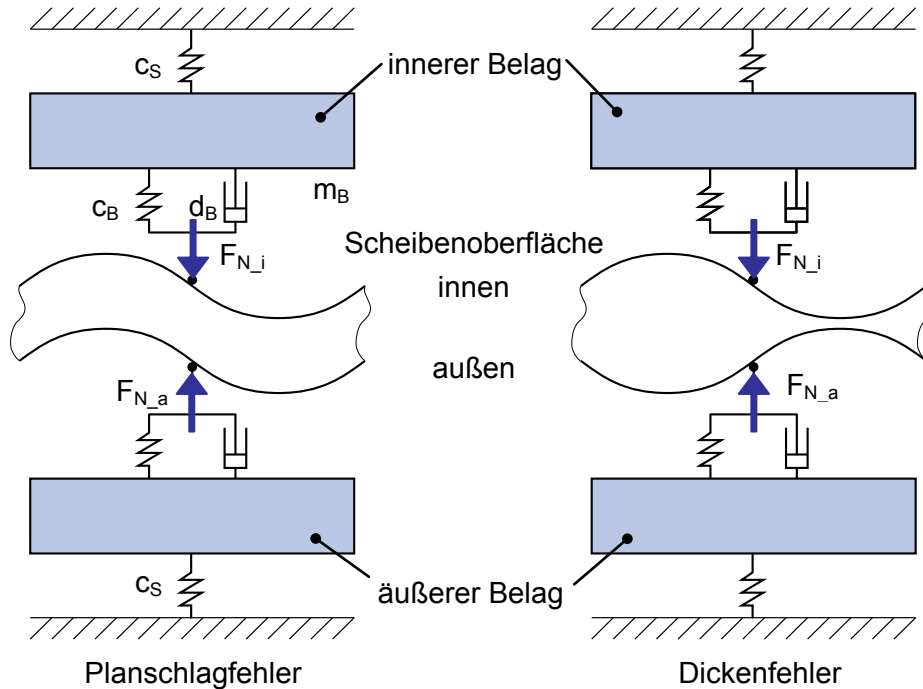


Bild 2.12: Ersatzmodell für den Einfluss von SRO und DTW

$$M_B = M_{B_stat} + \mu \cdot r_{eff} \cdot (F_{N_i}(\alpha) - F_{N_a}(\alpha)) \quad (2.12)$$

Weist die Bremsscheibe einen idealen sinusförmigen Planschlagfehler (es gilt: $sro_{a_A} = sro_{i_A} = sro_A$) mit einer Periode über den Raddrehwinkel α auf, so heben sich idealerweise die Normalkraftschwankungen innen und außen auf. Diese These wird bei Grochowicz [17] mit experimentellen Versuchen bestätigt.

$$F_{N_i} = c_{Belag+Sattel} \cdot (sro_{i_A} \cdot \cos(\alpha)), \quad F_{N_a} = c_{Belag+Sattel} \cdot (sro_{a_A} \cdot \cos(\alpha)) \quad (2.13)$$

$$M_B = M_{B_stat} + \mu \cdot r_{eff} \cdot c_{Belag+Sattel} (sro_A \cos(\alpha) - sro_A(\cos(\alpha))) = M_{B_stat} \quad (2.14)$$

Weist die Bremsscheibe dagegen einen idealen harmonischen Dickenfehler (es gilt: $sro_{a_A} = sro_{i_A} = sro_A$) mit einer Periode über den Umfang auf, so ergibt sich eine Momentenschwankung in der 1. Ordnung des Raddrehwinkels.

$$F_{N_i} = c_{Belag+Sattel} \cdot (sro_{i_A} \cdot \cos(\alpha)), \quad F_{N_a} = c_{Belag+Sattel} \cdot (sro_{a_A} \cdot \cos(\alpha + \pi)) \quad (2.15)$$

$$M_B = M_{B_stat} + \mu \cdot r_{eff} \cdot c_{Belag+Sattel} (sro_A \cos(\alpha) - sro_A(-\cos(\alpha))) \quad (2.16)$$

$$M_B = M_{B_stat} + 2\mu \cdot r_{eff} \cdot c_{Belag+Sattel} \cdot sro_A \cdot \cos(\alpha)$$

Die Abstützung der Normalkräfte erfolgt über das hydraulische System bis hin zum Fahrerfuß und somit treten parallel dazu Bremspedalschwingungen als Folge von Bremsdruckschwankungen auf.

Die geometrischen Scheibenunebenheiten entstehen durch unterschiedliche Phänomene und daher wird Bremsenrubbeln in die Bereiche Kalt- und Heißrubbeln unterschieden, wobei die Übergänge durchaus fließend sein können.

- Kaltrubbeln

Thermomechanisch unabhängige Scheibendefekte und daraus resultierende Bremsmomentenschwankungen werden unter dem Begriff Kaltrubbeln (engl. cold judder) zusammengefasst. Dieses Phänomen wird daher auch nur bei Abbremsungen untersucht, bei denen die Bremsscheibentemperatur max. 200 bis 250°C aufweist.

Der Planschlagfehler einer Bremsscheibe setzt sich im eingebauten Zustand nicht nur aus dem fertigungsbedingten Planschlagfehler der Scheibe aufgrund von Fertigungstoleranzen, sondern auch aus Ungleichmäßigkeiten an den Schnittstellen zu weiteren Bauteilen zusammen. Durch die Kombination der einzelnen Einflussparameter (siehe Bild 2.13) können hier Zusammenbauplanschläge von über 120µm auftreten. Diese Desachsigung von Raddreh- und Bremsscheibenachse führen bei der Raddrehung zu Tumbelbewegungen der Bremsscheibenoberflächen in Querrichtung. Mittels „Matchen“ (Verdrehen der Bremsscheibe und des Rades gegenüber der Radnabenanschraubfläche) wird eine Phasenverschiebung der drei Bauteilplanschläge erreicht, wodurch diese sich bedingt gegenseitig auslöschen können und der Zusammenbau-SRO deutlich reduziert werden kann. Dieses Verfahren ist jedoch sehr zeitaufwändig und damit kostenintensiv.

Das Lüftspiel beschreibt den Abstand zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe im ungebremsten Fahrzustand (engl. off brake). Idealerweise lüftet eine Bremse am Außen- und Innenbelag symmetrisch. Die konstruktive Auslegung des Lüftspiels stellt einen Zielkonflikt dar. Einerseits soll das Lüftspiel so dimensioniert sein, dass im ungebremsten Zustand keine Restschleifmomente entstehen und somit keine höheren Energieverbrauchswerte resultieren [22], andererseits soll der Weg der Beläge bis zum Anliegen an die Bremsscheibe bei Beginn der Bremsung möglichst gering sein, um ein schnelles Ansprechverhalten der Bremse zu ermöglichen und kein Leerweg am Bremspedal entsteht. Zuviel Leerweg am Bremspedal wirkt sich ungünstig auf das Bremspedalgefühl aus, da so kein sportlicher Anspruch verwirklicht werden kann. Die Einstellung des Lüftspiels stellt immer einen Kompromiss dar. Auch lüftet die Bremse im ungebremsten Betrieb nicht komplett. Zusätzlich ist das Lüftspiel in der Realität oft nicht symmetrisch.

Dies führt dazu, dass die Bremsscheibe bei langen ungebremsten Fahrabschnitten

(z.B. Autobahnfahrt) periodisch einseitig am Bremsbelag reibt (siehe Bild 2.13). Dadurch reduziert sich einerseits der Scheibenschlag, andererseits ergibt sich ein einseitiger Verschleiß der Bremsscheibe der in einer Dickenschwankung der Bremsscheibe mündet. Dieser Effekt wird mit Kaltauswaschung bezeichnet. Durch die Kombination aus fertigungsbedingter DTV (OEM Toleranz $\leq 7\mu\text{m}$) und der im Fahrbetrieb generierten DTV können Dickenschwankungen $\geq 20\mu\text{m}$ entstehen (Phase-„Generierung“).

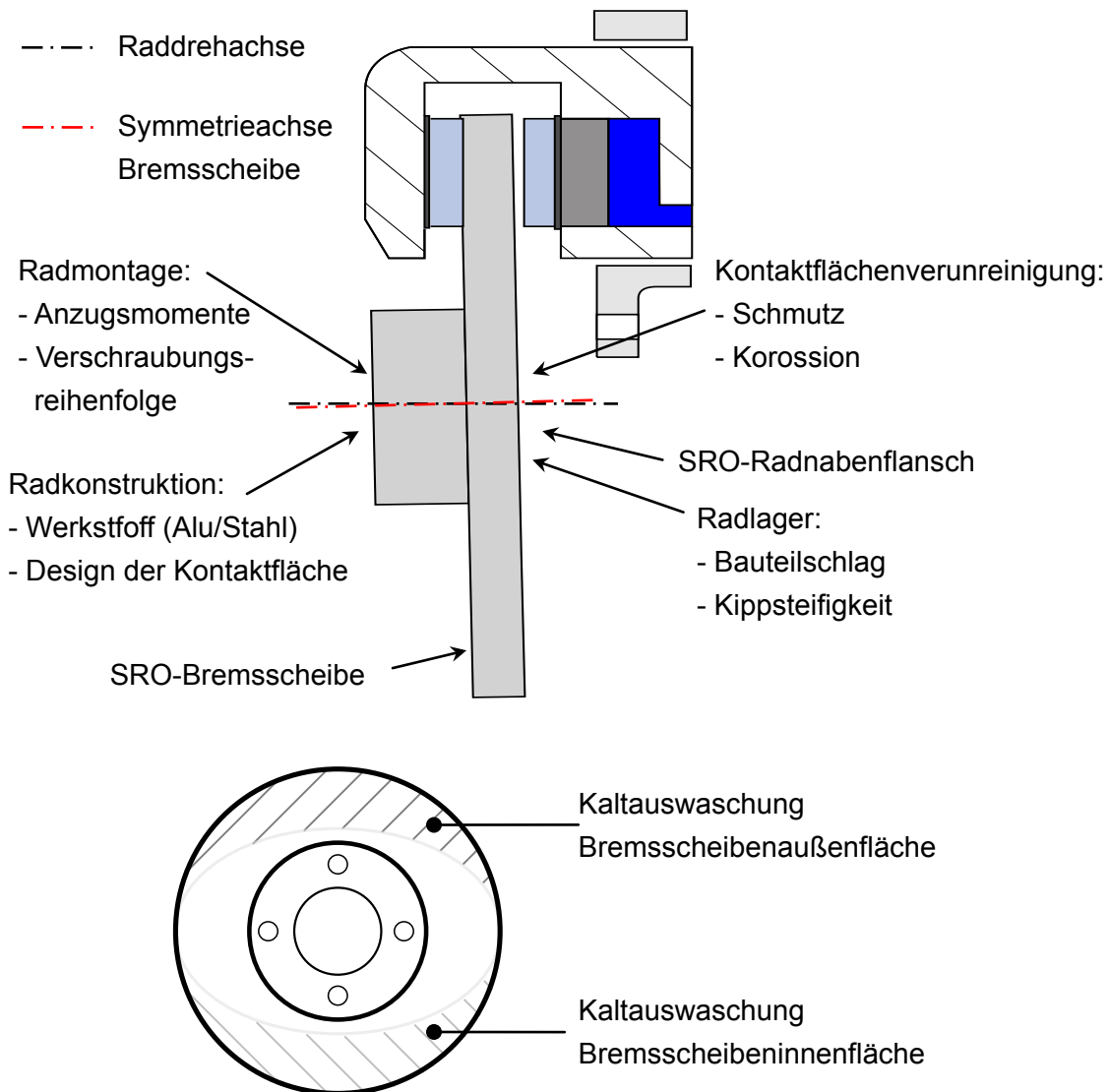


Bild 2.13: Einflüsse auf den Gesamt-Planschlagfehler nach [5] und Bereiche der Kaltauswaschung nach [13]

Beim gebremsten Betrieb (engl. on brake) kann sich durch die Abrasivität der Bremsbeläge auf den Bremsscheiben die DTV abbauen (Phase-„Putzen“). Die Phasen „Generierung“ und „Putzen“ verlaufen im ständigen Wechsel. Abhängig vom Fahrverhalten

des Fahrers und der Abrasivität der Beläge kann die DTV zusätzlich auf- oder auch gänzlich abgebaut werden [17].

Diese DTV-Generierung bedingt, dass die BTV im Bereich der 1. und 2. Ordnung der Raddrehfrequenz liegen.

- Heißrubbeln

Die während einer Bremsung in Wärme umgewandelte kinetische Energie wird Großteils (> 95%) von der Bremsscheibe aufgenommen [17]. Der inhomogene Wärmeeintrag in die Bremsscheibe führt zu Temperaturgradienten in radialer und axialer Brems-scheibenrichtung. Diese bedingen reversible thermomechanische Spannungen, die zur Verformung der Bremsscheibe führen. Dies tritt vor allem bei höheren Bremsscheiben-temperaturen jenseits von ca. 200°C ein [17, 39, 59, 64, 77, 78].

Zwei Haupteffekte können dabei beobachtet werden. Durch den Temperaturgradienten in radialer Richtung (Temperatur Reibfläche >> Temperatur Bremsscheibentopf) in Folge des deutlich schnelleren Wärmeeintrags der Reibungsenergie in den Reibring als in den Scheibentopf verformt sich die Bremsscheibe (Schirmung). Ein inhomogenes Tragbild der Bremsbeläge auf dem Reibring ist die Folge, wodurch die inhomogene Temperaturverteilung in der Bremsscheibe noch verstärkt wird. Abhängig von der konstruktiven Ausführung der Bremsscheibengeometrie kann dieser Effekt schon bei relativ geringen Temperaturen (ab 150°C) eintreten bzw. kann dieser Effekt auch über einen weiten Temperaturbereich kompensiert werden [29, 70].

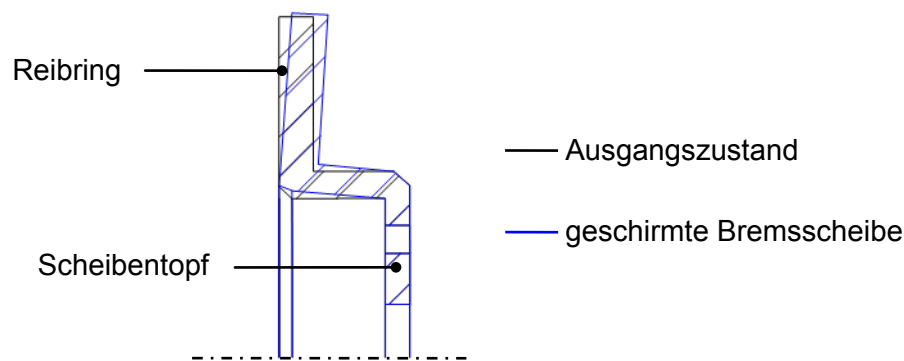


Bild 2.14: Schirmung an einer Bremsscheibe

Des Weiteren entstehen bei Bremsungen aus höheren Geschwindigkeiten und damit einhergehenden höheren Bremsscheibentemperaturen Hotspots (dt. Hitzeflecken). Zu deren Generierung (siehe Bild 2.15) werden in der Literatur unterschiedliche Ansätze diskutiert. Eine Übersicht dieser Modellvorstellungen ist bei Sardá [64] zu finden. Es wird gezeigt, dass Hotspots auf Grund einer geometrischen Verformung (Wellung der

Bremsscheibenoberfläche) unter thermischer Last auf der Bremsscheibe entstehen. Diese Wellung wird simultan generiert und durch die höhere Reibleistungsabgabe beim Gleiten der Bremsbeläge auf den Wellenbergen als in den -tälern tritt ein Selbstverstärkungseffekt auf, wodurch die geometrische Verformung durch den inhomogenen Temperatureintrag noch deutlich verstärkt wird. Es können dabei Temperaturunterschiede zwischen den Hotspots und benachbarten Flächen von bis zu 300°C auftreten.

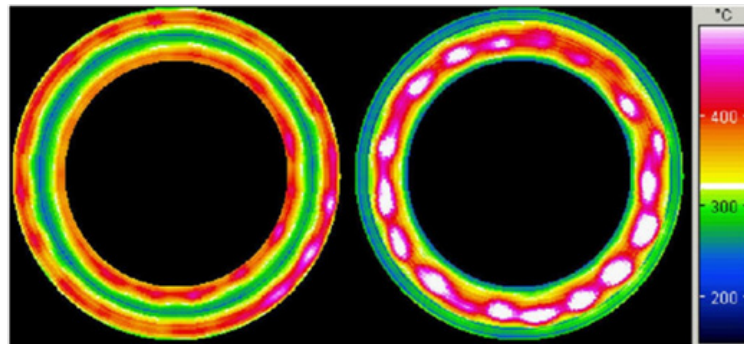


Bild 2.15: Hotspotbildung an einer Bremsscheibe [64]

Die Wellung der Bremsscheibe bei Hotspotbildung tritt in Abhängigkeit der Bremscheibengeometrie im Bereich der 8. bis 20. Ordnung der Raddrehfrequenz auf [74]. Somit führen diese BTV zu höherfrequenten haptisch und vor allem akustisch wahrnehmbaren Schwingungen.

Dadurch dass sich diese Bremsmomentenschwankung als deutlich schwerer reproduzierbar im Versuch erweist, beschränkt sich diese Arbeit auf die Untersuchung der Auswirkungen von Bremsmomentenschwankungen auf Basis von Kaltrubbeln. Auch liegen hier die anregenden Frequenzen im Bereich der Achseigenfrequenzen.

2.3 Rad-Reifen induzierte Schwingungen

Der Rad-Reifen-Komplex stellt in der Realität kein ideal gleichförmiges und homogenes System dar, sondern führt durch Inhomogenität zu einer Weg- und Kraftanregung des Fahrzeugs (siehe Bild 2.16). Da sich die Radunwuchtanregung leicht reproduzierbar erzeugen lässt, wird für die Beurteilung der Schwingungsempfindlichkeit von Achsen neben der Bremsmomentenschwankung nur diese in der vorliegenden Arbeit untersucht.

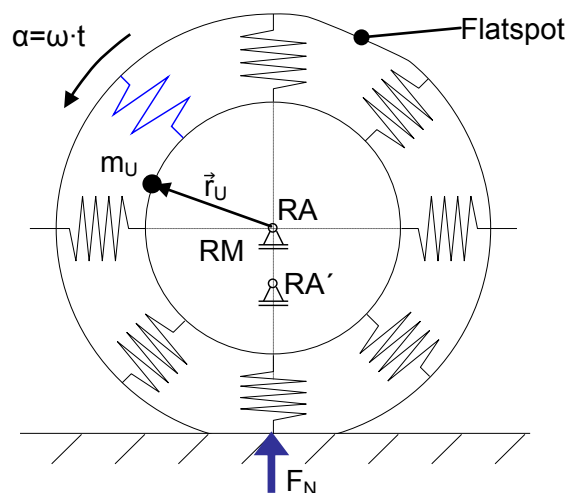


Bild 2.16: Ungleichförmigkeiten des Rad-Reifen-Komplexes [36]

2.3.1 Radialkraftschwankung

Durch Fertigungstoleranzen innerhalb des Reifenaufbaus treten Steifigkeitsunterschiede über den Reifenumfang (radial) auf, wodurch beim Abrollen harmonische Anregungen vor allem in Fahrzeughochrichtung entstehen (siehe unterschiedliche radiale Federsteifigkeiten in Bild 2.16). Diese treten in der 1. und in höheren Ordnungen der Raddrehfrequenz auf [50]. Weitere Steifigkeitsschwankungen in lateraler und tangentialer Richtung sind ebenfalls gegeben, die sich allerdings vor allem in fahrdynamischer Hinsicht (z.B. Schiefziehen des Fahrzeugs) auswirken.

2.3.2 Höhengschlag

Liegen der geometrische Radmittelpunkt RM und der Durchstoßpunkt der Raddrehachse (ideal RA) nicht kongruent (RA'), so wird dies mit Höhengschlag bezeichnet. Dieser führt zu harmonischen Anregungen in Fahrzeughochrichtung in der 1. und 2. Radordnung [50]. Der Höhengschlag generiert sich aus Fertigungstoleranzen in radialer

Richtung von Reifen und Felge, und durch Toleranzen beim Montageprozess des Rades auf der Radnabe.

2.3.3 Flatspot

Beim Abstellen eines erwärmten Reifens unter Radlast (F_N) kann sich aufgrund des Temperaturunterschiedes zwischen Fahrbahn und Reifen eine Standplatte (engl. Flatspot) ausbilden. Beim erneuten Bewegen des Fahrzeugs nach einer gewissen Standzeit, bilden sich harmonische Anregungen in Fahrzeuginnen- und -außenrichtung in der ersten Radordnung. Durch den Fahrbetrieb und die Wiedererwärmung des Reifens nimmt die Anregung nach einigen Kilometern Fahrt wieder ab. Beim Flatspot handelt es sich also um ein zeitlich abnehmendes Phänomen der Reifenunförmigkeit [41].

2.3.4 Radunwucht

Jedes an einem Kraftfahrzeug montierte Rad ist in gewisser Weise unwuchtbehaftet. So zeichnen sich Fertigungstoleranzen, Material-Inhomogenität, über den Umfang ungleich verteilte Bauteile (z.B. Ventilsitz) oder auch Verschleiß dafür verantwortlich.

Wird von einem ideal ausgewuchteten Rad mit der Masse m_R ausgegangen, an dem eine Unwuchtmasse m_U mit dem Abstand \vec{r}_U von der Rotationsachse RA angebracht ist, dann besitzt dieses Rad eine Unwucht \vec{U} der Einheit [kg·m] [71].

$$\vec{U} = m_U \cdot \vec{r}_U \quad (2.17)$$

Bei der Unwucht handelt es sich somit um einen Vektor, der durch seine Größe ausgehend von seinem Betrag und durch seine Richtung charakterisiert wird [11]. Durch die Unwucht wird an einem sich mit der Winkelgeschwindigkeit ω in einer Ebene drehenden Rad folglich die Unwuchtkraft $F_{Unwucht}$ in radialer Richtung erzeugt.

$$F_{Unwucht} = \vec{U} \cdot \omega^2 = m_U \cdot \vec{r}_U \cdot \omega^2 \quad \text{mit} \quad \vec{r}_U = r_U \cdot \begin{pmatrix} \cos(\omega \cdot t) \\ \sin(\omega \cdot t) \end{pmatrix} \quad (2.18)$$

Die Unwuchtgewichte können an unterschiedlichsten Positionen im Bezug zur Rad-drehachse angebracht sein. Es werden drei Arten von Radunwuchtanregung unterschieden (siehe Bild 2.17).

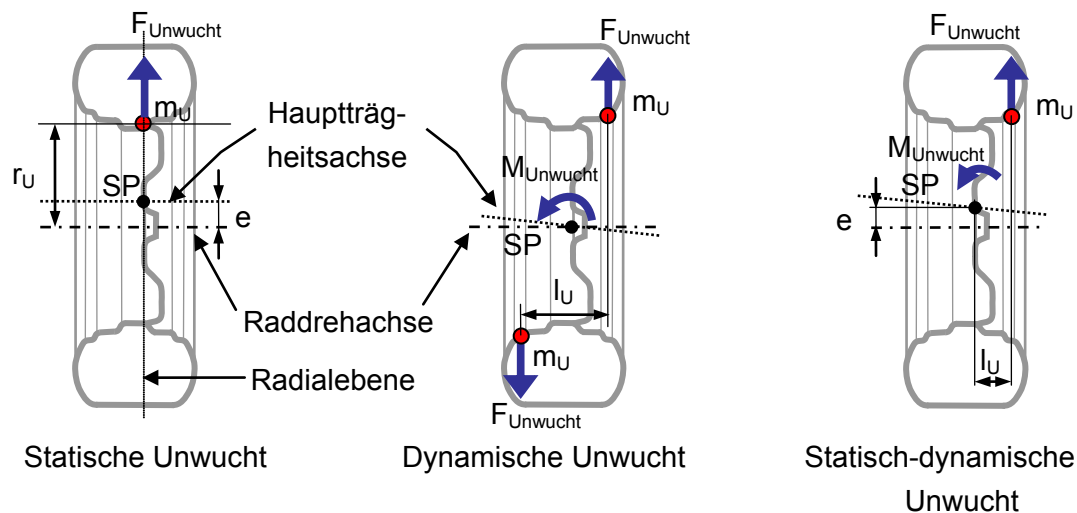


Bild 2.17: Mechanik der Radunwuchtanregung

a) Statische Radunwucht

Befindet sich bei einem vollkommen ausgewuchteten Rotationskörper eine einzelne Unwuchtmasse in der Radialebene, in der auch der Radschwerpunkt SP liegt, dann wird dies als statische Radunwucht bezeichnet. Bei einem vollkommen ausgewuchteten Rotationskörper liegt der Schwerpunkt auf der Raddrehachse. Durch die zusätzliche Unwuchtmasse wird der Schwerpunkt und damit die zentrale Hauptträgheitsachse von der Raddrehachse zur Unwuchtmasse um die Exzentrizität e verschoben [71].

$$\vec{e} = \frac{m_U \cdot \vec{r}_U}{m_R + m_U} = \frac{m_U \cdot \vec{r}_U}{m_{\text{ges}}} \quad (2.19)$$

Somit kann die Unwucht auch über die Exzentrizität e und die Gesamtmasse m_{ges} beschrieben werden:

$$\vec{U} = m_{\text{ges}} \cdot \vec{e} \quad (2.20)$$

b) Dynamische Radunwucht

Eine dynamische Unwucht zeichnet sich dadurch aus, dass die Hauptträgheitsachse den SP in der Raddrehachse schneidet, aber mit dieser einen Winkel einschließt. Dies wird durch zwei gleiche große Unwuchten, die in unterschiedlichen Radialebenen genau gegenüber positioniert sind, erzeugt (siehe Bild 2.17). Durch die entgegengesetzt wirkenden Unwuchten heben sich die radialen Unwuchtkräfte auf (es liegt keine Exzentrizität e vor) und es wird nur eine Momentenunwucht senkrecht zu der Ebene, in

der die beiden Unwuchten liegen, erzeugt. Der Abstand der Unwuchtgewichte von einander wird mit l_U bezeichnet [71].

$$\vec{U}_M = \vec{U} \times \dot{I}_U = (m_U \cdot \vec{r}_U) \times \dot{I}_U \quad (2.21)$$

Das resultierende Unwuchtmoment errechnet sich mit der Winkelbeschleunigung ω^2 :

$$M_{Unwucht} = \vec{U}_M \cdot \omega^2 = (\vec{U} \times \dot{I}_U) \cdot \omega^2 \quad (2.22)$$

c) Statisch-dynamische Radunwucht

Eine Kombination der statischen und der dynamischen Unwucht ist die Statisch-dynamische Unwucht (in der Literatur wird dies auch als quasi-statische Unwucht bezeichnet [71]). Die zentrale Hauptträgheitsachse kann eine beliebige Lage zur Raddrehachse einnehmen und sogar windschief zur ihr sein. Das System weist eine Exzentrizität e auf und der SP liegt somit nicht auf der Raddrehachse. Die Unwucht liegt in einer Radialebene, die um den Abstand l_U von der Schwerpunkzebene entfernt liegt. Als Reaktionskräfte entstehen in diesem Fall eine Unwuchtkraft und ein -moment (siehe Bild 2.17)

2.4 Übertragungssystem Achse

Die Ausführung des Achssystems hat einen wesentlichen Einfluss auf das Schwingungsübertragungsverhalten. Für bremsrerregte Schwingungen wird in Bild 2.18 der Übertragungsweg der bremsrerregten Schwingungen (Kalt- und Heißrubbeln) zum Fahrer skizziert.

Der Übertragungsweg Vorderachse ist dabei (siehe Bild 2.2) abhängig von der Achskinematik, den Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften der Elastomerlager und der Achsbauteile. Massebehaftete Bauteile (Lenker, Radträger, Rad), die über Gelenke und Feder-Dämpfer-Systeme (Elastomerlager, Aufbaufeder und -dämpfer) miteinander verbunden sind, bilden das Mehrkörpersystem Achse. Wie jedes schwingungsfähige System hat auch die Achse somit Eigenformen und Eigenfrequenzen, die bei passender Anregungsfrequenz in Resonanz geraten können. Zudem hat das Lenkungssystem als seriell geschalteter Übertrager zum Lenkrad einen Einfluss auf die Höhe der Lenkraddreherschwingungen. Es haben sich in der Vergangenheit Achssysteme unterschiedlich empfindlich gegenüber Anregungen (Rubbeln, Radunwucht) erwiesen, wobei es nur wenige theoretische Auslegungsgrößen für die Schwingungsempfindlichkeit von Achsen gibt.

Bei der Fahrwerksauslegung werden die Hauptanforderungen an ein Fahrwerk bzgl. den Fahreigenschaften in den Begriffen Fahrdynamik, Fahrsicherheit, Fahrkomfort und

NVH-Verhalten zusammengefasst. Dazu gibt es noch weitere allgemeine Anforderungen hinsichtlich Bauraum (Package), Zuverlässigkeit, Gewicht und Kosten [24].

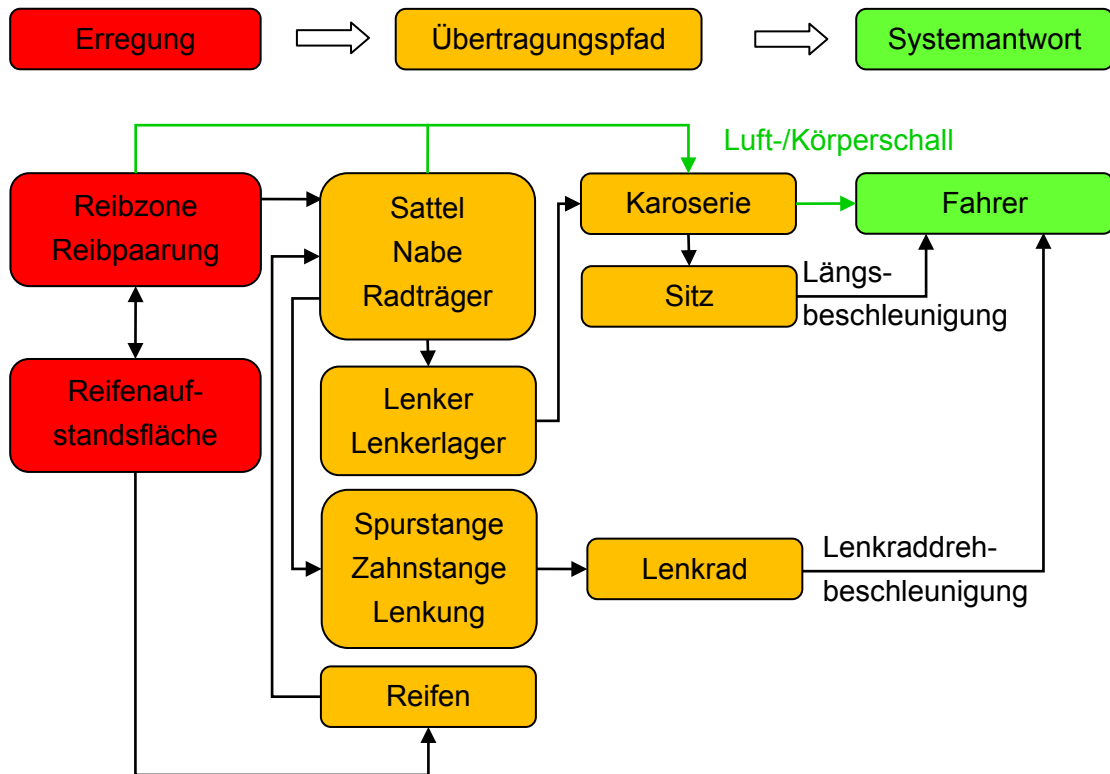


Bild 2.18: Übertragungsweg von bremsenerregten Schwingungen im Gesamtfahrzeug [3]

Die folgenden Untersuchungen der Schwingungsempfindlichkeit werden an der Fünflenkervorderachse des Audi A4 (Modelljahr 2007, 8. Baustufe der B-Reihe – B8) durchgeführt, deren Aufbau im Folgenden beschrieben wird. Die Definition der verwendeten Achskinematikkenngößen erfolgt im Anhang A).

2.4.1 Aufbau der Fünflenker Vorderachse des Audi A4 (B8)

Für die Führung des Rades muss das Rad statisch bestimmt an der Karosserie gelagert sein. Die 6 Freiheitsgrade der Radträgers werden bei der Fünflenkerachse durch die fünf Achslenker (jeweils ein Freiheitsgrad) und durch das Feder-Dämpferbein (ein Freiheitsgrad) reduziert. Die Lage der virtuellen Spreizachse ist geometrisch als die Achse definiert, die alle vier Lenkerrichtungen schneiden (siehe Bild 2.20). Die Lenker vollziehen während des Lenkens einen komplexen Bewegungsablauf und müssen drehbar zueinander gelagert sein. Aus diesem Grund müssen die Anbindungspunkte der Lenker radseitig als Kugelgelenk und karosserieseitig als Gummilager ausgeführt werden, die eine Drehung um alle drei Achsen ermöglichen und somit größere kardansche Bewegungen zulassen müssen. Durch die virtuelle Spreizachse und den notwen-

digen kleinen Lenkrollradius wird erreicht, dass der Abstand von Lenkachse zur Radmittelebene im Radmittelpunkt und damit der Störkrafthebelarm gering gehalten werden kann. Unterschiedliche Antriebs- und Störkräfte (links und rechts) erzeugen somit ein geringeres Moment um die Lenkachse, das durch die Lenkung und letztendlich durch das Fahrerhandmoment aufgenommen werden muss [24].

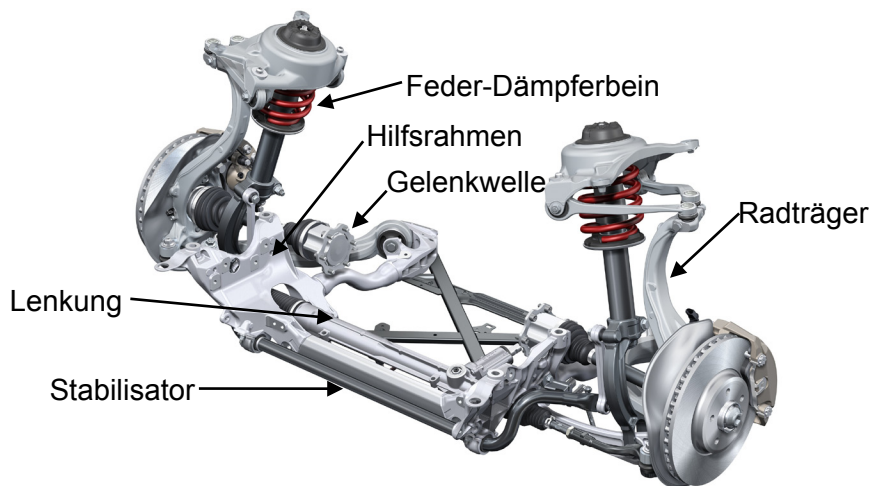


Bild 2.19: Fünflenkervorderachse des Audi A4 (B8)

In der unteren Lenkerebene befindet sich in Fahrtrichtung vorne der Traglenker (U1U2-Lenker), an dem Feder und Dämpfer angebunden sind, und hinten der Führunglenker (U3U4-Lenker).

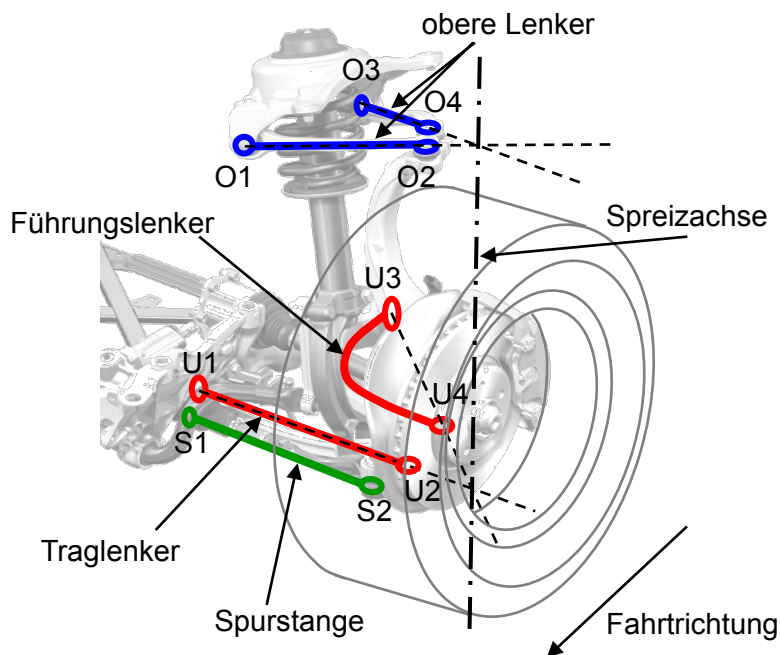


Bild 2.20: Bezeichnung der Lenker und Kinematikpunkte der Fünflenkerachse

Der Traglenker ist überwiegend quer zur Fahrtrichtung ausgerichtet und nimmt dadurch einen wesentlichen Teil der Seitenkräfte auf. Der Führungslenker ist schräg zur Fahrtrichtung angestellt und trägt den Großteil der Antriebs- und Bremskräfte. Durch diese Funktionsaufteilung ist es möglich, das Lager des Führungslenkers relativ weich zu gestalten, was sich positiv auf Abrollkomfort und Schwingungsentkopplung auswirkt. Die Radführung in der oberen Lenkerebene wird durch den O1O2-Lenker (vorne) und den O3O4-Lenker (hinten) realisiert. Die Anbindungspunkte der Kugelgelenke liegen oberhalb des Reifens, wodurch sie weit nach außen verlagert werden können. Dies wirkt sich positiv auf die Lage der Spreizachse aus. Die Lenkung ist unterhalb und vor der Radmitte angeordnet, worin sich der B8 wesentlich vom Vorgängermodell unterscheidet. Die Befestigung der Lenkung erfolgt direkt am Hilfsrahmen, der starr mit der Karosserie verschraubt ist. Die Spurstange ist an den Radträger und an die Zahnstange mit Kugelgelenken angebunden. Das Federbein ist über eine sichelförmig gebogene Dämpferstelze mit dem Traglenker verbunden. Der Stabilisator zur Erhöhung der Wanksteifigkeit ist mit zwei Schulterlagern im Hilfsrahmen gelagert. Die Anbindung an die Radaufhängung erfolgt mit einem Gummilager an die Stabilisatorkoppel, welche wiederum mit einem Gummilager an die Dämpferstelze angebunden ist [38].

2.4.2 Phasenlage der Anregung

Sowohl bei Bremsenrubbeln als auch bei Radunwuchtanregung bestimmt die Lage der Phase der Kraftschwankungen der beiden Vorderräder die Auswirkung auf den Fahrer. Im Fahrbetrieb ändert sich diese Phasenlage durch unterschiedliche Drehzahlen bei Kurvenfahrt und nicht exakt gleiche dynamische Abrollradien der Räder kontinuierlich. Im Folgenden werden die Auswirkungen anhand von Bremsmomentenschwankungen erläutert. Dies gilt analog für die Radunwuchtanregung.

a) Gleichphasige Anregung:

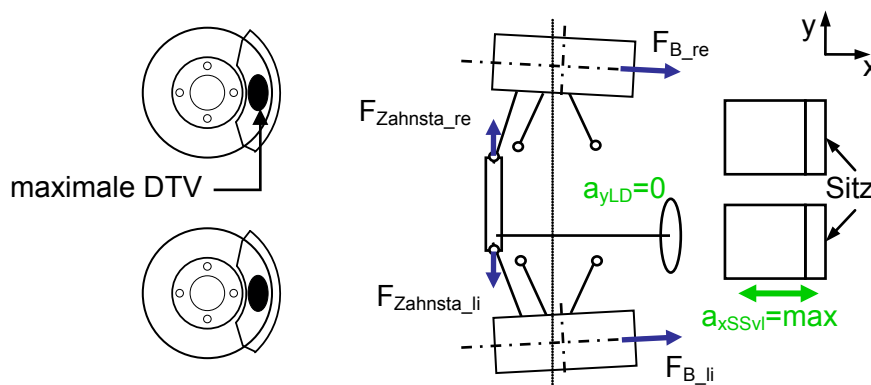


Bild 2.21: Gleichphasige Bremsrubbelanregung

Laufen die Dickenschwankungen gleichphasig durch die Bremsen an beiden Rädern, so werden gleichphasige Bremsmomentenschwankungen und Bremskraftschwankungen erzeugt. Die beiden Radaufhängungen links und rechts werden zu einer synchronen Längsschwingung angeregt. Die resultierenden Zahnstangenkräfte sind entgegengesetzt, heben sich somit auf und die Lenkraddrehbeschleunigungen sind minimal. Eine maximale Beschleunigung an Karosserie und Sitz sind die Folge.

b) Gegenphasige Anregung:

Bei gegenphasigem Durchlauf der Dickenschwankungen sind die Längskraftschwankungen an den Radaufhängungen entgegengesetzt. Die Längskraftschwankung addiert sich hinsichtlich der Karosserieanregung zu annähernd Null und die gleichgerichteten Zahnstangenkräfte ergeben eine maximale Lenkraddrehbeschleunigung.

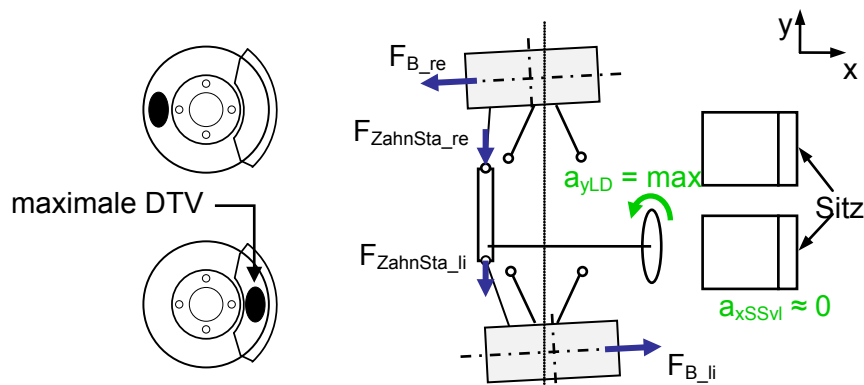


Bild 2.22: Gegenphasige Bremsrubbelanregung

2.5 Reduzierung der Anregung

2.5.1 Kompensation der Rad-Reifenungleichförmigkeit

Radialkraftschwankungen und Höhengschlag von Felge und Reifen können sich bedingt gegenseitig kompensieren. Mit speziellen Radprüfmaschinen [71] oder dafür erweiterten Radwuchtmaschinen [53] kann die Radialkraftschwankung unter einer Normalkraftbelastung (Ersatz der Radlast) und der Höhengschlag der Felge gemessen werden. Mit diesen Informationen wird eine Empfehlung ausgegeben, in welcher Stellung die beiden Partner montiert werden sollen. Im Beispiel von Bild 2.23 wird der Reifen auf der Felge so gedreht, dass der minimale Höhengschlag der Felge mit der maximalen radialen Reifensteifigkeit (max. Radialkraftschwankung) übereinstimmt. Somit kann auch in Fachwerkstätten eine Verbesserung der Radungleichförmigkeit erreicht werden. Bei OEM Fahrzeugen werden bei der Rädermontage Grenzwerte für Radial-, Lateralkraftschwankungen, Plan- und Höhengschlag vorgegeben und Räder außerhalb der Grenz-

werte nicht am Fahrzeug montiert. Somit werden Anregungen durch Radungleichförmigkeiten bei Neufahrzeugen mit erstausgestatteten Rädern reduziert.

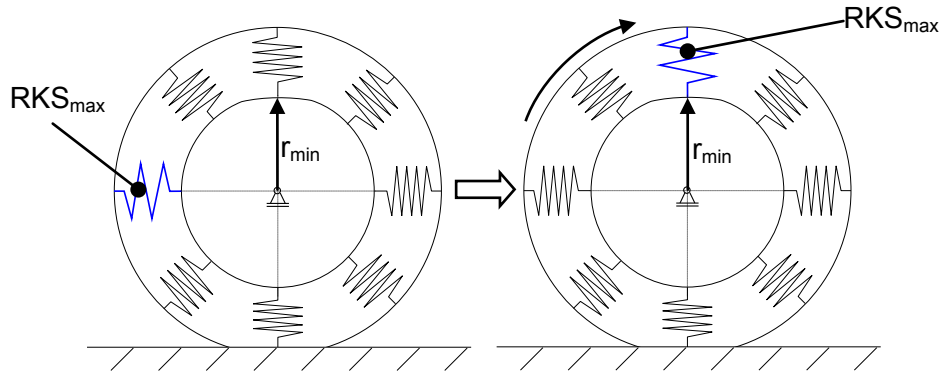


Bild 2.23: Matchen der Paarung Felge-Reifen

Mit aktuellen Radauswuchtmaschinen können Räder bezüglich statischer und dynamischer Radunwucht ausgewuchtet werden. Mittels Ausgleichsgewichten können diese auf unter 5g Unwuchtmasse reduziert werden [41, 51]. Diese Ausgleichsgewichte werden bei Aluminium-Felgen oft mittels einer Klebeverbindung an der Felge angebracht. Diese Verbindungstechnik ist aber nur bedingt dauerhaft und so kann es zum Verlust von Ausgleichsgewichten kommen.

2.5.2 Reduzierung der Bremsmomentenschwankungen

Da die Thematik Bremsenrubbeln die Industrie seit dem Einsatz von Reibungsbremsen im Kraftfahrzeug beschäftigt, finden sich in der Literatur zahlreiche Untersuchungen zur Verbesserung des Bremsrubbilverhaltens der Radbremse. Ein Überblick darüber wird in [5] und [43] gegeben. Die Maßnahmen können nach ihrem Einsatz an den drei Hauptbaugruppen der Radbremse (Brems Scheibe, -belag, -sattel) eingeteilt werden. Tabelle 2-2 führt die wesentlichen, aus der Literatur bekannten Möglichkeiten auf.

In vielen Fällen ergibt eine Verbesserung des Rubbelverhaltens eine Verschlechterung der Bremsenperformance (Ansprechverhalten der Bremse, Geschwindigkeit des Bremsmomentaufbaus, Bremspedalgefühl). Mittels Einzelmaßnahmen kann an bestehenden Radbremsen das Bremsenrubbeln oft nicht ohne Verlust an Bremsenperformance abgestellt werden. Nur eine Berücksichtigung der Höhe der BTV in der Konzeptphase der Bremsenentwicklung und die ganzheitliche Betrachtung des Bremssystems führt zu Auslegungen, die einen optimalen Kompromiss aus Bremsleistung und Bremsenkomfort ermöglichen.

Tabelle 2-2: Maßnahmen zur Reduzierung der BTV

Brems­scheibe	Optimierung der Brems­scheibengeometrie zur Verringerung der Hotspotbildung [30, 70]
	Einsatz von Verbundbrems­scheiben zur Reduzierung von Schirmung und Hotspotbildung [42, 55]
	Einsatz alternativer Brems­scheibenwerkstoffe (C/Sic, Al/MMC) [8, 21]
	Verwendung von GGW Gusswerkstoffen mit Vermiculargraphit anstatt Kugelgraphit [26]
	Matchen der Brems­scheibe auf der Radnabe zur Reduzierung des Zusammenbau-SRO (siehe 2.2.3)
Bremsbelag	Reduzierung des Reibwerts Belag-Scheibe [4, 26, 65, 69]
	Reduzierung der Bremsbelagsteifigkeit/-dämpfung [4, 17, 26, 65, 70]
	Reduzierung der Bremsbelaglänge [64]
	Art der Bremsbelagführung im Bremssattel (gezogen/geschoben) [26]
Bremssattel	Reduzierung der Sattelsteifigkeit [4, 26]
	Erhöhung des Lüftspiels zur Reduzierung der Kaltauswaschung [17]
	Sattelbauart (Fest-/Schwimmsattel): Schwimmsättel neigen eher zu ungleichem Lüftspiel → Kaltauswaschung, DTV Generierung [5]

In [17] und [26] werden BTV und BPV simulativ untersucht. Die Sensitivität verschiedener konstruktiver Parameter auf die Höhe der BTV ermittelt Herkenrath [26] (siehe Bild A.1). Dadurch lassen sich aus der Literatur bekannte sensitive Parameter bestätigen und noch bislang unbeachtete Parameter (z.B. Reibwert Belag-Träger – Reibwert zwischen Bremsbelag und der Belagführung im Bremssattel in axialer Richtung) ermitteln. Diese Ergebnisse führten zur Konstruktion eines Abrollelements zwischen Bremsbelag und -träger, die eine Reduzierung der Reibung zwischen den beiden Partnern ermöglicht [2]. Zudem kann eine Reihe von konstruktiven Parametern aus weiteren Untersuchungen ausgeschlossen werden, da ihr Einfluss auf die BTV-Höhe zu vernachlässigen ist.

Die BTV aus Kaltrubbeln kann am Schwungmassenbremsenprüfstand (siehe Bild 2.24) durch präparierte (geschliffene) Brems­scheiben reproduzierbar erzeugt und gemessen werden. Vom Autor wird in [69] vorgeschlagen, Grenzwerte für die Höhe der BTV bei definierten Randbedingungen festzulegen und diese im Lastenheft des Bremssystems zu verankern. Dadurch können unterschiedliche Radbremsen hinsichtlich BTV Generierung objektiv untereinander verglichen werden und bei der Lieferantensystemauswahl kann sehr frühzeitig dieses Entwicklungsziel betrachtet und erreicht werden, ohne dafür auf Fahrzeugprototypen und Fahrversuche zurückgreifen zu müssen. Desweiter-

ren sind diese Grenzwerte von Bedeutung für die Auslegung der Achskinematik, da diese als Extremwerte in der virtuellen Bremsrubbelanalyse verwendet werden können, um ein ausreichend gutes Übertragungsverhalten der Achse einzustellen.

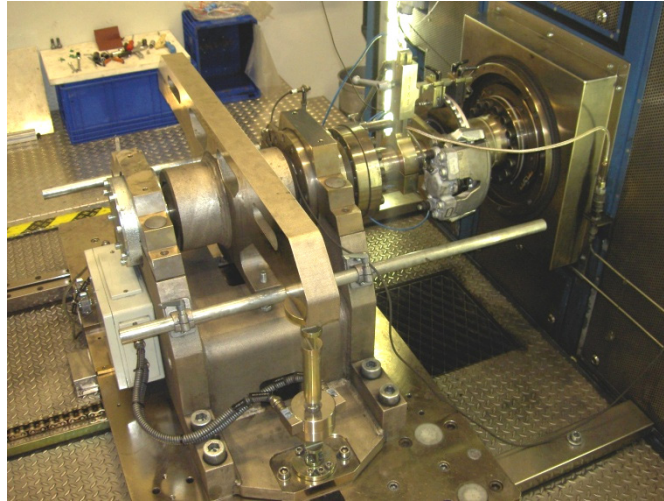


Bild 2.24: Radbremse am Schwungmassenbremsenprüfstand

2.6 Verbesserung des Übertragungsverhaltens

Das Bild 2.2 zeigt die Eingriffsmöglichkeiten in das Übertragungsverhalten des Achslenksystems. Die drei Hauptgruppen, an denen eine Modifikation eine Verbesserung des Übertragungsverhalten hervorbringen kann, werden nachfolgend beschrieben. Die Untersuchungen teilen sich in experimentelle und simulative Ansätze. In [1, 5, 33, 44, 75, 82] werden mit Hilfe von Simulationen Ansätze für die Bestimmung des Übertragungsverhalten beschrieben. Für die experimentelle Untersuchung des Übertragungsverhalten bieten sich Prüfstände für reproduzierbare Untersuchungen an, die abschließend gezeigt werden.

2.6.1 Elastomerlager

Die Erhöhung der Steifigkeit des Längslenkerlager/Komfortlager (Lager in der unteren Ebene, das vorrangig die Kräfte in Längsrichtung aufnimmt – bei der Fünflenkerachse ist dies das U3-Lager, siehe Bild 2.20) bei unterschiedlichen Achstypen führt in der Literatur zu einer Erhöhung der Achssteifigkeit in Fahrzeuglängsrichtung und zu einer deutlichen Reduzierung der Lenkraddrehbeschleunigung [7, 26, 33]. Die Verwendung eines hydraulisch dämpfenden Gummilagers anstatt eines konventionellen Elastomers im Längslenkerlager stellt eine weitere Reduzierung der Störgrößenübertragung dar [75]. Den Zielkonflikt für die Auslegung des Komfortlagers zwischen hoher Steifigkeit beim Bremsenrubbeln und geringer Steifigkeit bei Radunwuchtanregung diskutiert Meitinger [44].

Wird ein adaptives, schaltbares Komfortlager verwendet [20], kann der in [44] beschriebene Zielkonflikt aufgelöst werden. Bei geringen Antriebs- und Bremskräften (Rollen geradeaus) wird eine niedrige Lagersteifigkeit gewählt, um die Eigenfrequenz des Übertragungssystems in einen Bereich geringer Radunwuchtanregung (niedriger Frequenzbereich, da F_{Unwucht} mit ω^2 zunimmt) zu positionieren. Im gebremsten Fall wird das Lager versteift und so die Störübertragung reduziert.

Dass eine optimale Auslegung aller in der Achse beteiligten Gummilager zu einer deutlichen Reduzierung der Lenkraddreh- und Sitzschienenbeschleunigungen führt, beschreibt Bittner [5]. Die Betrachtung der fahrdynamischen Eigenschaften eines Gesamtfahrzeugmodells mit modifizierten Elastomerkonfiguration zeigt keinen Widerspruch zu den Anforderungen in diesen Disziplinen.

2.6.2 Lenkungssystem

Die Erhöhung des Trägheitsmoments des Lenkrads um die Lenkraddrehachse ergibt bei [7, 75] eine Verbesserung des Übertragungsverhaltens.

Von Groll [18] beeinflusst die Lenkraddreherschwingungen über einen aktiven Steller im Lenkungssystem. Bei dem untersuchten elektromechanischen (EPS) Lenkungssystem wird der Stellmotor der Lenkmomentunterstützung für eine aktive Kompensation von Störschwingungen und für die Verstärkung von Nutzsignalen (z.B. fahrdynamische Lenkrückmeldung) genutzt. Hilfreich ist zudem, dass konzeptbedingt die EPS-Lenkung durch Reibungs- und Trägheitseinflüsse im Übertragungspfad eine deutlich geringere Störgrößenübertragung aufweist als hydraulisch unterstützte Lenksysteme.

Bei komplettem Verzicht auf eine mechanische Verbindung zwischen Lenksteller und Lenkrad (steer by wire) entfällt die Störgrößenübertragung. Koch [37] stellt die technische Umsetzbarkeit eines solchen Systems vor.

2.6.3 Achskinematik

Parameterstudien an der Kinematik von Achsen gestalten sich grundsätzlich komplex, da nur wenige Achskinematikgrößen unabhängig voneinander betrachtet werden können (Spur, Sturz, Nachlaufwinkel). Die anderen Kinematikgrößen sind abhängig voneinander und können somit nicht singular betrachtet werden (z.B. bestehen Abhängigkeiten zwischen Spreizungswinkel, Lenkrollradius und Störkrafthebelarm). Mit Hilfe der Mehrkörpersimulation wird bei Sedlan [75] der Einfluss von Störkrafthebelarm und Spurhebelradius an einer Federbeinachse untersucht. Eine Zunahme des Störkrafthebelarms und eine Abnahme des Spurhebelradius führt zu einer Erhöhung der Lenkraddrehbeschleunigung.

Tabelle 2-3: Einflüsse kinematischer Kenngrößen auf die Lenkunruhe nach [84]

Kinematische Kenngröße	Einfluss auf die Lenkunruhe	Einfluss der Änderung beim Einfedern auf die Lenkunruhe
Sturzwinkel	Zunahme bei Erhöhung des positiven Sturzes; Optimum: ca. -3°	große Sturzwinkeländerungen wirken sich negativ aus; optimal: kleine negative Änderungen (ca. $0,15^\circ$ bis $0,4^\circ/\text{cm}$)
Spurwinkel	kein Einfluss	große Spurwinkeländerungen wirken sich negativ aus; optimal: kleine negative Änderungen
Nachlaufwinkel	Zunahme bei Erhöhung; Optimum: ca. -3°	geringer Einfluss; positive Änderung von Vorteil
Spreizung	Abnahme bei Zunahme der Spreizung; Optimum: ca. 4 bis 9°	
Lenkrollhalbmesser	geringe Abnahme bei Erhöhung	
Momentanzentrum		Anhebung wirkt sich positiv aus; Zusammenhang mit Sturzänderung
Schrägfederung		optimal: 3° bis 4° ;
Bremsnickausgleich		geringer Einfluss

Mittels einer einstellbaren Doppelquerlenkerversuchssachse, die an einem Rollenprüfstand betrieben wird, zeigt Zomotor [83] den Einfluss kinematischer Kenngrößen auf die Lenkungsunruhe auf. Die Achse wird dabei mit 90° Phasenversatz durch Leisten auf den Rollen angeregt. Die Achse ist dabei an ihren karosserie-seitigen Befestigungspunkten starr gegenüber dem Grund befestigt. Diese Ergebnisse bestätigen zusätzliche theoretisch ermittelte Erkenntnisse und Ergebnisse aus Fahrversuchen in [84]. Tabelle 2-3 fasst die Ergebnisse zusammen.

Grotewohl [19] ermittelt einen Lenkunruhefaktor in Abhängigkeit der Achsgeometrie für die Veranlagung einer Federbeinachse zu Lenkraddrehschwingungen. Dieser berechnet sich aus der Höhe der Sturzänderung über dem Einfederweg. Nach Grotewohl ist die Sturzänderung bei Vertikalschwingungen, hervorgerufen durch Reifenradialkraftschwankung, verantwortlich für Kreiselmomente, die eine Längskraftschwingung um die Lenkachse erzeugen. Desto höher der Sturzgradient beim Federn, desto stärker ist die Lenkunruhe.

2.6.4 Prüfstandkonzepte

Bei [7] wird mittels einer Shakeranregung eine Längsschwingung über eine axial gelagerte Radaufstandsplatte in das Fahrzeug eingeleitet und Übertragungsfunktionen zwischen Messpunkten an der Platte und entlang des Übertragungspfad zum Lenkrad berechnet. Eine Vorspannung der Fahrwerkslager zur Nachbildung von Bremsenrubbeln kann nicht dargestellt werden.

Nowicki [57] verwendet anstatt Shaker zwei hydraulische Aktoren und regt das Fahrwerk unter Vorlast in Abhängigkeit der gewünschten Verzögerung mit Bremskraftschwankungen an, wobei die Phasenlage von linker zu rechter Kraftschwankung einstellbar ist. Die Radbremse ist für die Übertragung der Längskräfte geschlossen.

Eine Vorspannung der Fahrwerkslagerung wird bei Mayer [43] durch die Positionierung des Prüffahrzeugs auf einer schiefen Ebene und geschlossener Bremse erzeugt. Die Längskraftanregung generieren paarweise installierte Unwuchtmotoren. Die Phasenlage von linker und rechter Kraftschwankung ist ebenfalls möglich.

2.7 Schlussfolgerungen aus dem Stand der Technik

Im Stand der Technik finden sich zahlreiche Untersuchungen sowohl zur Entstehung und Reduzierung von BTV als auch zum Übertragungsverhalten von Achssystemen. Es werden vor allem einzelne Maßnahmen untersucht, die einen Beitrag zu Erregung oder Übertragung liefern und doch oft im Konflikt zu anderen Zielen stehen (Bremsenperformance, Fahrdynamik). Jedoch lässt sich die Integration dieser Maßnahmen nur bedingt im Entwicklungsprozess eines Fahrzeugherstellers berücksichtigen. Oft stehen je nach Entwicklungsschwerpunkt andere Ziele im Vordergrund und Probleme mit Komfortschwingungen werden erstmals im Versuchsfahrzeug sichtbar. Zudem sind die meisten Ergebnisse vom untersuchten System abhängig und lassen sich schwerlich auf das zu entwickelnde System übertragen. Die bekannten Simulationsmodelle werden meist im Zeitbereich ohne Schwingungsanalytik validiert. Eine Anwendung der Schwingungsanalytik würde mehr Vertrauen in die Simulation bringen. Für die tägliche Entwicklungsarbeit fehlen quantitative Kennwerte, mit denen Erregung und Übertragungssystem schon in der frühen Entwicklungsphase beschrieben werden können. Zudem werden Grenzwerte dieser Kennwerte für die Überprüfbarkeit der eingesetzten Lieferanten- und OEM-Systeme benötigt. Ebenso stehen keine Werkzeuge zur Verfügung, mit denen die komplexen Schwingungssysteme unter Berücksichtigung aller an diesem System notwendigen Anforderungen effektiv untersucht werden können.

Als Ziel dieser Arbeit wird folglich festgelegt, eine Methodik für die ganzheitliche Beschreibung von Bremsenrubbels- und Radunwuchtschwingungen in Simulation und Ver-

such zu ermitteln. Mittels objektiver Kenndaten ist die Erregung und die Übertragung zu beschreiben. Eine Verbesserung des Schwingungsverhaltens einer Vorderachse ist unter Berücksichtigung aller Systemanforderungen mit Hilfe der Simulation und unter Verwendung von numerischen Optimierungsverfahren zu erreichen und in einem Versuchsträger darzustellen. Das bisherige Vorgehen in der Kinematikentwicklung und das beschriebene neue Vorgehen werden in Bild 2.25 verglichen.

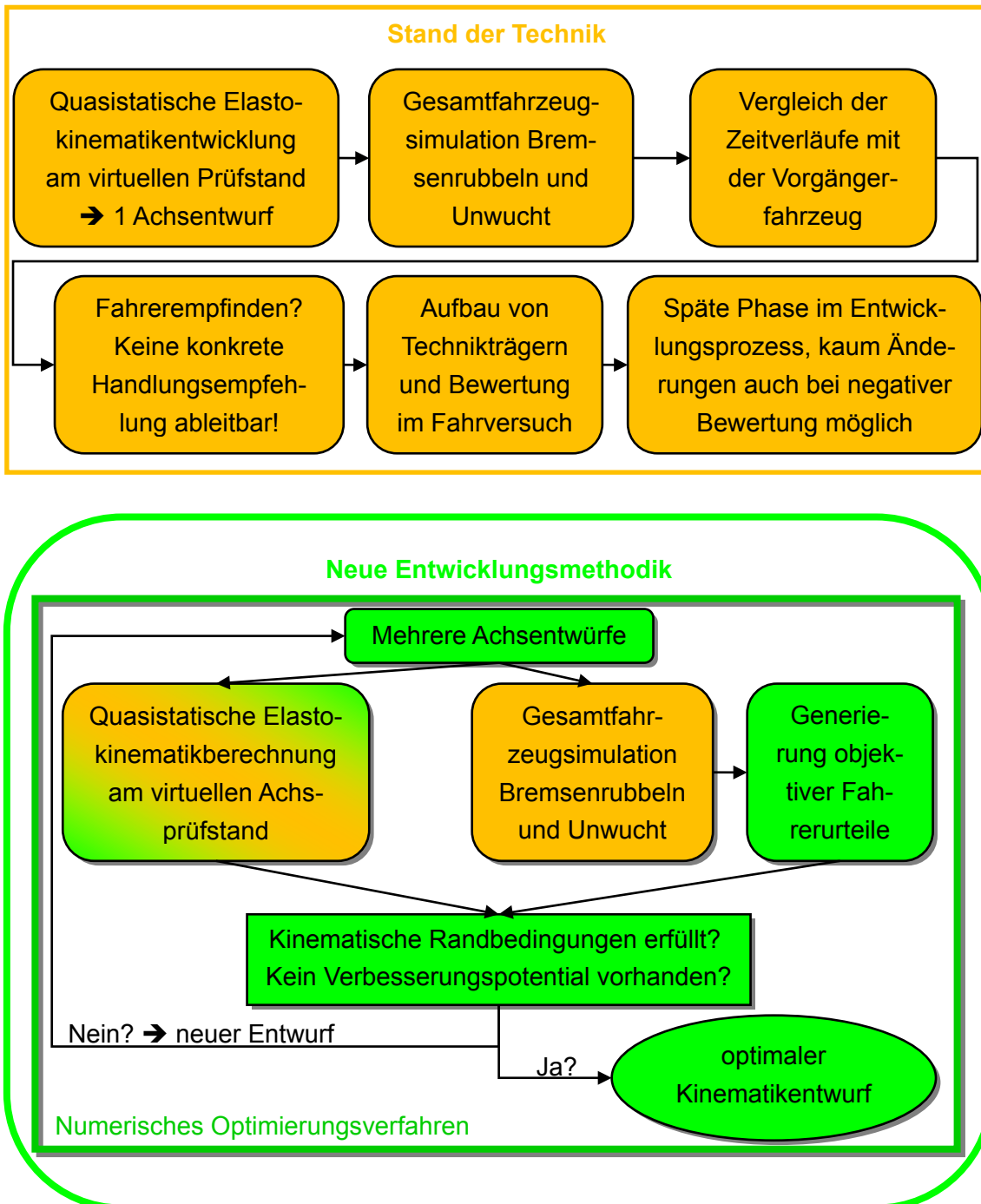


Bild 2.25: Vergleich von bisheriger und neuer Entwicklungsmethodik

3 Untersuchungsmethodik – Fahrversuch

3.1 Versuchsfahrzeug

Sämtliche Fahrversuche wurden mit Fahrzeugen vom Typ Audi A4 Limousine 2,7l TDI (B8) mit Frontantrieb durchgeführt. Da kein Fahrzeug für den kompletten Untersuchungszeitraum zur Verfügung stand, wurden für die Untersuchungen unterschiedliche Fahrzeuge herangezogen. In diesem Fahrzeugtyp ist eine Fünflenker Vorderachse (siehe Kapitel 2.4.1) mit einem hydraulisch unterstütztem Lenksystem (HPS) verbaut.



Bild 3.1: Versuchsfzg. Audi A4 (B8)

Für die Reproduzierbarkeit der Versuche sind einige Bauteile von entscheidender Bedeutung, die im Folgenden beschrieben werden.

- Radbremse:

Es wird eine 17“ Schwimmrahmen-Sattelbremse mit innenbelüfteten Graugussbremscheiben an der Vorderachse verwendet. Zu Beginn von Bremsrubbelerforschungen wird die Radbremse am Fahrzeug komplett mit Neuteilen (Bremsattel, Bremsbeläge, Bremsscheibe) ausgestattet. Die Erzeugung der Bremsmomentenschwankung erfolgt an der Vorderachse über geschliffene Bremsscheiben, die bzgl. ihrer DTV in einem vorgegebenen Toleranzfeld liegen müssen (max. DTV $20 \pm 2\mu\text{m}$, 1. Ordnung der DTV $\geq 16\mu\text{m}$, 2. Ordnung der DTV $\leq 5\mu\text{m}$). Bei der Montage der Bremsscheibe wird der Zusammenbau-SRO kontrolliert und gegebenenfalls die Paarung Rad-Bremsscheibe-Radnabe so gematched (siehe Kapitel 2.2.3), dass der SRO $\leq 25\mu\text{m}$ ist. Als Hinterachsbremsscheiben werden vermessene Bremsscheiben mit einer maximalen DTV $\leq 5\mu\text{m}$ eingesetzt.

- Räder-Reifen:

Zur Minimierung der durch die Rad-Reifen erregten Störkräfte werden nur Räder verwendet, die sehr geringe Radungleichförmigkeiten aufweisen. Die Versuchsräder werden dafür auf Höhen und Planschlag, Radunwucht, Lateral- und Radialkraftschwankungen nach einem Anforderungskatalog der Audi AG, geprüft und gegebenenfalls gematched oder aussortiert.

- Elastomerlager:

Die Eigenschaften des Längslenkerlager (U3) beeinflussen das Schwingungsverhalten erheblich. Um hier den Einfluss einer Bauteilstreuung zu vermeiden, werden bei allen Versuchen die gleichen Elastomerlagerbauteile am Längslenker verwendet. Für die physikalische Abbildung in der Simulation werden die Bauteile am Elastomerlagerprüfstand vermessen. Als Basis für die Untersuchungen wird entgegen dem Serienverbau ein konventionelles Gummilager verwendet, da hier die größeren Schwingungen im Fahrzeug auftreten und somit ein „worst case“ untersucht werden kann.

- Lenkung

Die hydraulisch unterstützten Lenksysteme verfügen über eine konstante Lenkübersetzung des Lenkgetriebes. Mittels eines Überlagerungsgetriebes in der Lenksäule kann dem Lenkradwinkel ein zusätzlicher Lenkwinkel addiert oder subtrahiert werden, um die Gesamtlenkübersetzung geschwindigkeitsabhängig zu verändern. Dadurch wird eine direkte Lenkübersetzung bei niedrigen Geschwindigkeiten (Parkieren) und eine indirekte Lenkübersetzung bei hohen Fahrzeuggeschwindigkeiten (Autobahnfahrt – Stabilität) ermöglicht. Versuche mit aktiviertem und deaktiviertem Überlagerungsgetriebe zeigen keinen Einfluss auf das Lenkraddreh-schwingungsverhalten.

3.2 Messaufbau

Die im Fahrzeug verbaute Sensorik lässt sich analog zum Schwingungssystem Fahrzeug in die Bereiche Erregung, Übertragungspfad und Systemantwort einteilen. Die BTV und die daraus resultierenden Reaktionskräfte am Rad werden über Radkraftmessräder erfasst. Dabei handelt es sich um 6-Komponenten Messräder, die sowohl die drei translatorischen Kräfte (F_x , F_y , F_z), als auch die drei rotatorischen Momente (M_x , M_y , M_z) am Rad messen.

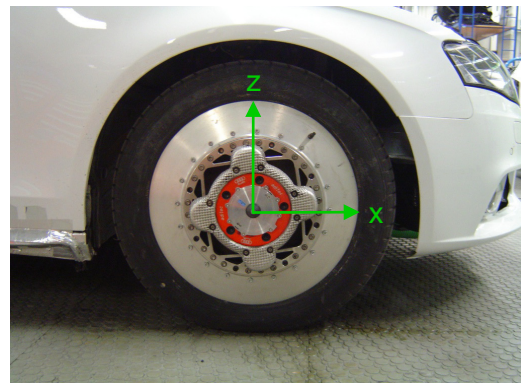


Bild 3.2: Radkraftmesstechnik

Ein Raddrehwinkelsensor erfasst die Radposition und liefert die Information für die Transformation der gemessenen Größen vom rotierenden Mess- in das Radkoordinatensystem und als deren Ableitung die Raddrehfrequenz. Dieses Koordinatensystem wird zu Beginn der Messfahrt so initialisiert, dass deren x-y-Ebene parallel zur x-y-Ebene des Messkoordinatensystems liegt (siehe Bild 3.5). Die BTV kann aus dem ge-

messenen Moment um die Raddrehachse (M_y) bestimmt werden. Mittels zwei kapazitiven Wegsensoren an Innen- und Außenseite der Bremsscheibe wird die Verformung (DTV, SRO) der Bremsscheibe detektiert (siehe Bild A.2 im Anhang). Schleifende Temperaturoptioner messen die Bremsscheibenoberflächentemperatur, Drucksensoren den Bremsdruck in der Bremsleitung nahe des Bremszittels.

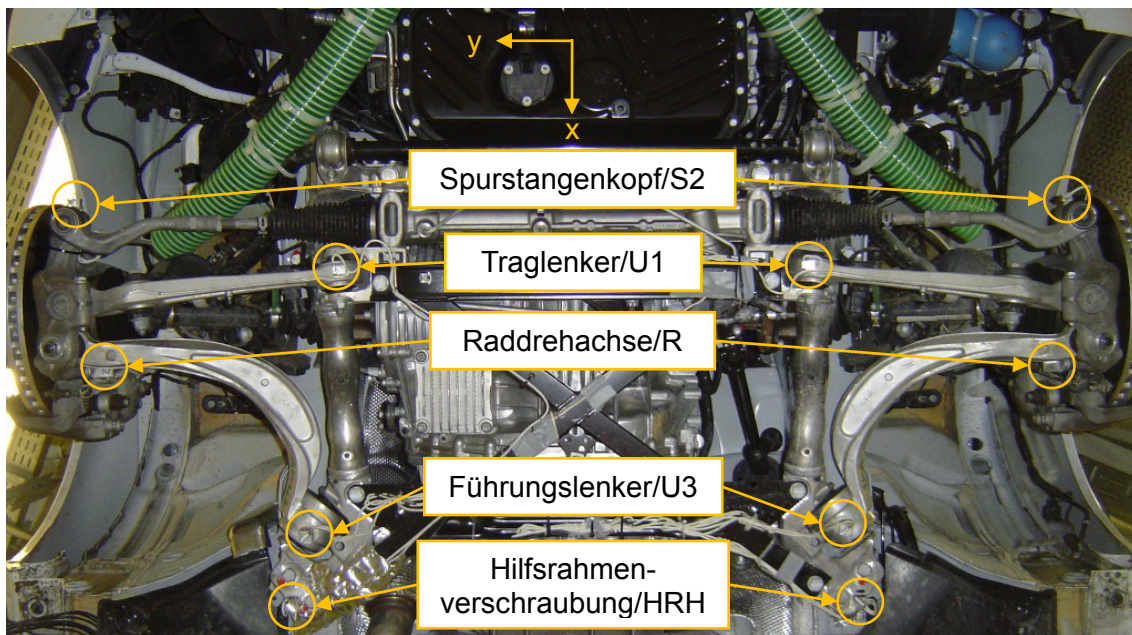


Bild 3.3: Beschleunigungssensoren am Übertragungspfad

Entlang des Übertragungspfad sind Beschleunigungssensoren angebracht. Bild 3.3 zeigt die Position wesentlicher Sensoren an den Fahrwerksbauteilen. Die Tabelle A-1 im Anhang listet sämtliche verbaute Sensoren auf. Bei den Beschleunigungsaufnehmern handelt es sich um piezoresistive Sensoren, die auch statische Beschleunigungen (z.B. Fahrzeugverzögerung) messen können und die ein lineares Übertragungsverhalten bis 200Hz aufweisen.



Bild 3.4: Beschleunigungssensoren an Sitzschiene und Lenkrad (Systemantwort)

Die Systemantwort an der Sitzschiene misst ein triaxialer Beschleunigungssensor. Lenkraddrehbeschleunigungen am Lenkrad werden von zwei in Fahrzeugquerrichtung am Lenkrad angebrachten Beschleunigungsaufnehmern sensiert, die oben (12 Uhr) und unten (6 Uhr) am Lenkrad angebracht sind. Aus der halben Differenz der beiden Signale wird die tangentielle Lenkraddrehbeschleunigung berechnet, wodurch sich translatorische Schwingungsanteile in Fahrzeugquerrichtung eliminieren lassen.

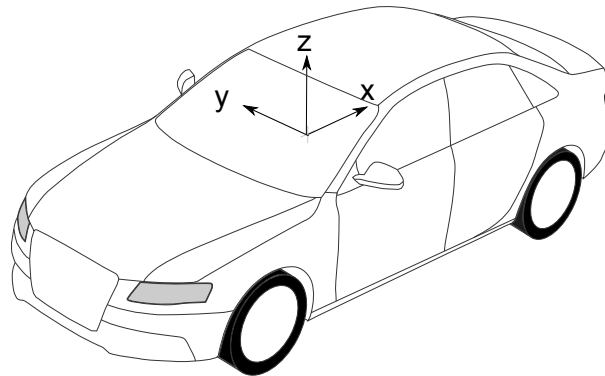


Bild 3.5: Messkoordinatensystem

Alle Beschleunigungsaufnehmer sind am fahrzeugfesten Messkoordinatensystem ausgerichtet, deren x-Achse Element der Fahrzeugmittelebene ist, zum Fahrzeugheck zeigt und deren x-y-Ebene in der Ausgangslage horizontal liegt. Für die Steuerung der Signalanalyse werden aus dem Fahrzeug-CAN-Bus die Fahrgeschwindigkeit und das Bremslichtschaltersignal benötigt. Die Abtastrate der Messsignale beträgt 1250Hz und vor der AD-Wandlung werden diese zur Vermeidung von Aliasing-Fehlern analog tiefpassgefiltert [45]. Das Messdatenerfassungssystem beinhaltet alle Messverstärker, DA-Wandler und die Datenübertragungseinheit der Radkraftmesstechnik. Diese Bausteine sind derart aufeinander abgestimmt, dass eine zeitsynchrone Datenablage erfolgen kann (siehe Bild A.3 im Anhang).

3.3 Definition der Prüfumgebung und Fahrmanöver

3.3.1 Bremsenrubbeln

a) Prüfstrecke

Für die Untersuchung eines einzelnen Phänomens, sollten möglichst störende Effekte, die eine Auswirkung auf die Ergebnissignale haben, ausgeblendet werden. Da beim Bremsenrubbeln Sitz- und Lenkraddrehbeschleunigungen beurteilt werden, ist es notwendig, Schwingungen, die über Straßenunebenheiten eingeleitet werden, möglichst gering zu halten, da diese zu einer Fehlinterpretation der Ergebnisse führen können. Daher werden Bremsrubbeldversuche ausschließlich auf ausgewiesenen Prüfstrecken

durchgeführt, die eine komplette Abbremsung auf einer geraden und ebenen Fahrbahn ermöglichen. Dafür eignen sich die geraden Abschnitte von Hochgeschwindigkeitsprüfstrecken (Ovalbahnen). Die Bremsrubbelsversuche werden auf der Ovalbahn eines Prüfgeländes der Audi AG Ingolstadt durchgeführt.

b) Fahrmanöver

Tabelle 3-1: Fahrmanöver Bremsenrubbeln

Versuchsparameter	Wert / Veränderung
Bremsscheibentemperatur VA	$T \leq 100^{\circ}\text{C}$ vor Beginn der Bremsung
Getriebe	ausgekuppelt
Fahrzeuggeschwindigkeit	180km/h → 50km/h
konstante Verzögerung	0,1g; 0,2g; 0,3g; 0,4g

Für den Versuch werden die in Kapitel 3.1 beschriebenen, präparierten Bremsscheiben am Fahrzeug montiert. Die Bremsscheibentemperatur darf 100°C zu Beginn des Versuchs nicht überschreiten, um die Effekte der thermomechanischen Bremsscheibenverformung gering zu halten. Das Versuchsfahrzeug wird ausgekuppelt aus einer Geschwindigkeit von 180km/h vom Fahrer mit einer konstanten Verzögerung bis 50km/h abgebremst. Als konstante Abbremsungen werden 10%, 20%, 30% und 40% der Erdbeschleunigung g definiert. Die Phasenlage der Bremsmomentenschwankung links und rechts lässt sich nicht im Vorfeld des Versuchs einstellen, daher werden die Bremsungen öfter wiederholt. Zwischen den Bremsungen wird solange ungebremst gefahren, bis sich die Bremsscheiben wieder auf eine Scheibentemperatur von $\leq 100^{\circ}\text{C}$ abgekühlt haben.

3.3.2 Radunwucht

a) Prüfstand

Für die Untersuchung des Einflusses von Radunwuchten auf das Schwingungsverhalten können im Gegensatz zu Bremsrubbelsversuchen Rollenprüfstände verwendet werden. Hier kann unter Laborbedingungen der Einfluss von Störgrößen weitgehend ausgeschaltet werden. Für die Untersuchung wurde ein Zweiachsrollenprüfstand für Fahrkomfortuntersuchungen der Audi AG verwendet. Unter der Vorderachse ersetzt eine Trommel mit 3m Durchmesser die reale Straße und ermöglicht so eine maximale Prüfgeschwindigkeit von 250km/h. Die Trommel weist eine deutlich geringere Unebenheit als der Straßenbelag auf und im abgeschlossenen Versuchsraum herrschen konstante Umweltbedingungen (Raumtemperatur, Luftfeuchtigkeit). Das Schwingungsverhalten von Karosserie und Fahrwerk darf durch die am Prüfstand notwendige Fahrzeugfixierung möglichst nicht beeinflusst werden. Dazu wird das Fahrzeug in

Längs- und Querrichtung nur in der elastisch (Gummilager) gelagerten Abschleppöse gehalten. Die Fixierung ist in Hochrichtung frei beweglich, so dass auch Versuche mit unebener Fahrbahn (z.B. Kantenüberfahrt) durchgeführt werden können. Das Fahrzeugheck wird zusätzlich über Luftbälge bei hohen Prüfgeschwindigkeiten in Querrichtung stabilisiert, die auf die Fahrzeuglängsbeschleunigung keinen Einfluss haben. Bei der Fahrzeugfixierung wird darauf geachtet, dass die Räder auf dem Scheitelpunkt der Rolle abrollen und somit nur tangentielle Kräfte in das Rad eingeleitet werden. Durch eine Abgasabsauganlage kann im Prüfbetrieb der Fahrzeugmotor betrieben werden, wodurch die hydraulische Lenkunterstützung aktiv bleibt. Ein 340kW Elektromotor kann im Motorbetrieb sowohl das Versuchsfahrzeug antreiben, als auch im Generatorbetrieb Antriebskräfte des Versuchsfahrzeugs aufnehmen. Für die Radunwuchtversuche treibt der E-Motor rein das Fahrzeug an.




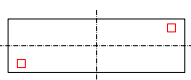
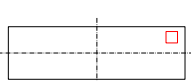
Bild 3.6: Befestigung des Versuchsfahrzeugs am Zweiachsrollenprüfstand

b) Prüfmanöver

Vor Versuchsbeginn rollt das Fahrzeug mit einer Geschwindigkeit von 15km/h, angetrieben von den Prüfstandsrollen, 30 Minuten, um die Reifen auf Betriebstemperatur zu bringen und vorhandene Flatspots (siehe Kapitel 2.3.3) abzubauen. Da sich im Prüfbetrieb keine Person im Prüfraum befinden darf, schwingt das Lenkrad während des Versuchs frei ohne die Dämpfung durch das Fahrerhandmoment. Für den Versuch wird das Fahrzeug von den Rollen angetrieben von 10km/h auf 210km/h annähernd stationär (0,02g) beschleunigt. Die Verzögerung auf die Ausgangsgeschwindigkeit wird ebenfalls ausgewertet und so das Fahrzeug von 210km/h auf 10km/h verzögert. Nach Ausgangsmessungen ohne zusätzliche Radunwuchtgewichte werden die Versuche mit statischer, dynamischer und statisch-dynamischer Unwucht an beiden Rädern der Vorderachse durchgeführt. Für die zusätzlichen Radunwuchten werden handelsübliche Wuchtgewichte verwendet, die in den Felgenkranz geklebt werden. Dabei beträgt das

zusätzliche Wuchtgewicht 60g. Der maximale Abstand des Gewichts von der Radmittelebene und der Raddrehachse wird dabei von der Felgenform des Kraftmessrads vorgegeben. Um den Einfluss der Phasenlage der Radunwucht zu untersuchen, wird im Gegensatz zu den Bremsrubbelversuchen der Reifenluftdruck vom linken zum rechten Rad um 1bar unterschiedlich eingestellt. Das linke Vorderrad wird um 0,5bar vom Nenndruck abgesenkt und das rechte Vorderrad um 0,5bar erhöht. So ergeben sich unterschiedliche dynamische Reifenabrollradien und es findet ein kontinuierlicher Phasenwechsel der Anregung statt. Durch die geringe Beschleunigung des Fahrzeugs kann hier annähernd stationär das Schwingungsverhalten untersucht werden. Die Schwingungen an Lenkrad und Sitzschiene werden mit einer Schwebung durch den Phasenwechsel überlagert. Durch die deutlich höhere Verzögerung bei Bremsversuchen würde der Phasenwechsel zu langsam erfolgen und diese Methode kann dort nicht angewendet werden.

Tabelle 3-2: Prüfmanöver Radunwuchtversuche

Versuchsparameter	Wert / Veränderung		
Getriebe	ausgekuppelt		
Fahrzeuggeschwindigkeit	10km/h → 210km/h 210km/h → 10km/h		
Fahrzeugbeschleunigung / Fahrzeugverzögerung	-0,02g / 0,02g		
Radunwucht	statisch	2 x 30g symmetrisch zur Radmittelebene	
	dynamisch	2 x 30g punktsymmetrisch zum Radmittelpunkt	
	statisch-dynamisch	1 x 60g an der äußeren Position der dynamischen Unwucht	
Reifenluftdruck	vorne links: Nenndruck -0,5bar vorne rechts: Nenndruck +0,5bar		

3.4 Signalanalyse

Um die Phänomene ganzheitlich zu betrachten, wird eine Darstellungsform benötigt, die Erregung (BTV, Unwuchtkraft), Übertragung und die Ausgangssignale des Schwingungssystems darstellt. Da es sich bei Kaltrubbeln und bei Unwuchtschwingungen um Erregungen in der ersten oder einer vielfachen Ordnung der Raddrehfrequenz handelt, bietet sich hier die Ordnungsanalyse als Werkzeug an. Die Auswertung der gemesse-

nen Signale erfolgt nur im Zeitfenster während der Bremsung. Alle Signale werden vorab hochpassgefiltert, um statische Anteile in den Signalen und mögliche Sensordrift zu entfernen. In Bild 3.7 werden exemplarisch für die Raddrehfrequenz und die Beschleunigung an der Sitzschiene das aufgezeichnete Messsignal (schwarz) und der zur Auswertung herangezogene Bereich (rot) mit der erfolgten Hochpassfilterung des Beschleunigungssignals gezeigt.

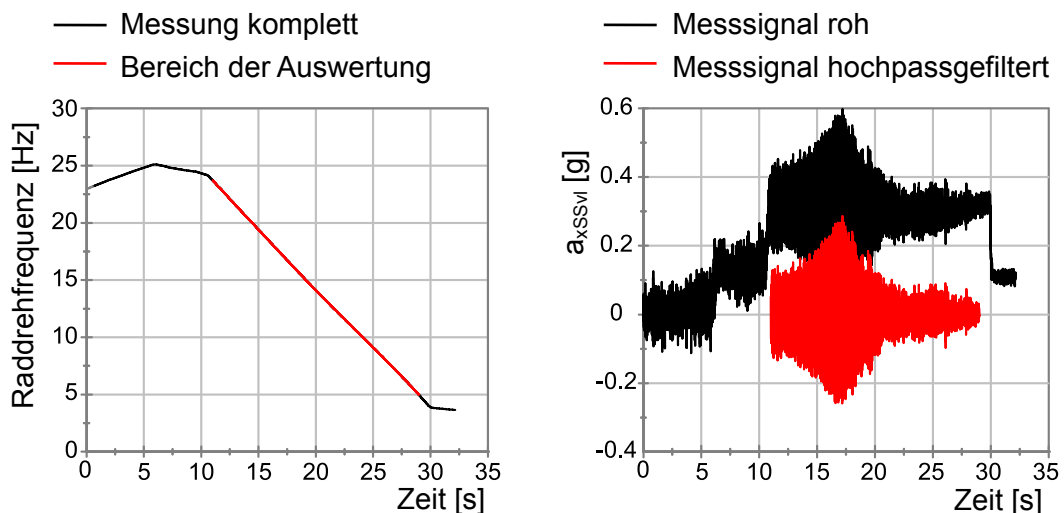


Bild 3.7: Raddrehfrequenzverlauf und Beschleunigung an der Sitzschiene während einer Bremsung

Da die anregenden Signale sowohl bei Radunwuchtanregung und Bremsenrubbeln in direkter Verbindung mit der Raddrehfrequenz stehen, bietet sich hier die Ordnungsanalyse für die weitere Auswertung an. Den Beweis dafür liefert die Kurzzeitspektralanalyse (STFT) des Sitzschienenbeschleunigungssignals (siehe Bild 3.8). Bei der STFT wird nicht der gesamte Auswertebereich mit einer schnellen Fourier-Transformation (FFT) analysiert, sondern das Analysezeitfenster wird in mehrere, sich auch überlappende Zeitfenster unterteilt, für die ein Amplitudenspektrum berechnet wird [35]. Dies kann mit der Vorstellung beschrieben werden, dass das FFT-Analysefenster über den Zeitbereich gleitet. Dadurch lässt sich die zeitliche Änderung des Frequenzinhalts darstellen, die bei nur einem Analysefenster verlorengehe. Zur Vermeidung von Leakage-Effekten wird eine Hamming-Fensterfunktion verwendet [9]. Über der Frequenz (Abszisse) und der Zeit (Ordinate) wird die Amplitude der Schwingung (Farb-Skala) aufgetragen. Alle Messgrößen werden für die Auswertung auf Dezibel normiert (z.B.: $1g \triangleq 0dB$). Durch die logarithmische Skalierung lassen sich Werte im Bereich von 1000 (60dB) bis 0,001 (-60dB) in einem Plot darstellen (siehe Bild 3.11).

Farbverläufe parallel zur Ordinate (konstante Frequenz, dunkelblaue Gerade) zeigen Eigenfrequenzen im System auf. Nicht zur Ordinate parallele Geraden (nte-Ordnung, rote Geraden) zeigen eine Abhängigkeit des Frequenzspektrums von einer sich zeitlich

linear verändernden Erregergröße. In diesem Fall ist es die zeitlich konstant abfallende Raddrehfrequenz.

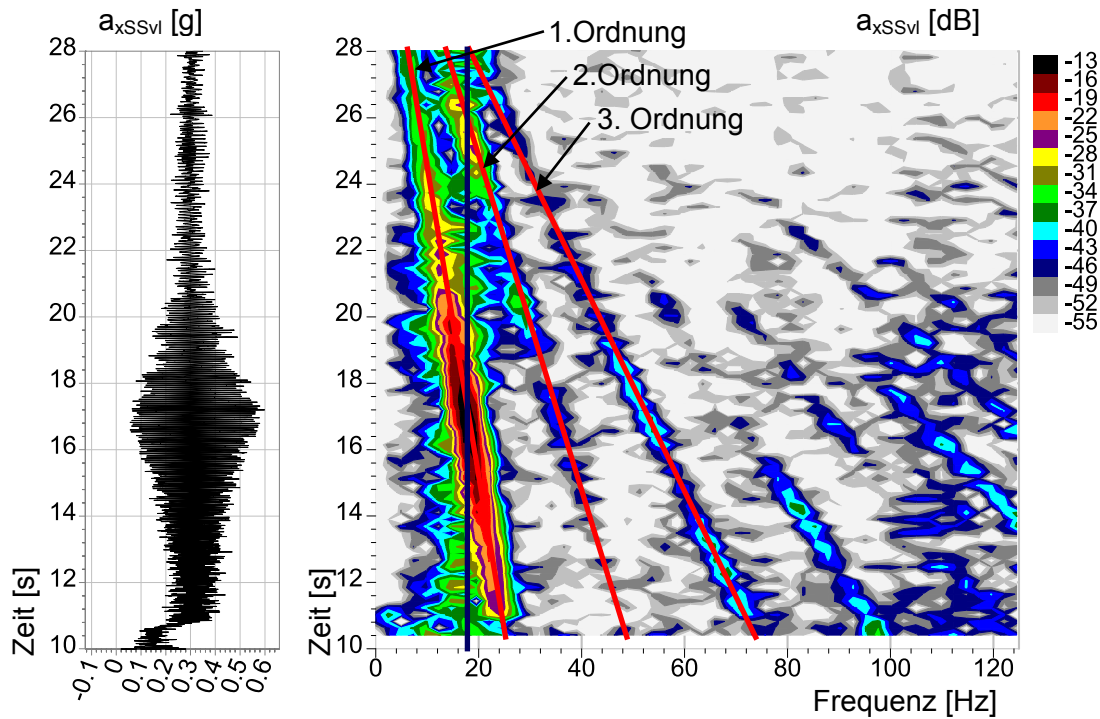


Bild 3.8: Gemessenes Signal und STFT-Analyse der Sitzschienenbeschleunigung

Normiert man nun das Frequenzspektrum auf die Frequenz der anregenden Größe (Raddrehfrequenz), so erhält man die Ordnungsanalyse (siehe Bild 3.9) des Signals [79]. Hier wird wieder die Methode der gleitenden FFT-Fenster angewendet. Über der Raddrehfrequenz (Ordinate) wird die Amplitude (z-Achse, Farbskala) und die Ordnung (Abszisse) des Schwingungssignals gezeigt. Signalanteile konstanter Ordnung erscheinen nun parallel zur Ordinate, Eigenfrequenzen als bogenförmige Bereiche (siehe dunkelblaue Linie). Für die Wiedergabe des zeitlichen Verlaufs während einer Bremsung wird die Raddrehfrequenz negiert. Dadurch können die Diagramme von unten (Start der Bremsung) nach oben (Ende der Bremsung, siehe Bild 3.9) oder von links nach rechts (siehe Bild 3.11) gelesen werden. Die Eigenfrequenz des Längsschwingungssystem aus Vorderachse und Karosserie bei ca. 18 Hz ist deutlich sichtbar. Unterschreitet die anregende Frequenz die Eigenfrequenz und regt das System im Bereich der halben Eigenfrequenz (ca. 9 Hz) an, so kann die Schwingung des Antwortsignals in der 2. Ordnung (2. Harmonischen) beobachtet werden.

Für eine vergleichende Darstellung werden Schnitte konstanter Ordnung (vertikale Schnitte in Bild 3.9) aus der Ordnungsanalyse extrahiert und die sieben Schnitte mit den größten Werten aufgetragen (siehe Bild 3.10).

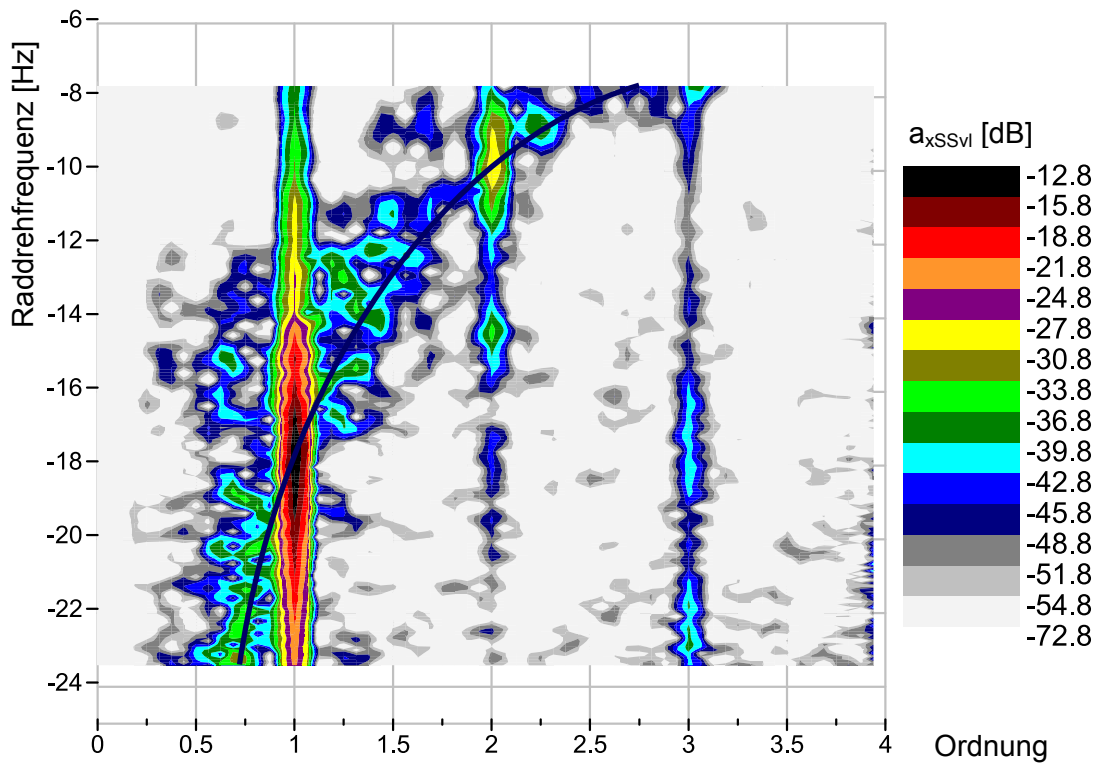


Bild 3.9: Ordnungsanalyse der Sitzschienenbeschleunigung

Die einhüllende Kurve dieser Schnitte wird in einem Übersichtsblatt (siehe gelbe Linie in Bild 3.11) mit weiteren Hüllkurven (OrdHk) anderer Signale dargestellt.

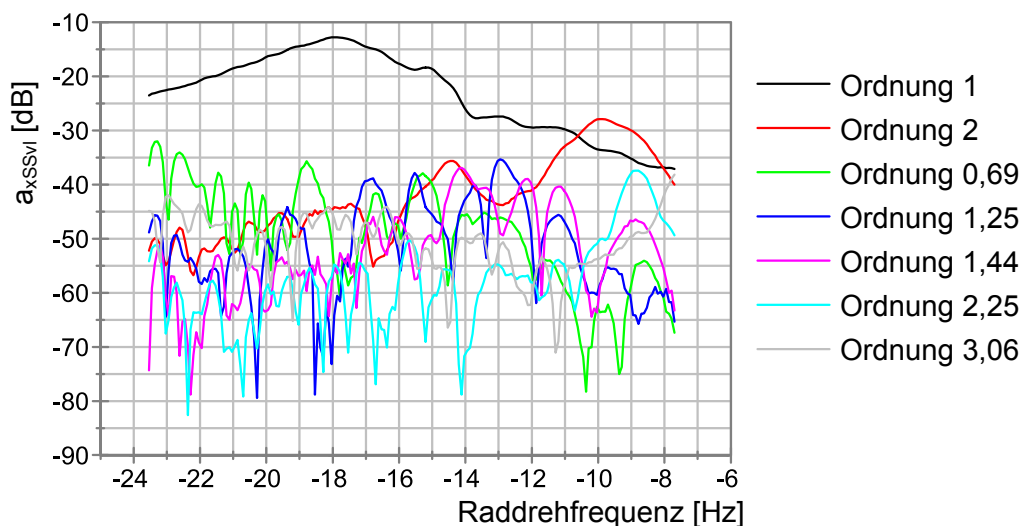


Bild 3.10: Schnitte konstanter Ordnung

Auf diese Weise lassen sich in einem Plot die Anregung (Momentenschwankung links und rechts – M_{yMRvl} , M_{yMRvr} , deren gleich- und gegenphasigen Anteile – M_{yMRlP} , M_{yMRgP} ,

Längskraftschwankung links und rechts – F_{xMRvl} , F_{xMRvr}), die Übertragungsstrecke (Beschleunigung der Vorderachse gleich- und gegenphasig – a_{xVAiP} , a_{xVagP} ; weitere Signale werden analysiert aber aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht dargestellt), die Ausgangssignale (Sitzschienen- und Lenkraddrehbeschleunigung – a_{xSSvl} , a_{yLD}) und die Übertragungsfunktionen (Sitzschienen- und Lenkraddrehbeschleunigung zur Anregung – Ufc_{axSSiP} , Ufc_{ayLDgP}) zusammenfassen. Alle Signale sind wieder auf Dezibel normiert.

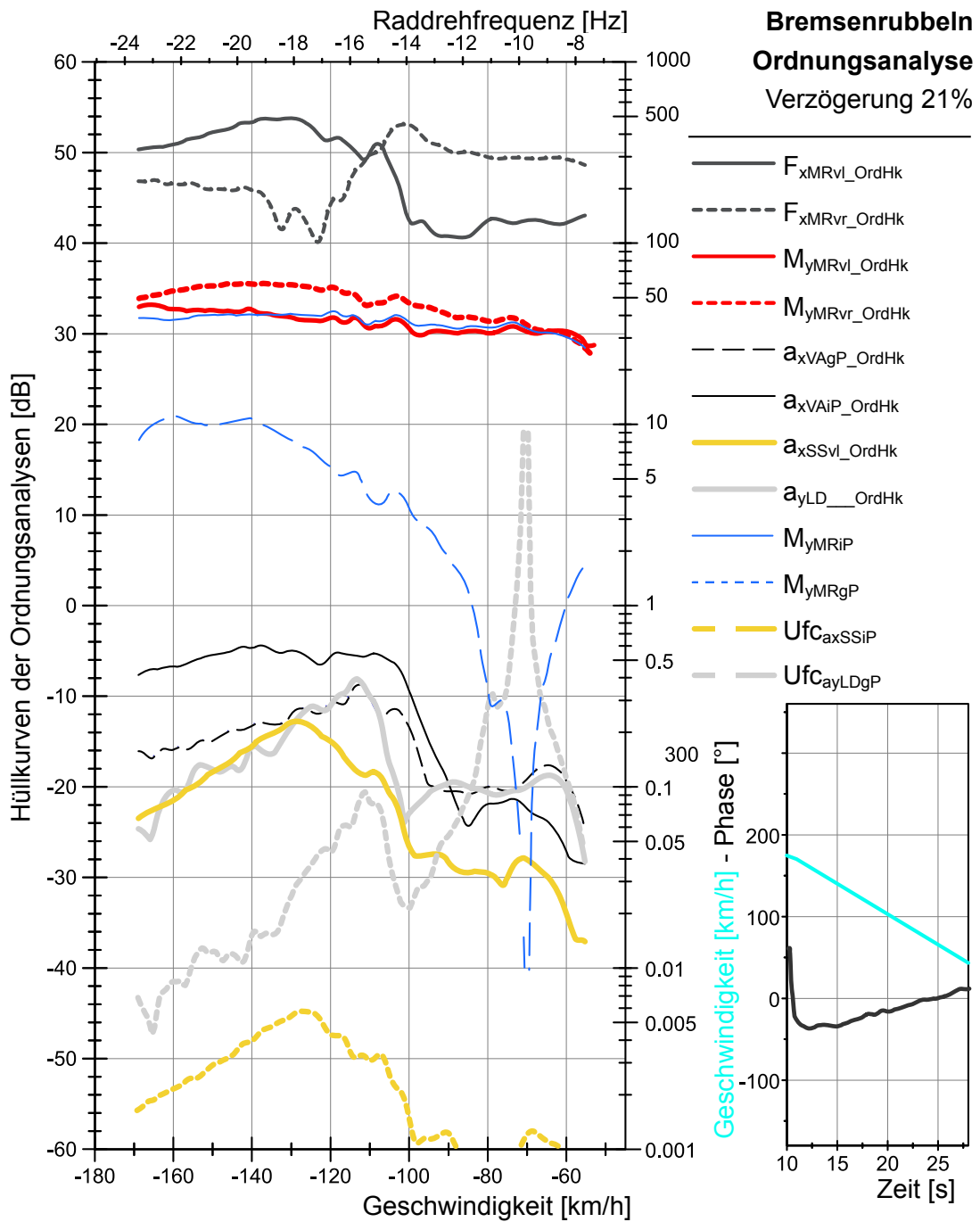


Bild 3.11: Hüllkurven der Ordnungsanalysen für eine Bremsrubbelsversuchsbremung

Die Berechnung der gleich- und gegenphasigen Anteile der Vorderachsbeschleunigung (a_{xVaiP} , a_{xVagP}) wird nur vereinfacht über die Summe bzw. Differenz der Beschleunigungen a_{xSLNb} und a_{xSRNb} durchgeführt und dient als Indikator für die Schwingungsform der Vorderachse. Die Lenkraddrehbeschleunigung stellt die tangential zum Lenkrad erfahrbare Beschleunigung aus der Drehung des Lenkrads dar und errechnet sich aus der Subtraktion der Beschleunigungssignale am Lenkrad in 6Uhr- und 12Uhr-Position

$$a_{yLD} = \frac{a_{yLD06} - a_{yLD12}}{2} \quad (3.1)$$

Im zweiten kleinen Diagramm in Bild 3.11 ist der Geschwindigkeitsverlauf der Bremsung und die Phase der Momentenschwankungen vorne links und rechts dargestellt. Im Falle einer Unwuchtanalyse wird hier die Phasenlage der Längskraftschwankungen vorne links und rechts ausgewertet (siehe Bild A.4). Damit lassen sich sowohl gleich- und gegenphasige Bremsungen unterscheiden, als auch die Lage der Unwuchtgewichte bei Unwuchtuntersuchungen ermitteln. Die Phasenlage der Kräfte bzw. Momente wird mit Hilfe des Kreuzleistungsdichtespektrums (Kreuzspektrum) errechnet. Sind $\underline{X}(j\Omega)$ und $\underline{Y}(j\Omega)$ die Fourier-Transformierten der Zeitbereichssignale $x(t)$ und $y(t)$ (z.B. M_{yMRvl} und M_{yMRvr}), dann wird über die Multiplikation der beiden Spektren das Kreuzleistungsdichtespektrum \underline{S}_{xy} gebildet [79]:

$$\underline{S}_{xy}(j\Omega) = \underline{X}(-j\Omega) \cdot \underline{Y}(j\Omega) \quad (3.2)$$

Aus dem Amplitudenspektrum des Kreuzspektrums wird die Frequenz mit der maximalen Amplitude (größte Ähnlichkeit der beiden Signale) ermittelt. Die Phase dieser Frequenz im Phasengang des Kreuzspektrums gibt den Phasenwinkel zwischen den beiden Signalen an. Mit dieser Information können für die Bremsrubbelanalyse die anteiligen gleich- (M_{yMRiP}) und gegenphasigen (M_{yMRgP}) Bremsmomente ermittelt werden (siehe Bild 3.11).

$$M_{yMRiP} = \frac{M_{yMRvl_OrdHk} + M_{yMRvr_OrdHk}}{2} \cdot \left(1 - \frac{Phase}{180}\right), \quad (3.3)$$

$$M_{yMRgP} = \frac{M_{yMRvl_OrdHk} + M_{yMRvr_OrdHk}}{2} \cdot \frac{Phase}{180}$$

Die Schwingungen an Sitzschiene oder Lenkrad rühren aus den gleich- bzw. gegenphasigen BTV und so lässt sich mit den beiden Anteilen die Übertragungsfunktion von der Erregung zum Ausgangssignal berechnen. Die Übertragungsfunktion ist definiert als Quotient der Fourier-Transformierten von Ausgangs- $\underline{A}(j\Omega)$ und Erregungssignal $\underline{E}(j\Omega)$ [79]:

$$\underline{G}(j\Omega) = \frac{\underline{A}(j\Omega)}{\underline{E}(j\Omega)} \quad (3.4)$$

Bei M_{yMRiP} , M_{yMRgP} , a_{xSSvl_OrdHk} und a_{yLD_OrdHk} handelt es sich um modifizierte Ergebnisse im Anschluss an die Fourier-Transformation. Die Übertragungsfunktionen der gleichphasigen BTV zur Sitzschienenbeschleunigung und der gegenphasigen BTV zur Lenkraddrehbeschleunigung definiert sich folgendermaßen:

$$Ufc_{axSSiP} = \frac{a_{xSSvl_OrdHk}}{M_{yMRiP}}, \quad Ufc_{ayLDgP} = \frac{a_{yLD_OrdHk}}{M_{yMRgP}} \quad (3.5)$$

Der Maximalwert der Übertragungsfunktionen charakterisiert die Übertragungsstrecke unabhängig von der Höhe der Anregung. Dieser Wert ist vor allem bei Fahrversuchen mit Parametervariation in der Übertragungsstrecke (z.B. Untersuchung von Elastomerlagervarianten) anzuwenden, da hier eine Streuung in den Versuchen vorliegt und die Bremsmomentenschwankung nicht ideal in Phasenlage und Amplitude eingestellt werden kann. Es kann über mehrere Versuche der Maximalwert gemittelt werden und die Versuchsstreuung in der Auswertung berücksichtigt werden. Zu beachten gilt, dass nur Maximalwerte von Versuchen in die Mittelwertbildung einbezogen werden können, die auch eine eindeutige Phasenlage (Gegen- oder Gleichphase) aufweisen. Im Beispiel von Bild 3.11 wird deutlich, dass der Übertragungsfaktor zur Lenkraddrehbeschleunigung unplausibel hoch ist, obwohl eine gleichphasige Anregung vorliegt. Dies beruht darauf, dass das Erregungssignal (M_{yMRgP}) bei ca. 10Hz gegen Null tendiert und somit die Übertragungsfunktion gegen Unendlich. Das Ausgangssignal der Lenkraddrehbeschleunigung kann aufgrund einer permanenten Restschwingung unabhängig von der Bremsrubbelanregung nicht im gleichen Maße zurückgehen.

Die oben dargestellte Signalanalyse wird für Straßenfahrversuche (Bremsenrubbeln), Rollenprüfstandsversuche (Radunwucht) und für die Simulation beider Manöver verwendet und ermöglicht so eine direkte Vergleichbarkeit der Ergebnisse in Amplituden- und Frequenzlage.

4 Objektives Bewertungsverfahren für Bremsenrubbeln

Die Beurteilung des Fahrkomforts erfolgt in der Automobilentwicklung großteils auf Basis des subjektiven Urteils von erfahrenen Testfahrern. Simulationsergebnisse liegen in Form von physikalischen Größen vor. Seit einigen Jahren wird in der Forschung versucht, eine Brücke zwischen beiden Welten in der Disziplin Fahrkomfort zu schlagen [10, 25, 34, 36, 48, 49]. Hinsichtlich der virtuellen Fahrdynamikbeurteilung verhält es sich prinzipiell ähnlich [40, 46, 76]. Dabei ist es vor allem für die Simulation von extremem Nutzen, die Auswirkungen der berechneten physikalischen Größen auf den subjektiven Fahrkomfort abschätzen zu können.

4.1 Subjektive Bewertung

Für die subjektive Beurteilung der Fahreigenschaften (Fahrkomfort und Fahrdynamik) hat sich in der Automobilindustrie die 10er Notenskala durchgesetzt. Die Beurteilung erfolgt hierbei in zwei Stufen (siehe Bild 4.1). In Stufe 1 wird entschieden, ob die bewertete Eigenschaft dem Industriestandard genügt. Bei einer Bejahung dieser Frage wird die Fahreigenschaft mit den Noten 5 bis 10, andernfalls mit den Noten 1 bis 4 bewertet.

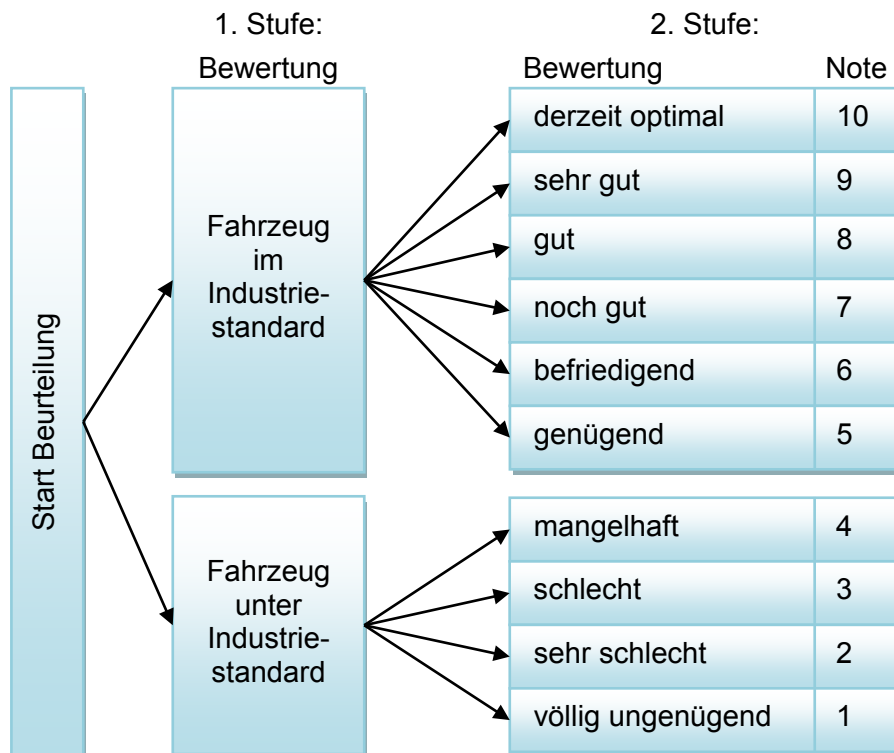


Bild 4.1: Zweistufiges Bewertungssystem [23]

Zusätzlich ist für eine genauere Quantifizierung die Vergabe von halben Noten möglich. Ein Überblick über die subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens wird bei Heißing und Brandl gegeben [23]. Dabei sollte die Bewertung fahrzeugklassenspezifisch erfolgen, da für Kleinwagen andere Maßstäbe als für Fahrzeuge der Ober- bzw. Luxusklasse anzusetzen sind. Bei der subjektiven Bewertung handelt es sich um eine Relativbewertung, die sich am Stand der Technik orientiert. Schon die Klassifizierung der Bestnote 10 „derzeit optimal“ weist darauf hin, dass die Beurteilung im Vergleich zu anderen Fahrzeugen der gleichen Klasse erfolgen muss und sich eine erfolgte Bewertung durch den technischen Fortschritt nach unten verschieben kann. Grundlage für die erfolgreiche und hinreichend reproduzierbare Beurteilung von Fahreigenschaften ist ein erfahrener Tester, der aufgrund seiner Wissensbasis genügend bewertete Eigenschaften von Vergleichsfahrzeugen gespeichert hat und so weitere Urteile relativ dazu einordnen kann.

Dieses Verfahren wird auch auf die Beurteilung von Bremsenrubbeln und Radunwuchterregung im Fahrversuch angewendet. Bei der Bewertung des Bremsenrubbels werden vier Disziplinen unterschieden, bei Radunwuchtanregung nur die Disziplinen 1 und 2:

Tabelle 4-1: Bewertungsdisziplinen Bremsenrubbeln/Radunwuchtanregung

Nr.	Disziplin	Einleitungspunkt in den Körper
1	Karosserieschwingungen	Ganzkörperschwingungen auf dem Sitz
2	Lenkraddrehschwingungen	Hand-Arm-Schwingungen am Lenkrad
3	Pedalpulsationen	Rechter Fahrerfu
4	Karosseriedrhnen/Geräusche	Gehör

Ein Karosseriedrhnen ist nur bei Auftreten von BTV in höheren Ordnungen der Radrehfrequenz wahrnehmbar, da die erste und zweite Ordnung der BTV die Karosserie zu keinen Körperschallschwingungen anregt, die noch im nicht hörbaren Bereich liegen. Für das Phänomen Kaltrubbeln werden akustische Effekte folglich nicht weiter betrachtet.

Die Bewertung der obigen Disziplinen erfolgt durch den Versuchsfahrer anhand der Höhe und Intensität der auftretenden Schwingungen, die dieser an den Einleitungspunkten in den Körper rezeptiert. Dieser subjektiv wahrgenommene Eindruck wird in das Verhältnis zu bereits erfahrenen und beurteilten Versuchseindrcken gesetzt und aus der Einordnung ein Urteil generiert.

4.2 Objektive Bewertungsmethode

Aus der Vorgehensweise der subjektiven Beurteilung lassen sich die Anforderungen an ein objektives Bewertungsverfahren ableiten. Das Verfahren muss die Höhe der

Schwingungsamplitude und die Dauer der Einwirkung (Intensität) der Schwingung berücksichtigen. Zudem muss mittels einer Bewertungsfunktion, die für die Bewertung von harmonischen Schwingungen ausgelegt ist, die Empfindlichkeit des Menschen am Einleitungspunkt des Schwingungssignals wiedergegeben werden. Die Übertragungstrecke einer mit der menschlichen Physiologie detektierten physikalischen Größe bis zum aktiv wahrgenommenen Sinneseindruck ist bei Knauer [36] beschrieben.

4.2.1 Schwingungsbewertung nach der VDI-Richtlinie 2057

Die VDI-Richtlinie 2057 ist ursprünglich dafür angelegt worden, mechanische harmonische Schwingungen, die auf den Menschen einwirken, zu beurteilen, um damit Kenngrößen der Beanspruchung abzuleiten und in Kombination mit der Einwirkungsdauer T die Einschränkung des Wohlbefindens und des Risikos von Gesundheitsschäden abzuschätzen. Sie bezieht sich auf die Belastung durch mechanische Schwingungen am Arbeitsplatz (z.B. Bedienung von Pressen, Führen von mobilen Arbeitsmaschinen) und wurde nicht für die Komfortbeurteilung von Kraftfahrzeugen entwickelt. Es wird das Schwingempfinden in verschiedenen Körperhaltungen von verschiedenen Körperteilen in Abhängigkeit der Einleitungsrichtung berücksichtigt. Diese Fälle werden mit unterschiedlichen Frequenzbewertungskurven berücksichtigt und sind mittels Versuchen an Schwingplatten aufgenommen worden. Für die hier betrachteten Fälle eignen sich u. a. die Bewertungsfilter W_d , W_k , W_c [56] und W_h [80] (siehe Bild 4.2).

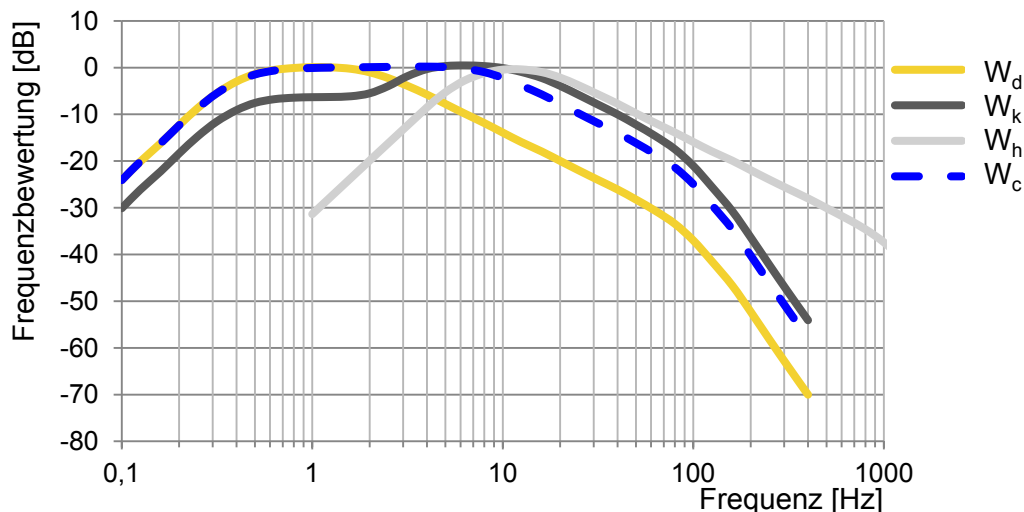


Bild 4.2: Ausgewählte Frequenzbewertungskurven: W_d , W_k , W_c [56], W_h [80]

Die Frequenzbewertung W_d findet Anwendung bei der Körperhaltung Sitzen und gemessenen Beschleunigungen auf dem Sitz für die horizontalen Richtungen x und y beim Beanspruchungskriterium Wohlbefinden (W_c - x -Richtung Sitzlehne). W_k wird bei vertikalen Schwingungen im Sitzen auf dem Sitz und unabhängig von der Schwingrich-

tung an der Fußplattform eingesetzt. Der Bewertungsfilter W_h gibt die Empfindlichkeit des Hand-Arm-Systems bei einer Einleitung von mechanischen Schwingungen in die Greifstelle unabhängig von der Schwingrichtung wieder.

Die Beurteilung des gemessenen und mit dem Frequenzbewertungsfilter gewichteten Beschleunigungssignals $a_w(t)$ erfolgt über den Effektivwert a_{wT} , der als Kenngröße der Schwingungsbelastung definiert ist:

$$a_{wT} = \sqrt{\frac{1}{T_m} \int_0^T a_w^2(t) dt} \quad (4.1)$$

T_m ist die Dauer der Einwirkzeit. Alternativ dazu lässt sich auch ein gleitender Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung $a_{wT}(t)$ berechnen:

$$a_{wT}(t) = \sqrt{\frac{1}{\tau} \int_{\xi=0}^t a_w^2(\xi) \exp\left[-\frac{\xi-t}{\tau}\right] d\xi} \quad (4.2)$$

Hierin sind ξ die Integrationsvariable (Zeit) und τ die Integrationszeitkonstante für die zeitliche Mittelung. Wird eine Mittelungszeit von 0,125s verwendet, spricht man von einer „fast“ Mittelung, bei einer Verwendung von $\tau=1$ s von einer „slow“ Mittelung. Die VDI 2057 gibt nur die Empfehlung für die Verwendung von $\tau=0,125$ s, legt diese aber nicht endgültig fest. Zur Charakterisierung einer Messung kann nun der Maximalwert des gleitenden Effektivwerts herangezogen werden.

Die VDI-Richtlinie 2057 ist zwar nicht explizit für die Bewertung des Fahrkomforts generiert worden, allerdings könnten die beschriebenen Frequenzbewertungsfilter für die Beurteilung des Wohlbefindens durchaus auch in der Fahrkomfortbewertung Anwendung finden. Zudem handelt es sich bei Bremsrubbel- und Radunwuchtschwingungen um rein harmonische Schwingungen, die auch bei der Erzeugung der Bewertungsfilter herangezogen wurden. Diese Verwendung muss allerdings im Folgenden noch bewiesen werden.

4.2.2 Generierung des Bewertungsmodells

Für die Generierung des Bewertungsmodells wird eine hohe Stichprobenanzahl mit einer möglichst großen Spreizung an Subjekturteilen benötigt, die mit objektiven Kenngrößen korreliert werden, damit das Bewertungsmodell einen ebenso großen Gültigkeitsbereich besitzt. Das Bewertungsmodell wird auf Basis von Bremsrubbelversuchen (siehe Kapitel 3.3) erzeugt. Die notwendige Spreizung wird über präparierte Bremscheiben mit unterschiedlichen DTV Werten (10 μ m, 20 μ m, 30 μ m, 40 μ m) eingestellt. Die Versuche werden mit einem Fahrzeug der Luxusklasse durchgeführt, um somit das Bewertungsmodell an die derzeitigen höchsten Anforderungen zu knüpfen. Vier

Testfahrer führen die Versuche jeweils mit einer Wiederholung durch, wodurch 160 Versuchsbremungen in die Datenbasis einfließen (4 Fahrer, 4 DTV-Varianten, 5 Verzögerungen, 2 Versuche pro Variante).

Da vor der Regressionsanalyse unklar ist, welche Messpunkte die höchste Korrelation mit den subjektiven Fahrerurteilen aufweisen, wird an verschiedenen Messpunkten im Fahrzeug die Beschleunigung gemessen (siehe Bild 4.3).

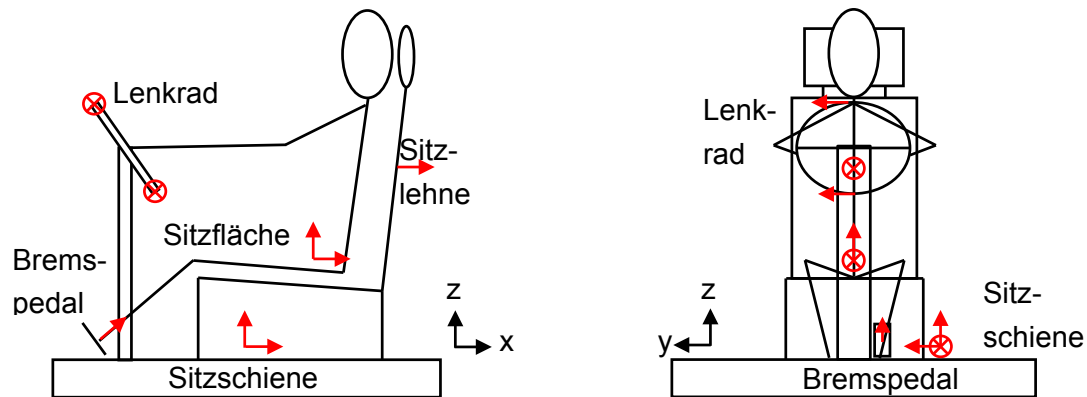


Bild 4.3: Messpunkte für die Erstellung des Bewertungsmodells nach [49]

In der Auswertung werden alle Signale mit 3Hz hochpassgefiltert, um statische Anteile und Sensordrift aus den Signalen zu entfernen. Je nach Messort werden die Signale mit dem dafür ausgewiesenen Bewertungsfilter nach der VDI-Richtlinie 2057 gefiltert (siehe Tabelle 4-2) und anschließend der gleitende Effektivwert der bewerteten Beschleunigung $a_{WT}(t)$ berechnet. Der Effektivwert a_{WT} eignet sich nicht für die Regression, da er nicht mit dem Verfahren der subjektiven Beurteilung übereinstimmt. Der Beurteiler wertet nicht kumulativ über die wahrgenommenen Schwingungen, sondern anhand der maximal empfundenen Schwingung. In einer fachlichen Diskussion mit erfahrenen Beurteilern der Audi AG wird die Integrationszeitkonstante τ auf 0,3s erhöht, da eine Bewertungszeit von 0,125s bei der „fast“ Mittelung als zu kurzzeitig angesehen wird. Ein Versuch wird dann über den Maximalwert der gleitenden frequenzbewerteten Beschleunigung charakterisiert.

Tabelle 4-2: Verwendung der Frequenzbewertungsfilter der VDI-Richtlinie 2057

Filter	Messpunkte und Einleitungsrichtung
W_d	Ganzkörperschwingung: Sitzoberfläche in x; Sitzschiene in x, y (z.B. a_{xSSVI})
W_k	Ganzkörperschwingung: Sitzoberfläche in z; Sitzschiene in z; Bremspedalpulsation: tangential zur Drehbewegung um die Pedallagerung am Pedal (a_{BP})
W_c	Ganzkörperschwingung: Sitzlehne in x
W_h	Lenkraddrehschwingung in y (z. B. a_{yLD})

Der Zusammenhang zwischen Subjektivurteil und dem berechneten Kennwert wird mittels Methoden der linearen Regressionsanalyse durchgeführt [63]. Dazu werden Subjektivurteile und die Maximalwerte des gleitenden frequenzbewerteten Effektivwerts über einfache und multiple lineare Regressionen in Beziehung gesetzt. Bei der einfachen linearen Regression erfolgt die Berechnung des objektiven Urteils (OU) in Abhängigkeit einer Eingangsgröße:

$$OU = \gamma + \beta \cdot a_{wr_max} + \varepsilon \quad (4.3)$$

Mit der multiplen Regression kann die Abhängigkeit des Subjektivurteils von zwei und mehr Eingangsgrößen untersucht werden (z.B. Abhängigkeit des SU von a_{xSSVl} und a_{zSO}):

$$OU = \gamma + \beta_1 \cdot a_{wr_max_1} + \beta_2 \cdot a_{wr_max_2} + \varepsilon \quad (4.4)$$

Die Regressionsmodelle werden mit der Methode der kleinsten Quadrate berechnet, wodurch die Koeffizienten so bestimmt werden, dass die Summe der quadrierten Abweichungen (Residuen ε) der Istwerte von den angenäherten Werten minimal sind [63]. Vor der Regressionsanalyse werden für jeden der 20 veränderten Versuchsparameter (4 DTV-Varianten x 5 Verzögerungen) die Mittelwerte der Fahrerurteile und der Kennwerte (a_{wr_max}) gebildet (siehe Bild 4.4). Alle Bewertungsmodelle werden durch Hypothesentests (F- und T-Statistik) auf Anwendbarkeit geprüft und bestehen diese auf einem Signifikanzniveau von 1% [63].

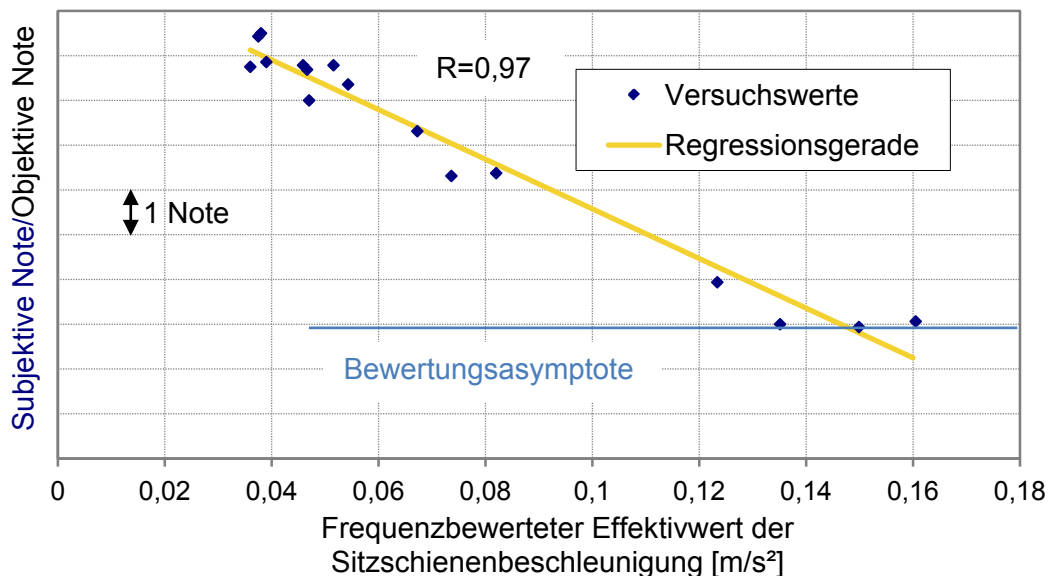


Bild 4.4: Regressionsanalyse der Karosserieschwingungen

Aus den untersuchten linearen einfachen und multiplen Regressionsanalysen werden mit Hilfe der Bestimmtheitsmaße R die Regressionen ermittelt, die die höchste statistische Ähnlichkeit bzgl. des Subjektivurteils aufweisen.

Tabelle 4-3: Ausgewählte Messgrößen für die Generierung der Objektivurteile

Subjektive Bewertungsgröße	Messgröße	Bestimmtheitsmaß R
Karoserieschwingung	$a_{wr_max_xSSvl}$	0,97
Lenkraddrehbeschleunigung	$a_{wr_max_yLD}$	0,95
Bremspedalschwingung	$a_{wr_max_BP}$	0,92

Die multiplen Regressionen weisen keine höheren Bestimmtheitsmaße als die einfachen linearen Regressionsmodelle auf. Daher werden die in Tabelle 4-3 aufgeführten Messgrößen, auch aufgrund des minimalen Installationsaufwands der Messtechnik, für die Beurteilung des Bremsenrubbels eingesetzt. Dabei kann bei allen Bewertungsmodellen von sehr hohen Modellqualitäten ausgegangen werden, da hier Bestimmtheitsmaße von 0,92 und größer vorliegen. Die linearen Bewertungsfunktionen haben, gezeigt am Beispiel Karoserieschwingungen, folgende Form:

$$OU = \gamma + \beta \cdot a_{wr_max_xSSvl} \quad (4.5)$$

Die Regressionsanalyse von Karoserieschwingung und Lenkraddrehbeschleunigung sind in Bild 4.4 und Bild 4.5 dargestellt.

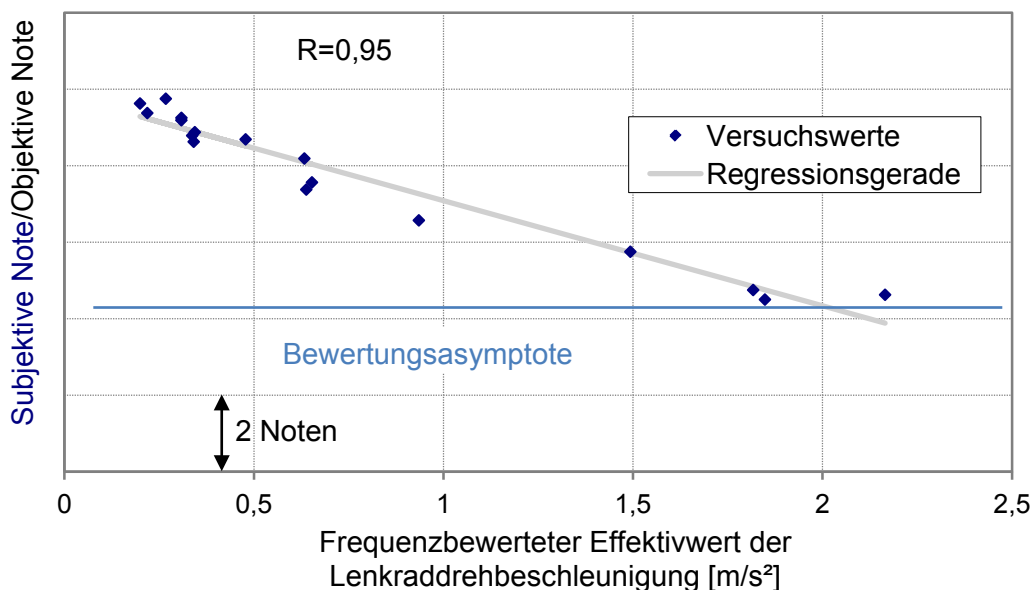


Bild 4.5: Regressionsanalyse der Lenkraddrehbeschleunigung

Diese Bewertungsmodelle sind statistisch gesehen nur in dem Bereich gültig, in dem auch Versuchswerte vorliegen (z.B. für die Lenkradregression $0,199\text{m/s}^2 < a_{\text{yLD}} < 2,165\text{m/s}^2$). Zudem ist das Beurteilungsverhalten der Testfahrer für den Bereich kleiner Noten (< 4) sicherlich nicht linear. Die Noten tendieren mit zunehmender Beschleunigung gegen eine horizontale Asymptote. Dies ist in Bild 4.4 und Bild 4.5 an den niedrigsten drei gemittelten subjektiven Beurteilungen zu erkennen. Für die subjektive Beurteilung des Fahrkomforts ist dies dadurch erklärbar, dass eine weitere Differenzierung von als „schlecht“ beurteilten Fahrzeugen für den Versuchsfahrer von keiner Bedeutung ist und sich die Bewertung somit auf einem untersten Wert verschleift. Für die Verwendung des Bewertungsmodells in der Simulation in Zusammenhang mit einer Optimierung ist es allerdings zwingend notwendig, eine stetige, kontinuierlich fallende Funktion zu verwenden, da sonst unterschiedliche Achsvvariationen zum gleichen Bewertungsergebnis führen können und somit keine Verbesserung oder Verschlechterung des Optimierungsziels zu unterscheiden ist. Ein Optimierungslauf würde somit sofort zum Ende kommen, da die Parametervariationen unabhängig von den Komfortnoten sind.

Daher werden die linearen Bewertungsfunktionen der Lenkraddreh- und Karosseriebeurteilung unbegrenzt durch einen Gültigkeitsbereich auf Simulationsergebnisse für die Abschätzung des Fahrerurteils eingesetzt. Das bedeutet auch, dass es zu objektiven Urteilen kleiner Null kommt, die keine Gültigkeit bzgl. der subjektiven Fahrerbewertung besitzen, aber als Optimierungskriterium durchaus verwendet werden können. Ergebnisse, die innerhalb des Gültigkeitsbereichs liegen, stellen einen eindeutigen Bezug zum Fahrerurteil her. Werte außerhalb dienen als Hilfe, um den Gültigkeitsbereich durch Optimierungsmaßnahmen zu erreichen.

5 Aufbau und Validierung des Simulationsmodells

5.1 Grundlagen der Mehrkörpersimulation

Unter Mehrkörpersystemen versteht man eine Abbildung realer, technischer Systeme durch ein Ersatzmodell aus meist starren Körpern, die über Koppellemente untereinander und zur Umgebung in Beziehung stehen [15]. Mittlerweile kann die Elastizität von Bauteilen mittels Einbau von Finite-Elemente-Systemen in Teile der Mehrkörperstruktur berücksichtigt werden. Die Elemente sind als Modal Neutral Files (MNF) ausgeführt, welche die elastischen Informationen des Bauteils durch Modenüberlagerung wiedergeben.

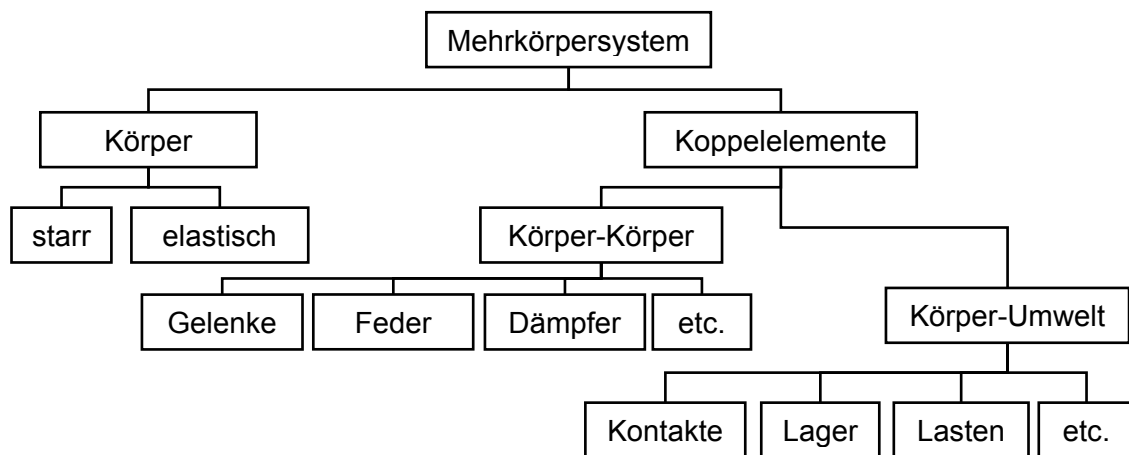


Bild 5.1: Elemente eines Mehrkörpersystems [15]

Über eine graphische Oberfläche werden in einem MKS-Programm die Körper mit ihren Trägheitseigenschaften und ihrer Geometrie, die Koppellemente mit den Freiheitsgraden (Art der Gelenke), die Kraftelemente (Feder, Dämpfer) und die Anfangsbedingungen definiert. Diese Programme sind dann in der Lage, die Bewegungsgleichungen des mechanischen Systems zu ermitteln. In MKS-Programmen finden die Verfahren nach Newton-Euler oder Lagrange für die Erstellung der Bewegungsgleichungen Anwendung [47].

Für diese Arbeit wird das MKS-Programm MSC.Adams verwendet. Die Berechnung der Bewegungsgleichungen darin erfolgt auf Basis der Lagrange'schen Gleichungen zweiter Art für Starrkörper. Dieses wird im Folgenden kurz dargestellt.

Die kinetische Energie eines Starrkörpers ergibt sich aus dessen Translations- und Rotationsenergie, wobei sich die Trägheitseigenschaften (m , Θ_s) und die Geschwindigkeiten (\mathbf{v}_s , $\boldsymbol{\omega}$) auf den Schwerpunkt beziehen [60, 72]. Die Geschwindigkeits- und

Drehgeschwindigkeitsvektoren entstehen aus der zeitlichen Ableitung der Ortsvektoren zum Körper i.

$$T_i = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \mathbf{v}_S^2 + \frac{1}{2} \cdot \boldsymbol{\omega}^T \boldsymbol{\Theta}_S \boldsymbol{\omega} \quad (5.1)$$

Die Summe der kinetischen Energien der einzelnen Körper i beschreiben die Gesamtenergie des Systems (Anzahl der Körper p). Die translatorischen Anteile werden im Inertialkoordinatensystem, die rotatorischen im körperfesten Koordinatensystem (in der Praxis ist der Trägheitstensor nur hier bekannt) mit Bezug zum Schwerpunkt der jeweiligen Körper i angegeben:

$$T = \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^p (\mathbf{v}_i^I)^T m_i \mathbf{v}_i^I + (\boldsymbol{\omega}_i^K)^T \boldsymbol{\Theta}_i^K \boldsymbol{\omega}_i^K \quad i=1,2,\dots,p \quad (5.2)$$

Durch die Einführung unabhängiger generalisierter Koordinaten q_k , die die Anzahl der f Freiheitsgrade ($k=1,2,\dots,f$) des Systems berücksichtigen, lässt sich die Lagrange-Gleichung zweiter Art aufstellen:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_k} = Q_k \quad k=1,2,\dots,f \quad (5.3)$$

Q_k stellt die generalisierten Kräfte und Momente dar, die mit Hilfe der Jacobimatrix der Translation und Rotation in Richtung der generalisierten Koordinate gerichtet und zusammengefasst werden. Diese Kräfte teilen sich in nicht konservative (Dämpfung, äußere Kräfte) und konservative Kräfte (Schwerepotential, Federn) auf. Wird diese Gleichung um die r Bindungsgleichungen φ_n ($n=1,2,\dots,r$) der geometrischen Zwangsbedingungen und den Lagrange-Multiplikatoren λ_n , die die allgemeinen Zwangskräfte wiedergeben, erweitert, so entstehen zusätzlich zu den f generalisierten Koordinaten q_k die erweiterten Koordinaten \bar{q}_j ($j=1,2,\dots,f+r$) [6, 60]:

$$\varphi_n = \varphi_n(\bar{q}_j) = 0 \quad n=1,2,\dots,r \quad (5.4)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\bar{q}}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial \bar{q}_j} = \bar{Q}_j + \sum_{n=1}^r \frac{\partial \varphi_n}{\partial \bar{q}_j} \cdot \lambda_n \quad j=1,2,\dots,(f+r) \quad (5.5)$$

Durch diese Bewegungsgleichungen aller Körper im System entsteht ein Satz von differential-algebraischen Gleichungen (DAE – Differential Algebraic Equation). Diese werden in Differentialgleichungen 1. Ordnung umgewandelt. Für deren Lösung stehen im ADAMS Solver verschiedene Integratoren zur Verfügung. Für diese Untersuchung wird der in ADAMS gebräuchlichste Integrator GSTIFF verwendet.

5.2 Modellaufbau

Für die Untersuchung der achskinematischen Einflüsse auf das Schwingungsverhalten des Gesamtfahrzeugs werden zwei Simulationsaufbauten (Assemblies) benötigt. Einerseits ein Gesamtfahrzeugmodell, auf das die Störgrößen (Bremsenrubbeln, Radunwucht) aufgeschaltet werden und die Beurteilung der Ausgangsgrößen erfolgt. Andererseits ein Achsprüfstand, der für die Analyse der Elastokinematik verwendet wird. Die Assemblies bestehen wiederum aus Subsystemen und der Prüfumgebung (test rig), die im Folgenden näher beschrieben werden [67, 68]:

Gesamtfahrzeugmodell – Subsysteme/Prüfumgebung:

- Vorderachse
- Hinterachse
- Räder an der Vorderachse/Räder an der Hinterachse
- Lenkung
- Bremse
- Antriebsstrang (Motor und Getriebe)
- Aufbau: Zusammenfassende Darstellung aller Bauteile, die sich innerhalb der Karosserie befinden inklusive der Passagiere, Dachlasten, Gepäck und dem Tank.
- Prüfumgebung: Flache ebene Straße mit hohem Reibwert ($\mu=1$)

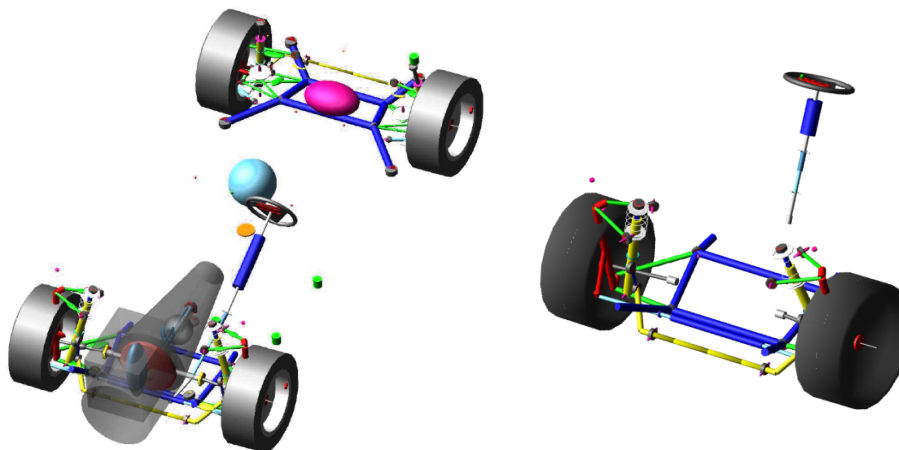


Bild 5.2: Gesamtfahrzeugmodell (links) und Vorderachsmodell für den virtuellen Achsprüfstand (rechts)

Virtueller Achsprüfstand – Subsysteme/Prüfumgebung:

- Vorderachse
- Vereinfachtes Lenkungsmodell für die Berücksichtigung der Lenkübersetzung
- Prüfumgebung: Virtueller Achsprüfstand, an dem die Kennwerte der Radstellung (z.B. Raderhebungskurven) quasi-statisch berechnet werden können.

5.2.1 Achsen

Das Vorderachsmmodell ist analog zur Beschreibung in Kapitel 2.4.1 aufgebaut. Die Koordinaten der Hardpoints an Vorder- und Hinterachse (Verbindungspunkte der Bauteile) und die Trägheitseigenschaften der Bauteile sind aus CAD-Konstruktionsdatensätzen entnommen. Die Bauteile sind als Starrkörper ausgeführt und bei Bedarf können die Lenker und der Radträger der Vorderachse elastisch abgebildet werden. Die Vorderachse ist starr, die Hinterachse elastisch über Hilfsrahmenlager mit dem Aufbausubsystem verbunden.

Bei den verbauten Elastomerlagern (an den Punkten O1,O3,U1,U3) handelt es sich um konventionelle Gummi-Metalllager, die über eine nichtlineare Kraftwegkennlinie mit konstantem Dämpfungswert im MKS-Modell abgebildet sind. Durch die konstante Dämpfung können Hystereseeigenschaften des Gummis nachgebildet werden. Um die Vergleichbarkeit zum Versuchsfahrzeug möglichst hoch zu halten, werden die Kennlinien der im Fahrzeug verbauten Elastomerlager der Vorderachse am Elastomerlagerprüfstand in den sechs Freiheitsgraden (3x Translation, 3x Rotation) gemessen und in das Simulationsmodell übertragen. Exemplarisch sind die translatorischen Kraft-Weg-Kennlinien des Führungslenkerlagers (U3) abgebildet. Die Asymmetrie der translatorischen Kennlinie in x-Richtung beruht auf den unterschiedlichen Anforderungen an das Lager bei einer Belastung bei Beschleunigung oder Verzögerung. Im Beschleunigungsbereich hat es über einen weiten Verformungsbereich einen linearen Verlauf mit einer geringen Steifigkeit, um den Komfortansprüchen zu genügen. Auf der Verzögerungsseite steigt die Steifigkeit deutlich stärker an, um bremsrerregte Schwingungen zu reduzieren. Zusätzlich sind noch die Betriebsbereiche des Lagers für

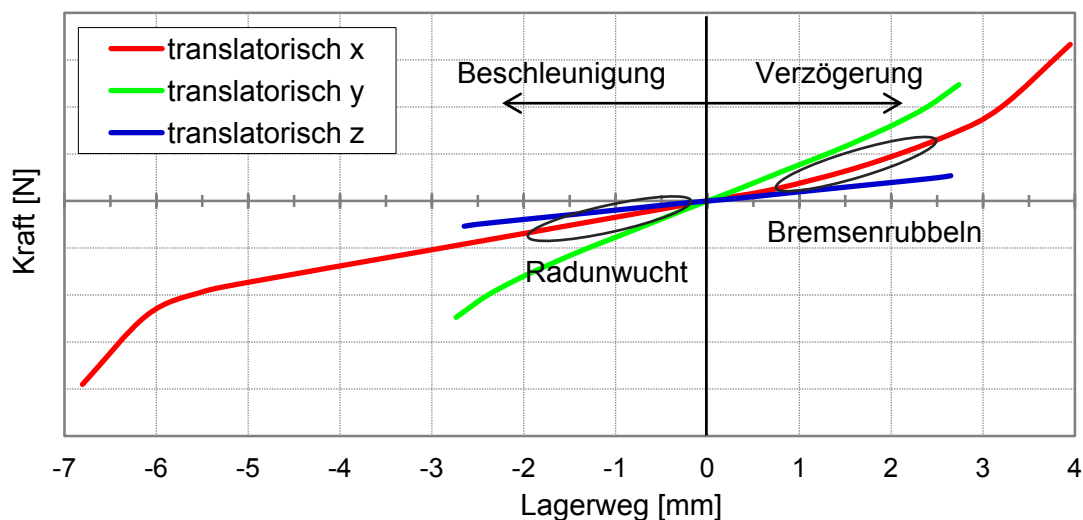


Bild 5.3: Translatorische Kraft-Weg-Kennlinien am U3-Lager

Bremsenrubbeln und Radunwucht in der translatorischen Kraft-Weg-Kennlinie in x-Richtung eingetragen. Die Reibung in den Achsgelenken (Kugelgelenken) wird im Modell vernachlässigt.

5.2.2 Lenkung

Die Lenkung besteht aus einem hydraulisch unterstützten Zahnstangenlenkgetriebe mit konstanter Übersetzung, Lenksäule und Lenkrad. Das Lenkgetriebe ist starr im Hilfsrahmen verschraubt. Lenkgetriebe und Lenkrad sind über Lenksäule und Lenkwelle, die zwei Kardangelenke für den Winkelausgleich enthält, verbunden. Das Lenkgetriebe ist vereinfacht mit einer hydraulischen Unterstützung (Kennlinienabbildung) und einer festen Übersetzung zwischen Zahnstange und Lenkrad modelliert. Alle Bauteile werden als Starrkörper ausgeführt. Für die Beschreibung des dynamischen Lenkungsverhaltens ist in der Zahnstange ein Feder-Dämpfer-Element in Reihe geschaltet und der Torsionsstab des Lenkungsventils als Feder-Dämpfer-Element ausgeführt. Das dynamische Verhalten des Unterstützungsventils wird als parallel zur Lenkwelle ausgeführte Feder-Dämpfungseinheit abgebildet. Die Zahnstange wird zudem mit Reibung beaufschlagt. Die Parametrierung (Steifigkeit, Dämpfung, Reibung) des Lenkungsmodells ist durch die Audi AG teils durch bekannte physikalische Größen (z.B. Torsionsstabsteifigkeit), teils durch den Abgleich von Berechnungsergebnissen des Modells an einem virtuellen Lenkungsprüfstand mit gemessenen Größen, die an einem realen Lenkungsprüfstand aufgenommen werden, erfolgt.

5.2.3 Bremssystem

Das Subsystem Bremse ist nicht als Mehrkörpermodell mit expliziter Modellierung der Kontaktbedingungen zwischen Bremsscheibe und Bremsbelag ausgeführt. Stattdessen ist das Bremsmoment auf Basis linearer Funktionen analog Gl. (2.1)-(2.3) beschrieben. Nachdem die Sollbremsverzögerung im Simulationsmanöver erreicht wird, erfolgt die Erzeugung einer BTV durch Überlagerung des statischen Bremsmoments mit einer synthetischen Bremsmomentenschwankung in der 1. Ordnung der Raddrehfrequenz. Die Höhe der Bremsmomentenschwankung wird dabei aus der gemessenen BTV im Fahrversuch bestimmt.

5.2.4 Reifen

Bedeutenden Einfluss auf die Qualität der Simulationsergebnisse hat das verwendete Reifenmodell. Dieses bildet als einziges Krafterelement den Kontakt des Fahrzeugs mit der Fahrbahnoberfläche ab und leitet somit Längs-, Quer- und Hochkräfte in das Fahrwerk ein. Der Reifen selbst stellt ein äußerst komplexes Bauteil dar, wodurch sich un-

terschiedlichste Reifenmodellierungen in der Literatur finden, die je nach Anwendungsfall eine spezielle Ausprägung der Reifeneigenschaften widerspiegeln.

Für die MKS-Fahrdynamiksimulation hat sich das Magic Formula Tyre Modell etabliert [58]. Dieses semi-empirische Modell, das für die Berechnung von stationären Reifenkräften und -momenten entwickelt ist, weist für die Berechnung von fahrdynamischen Manövern gute Eigenschaften bzgl. Modellgüte und Rechenaufwand auf. Man versteht darunter einen Satz auf physikalischen Eigenschaften des Reifens basierender, rein mathematischer Gleichungen. Zur Berechnung des instationären Reifenverhaltens ist der Magic Formula Tyre durch einzelne lineare oder nichtlineare Verzögerungsdifferentialgleichungen 1. und 2. Ordnung erweitert (PT1- und PT2-Glieder). Das Magic Formula Modell ist jedoch nicht anwendbar für die Analyse von höheren modalen Reifeneigenschaften, da es aufgrund seiner mathematischen Formulierungen nur bis ca. 8Hz gültig ist und somit für die Berechnung von Radunwucht- und Bremsrubbelschwingungen nicht verwendet werden kann.

Einen anderen Modellierungsansatz verfolgt das FTire (Flexible-Ring-Tire) Reifenmodell [52]. Es stellt den Reifen als dehnbaren und flexiblen Ring dar, der in radialer, tangentialer und lateraler Richtung durch verteilte teilweise, dynamische Steifigkeiten an die Felge gekoppelt ist. Der Ring wird durch eine Vielzahl von starren Punkten (80 bis 200), den Gürtелеlementen, gebildet, die mit ihren benachbarten Gürtелеlementen über steife Federn und Biegesteifigkeiten in und senkrecht zur Gürtелеbene gekoppelt sind. Damit weist jedes Gürtелеlement fünf Freiheitsgrade auf. Diese sind die translatorische Bewegung in radialer, tangentialer und lateraler Richtung, Rotation und Biegung um die umlaufende Tangente in der Gürtелеbene. Desweiteren sind noch Steifigkeitselemente für die Berücksichtigung der Biegesteifigkeit in lateraler Richtung und der Verdrehung gegenüber der Felge und dem benachbarten Gürtелеlement integriert.

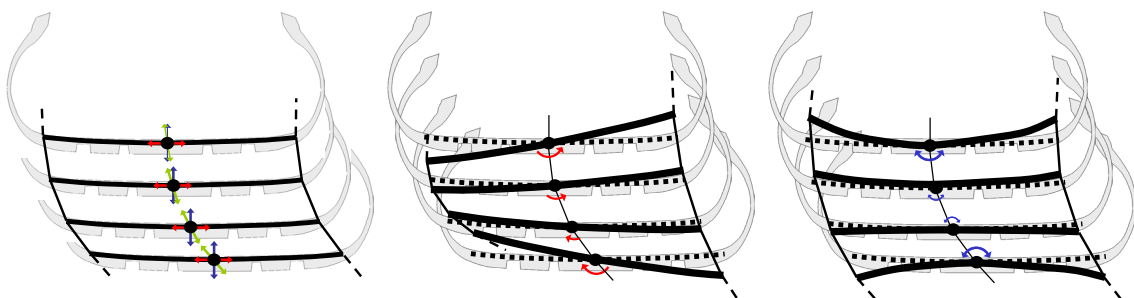


Bild 5.4: Freiheitsgrade der Gürtелеlemente: Translation, Rotation, Biegung [16]

Zu jedem Gürtелеlement stehen noch eine Anzahl (5 bis 50) Laufstreifenelemente in Verbindung. Diese sind masselos und über nichtlineare Federn und Dämpfer in radialer, tangentialer und lateraler Richtung mit dem Gürtелеlement verbunden. Für jeden

Punkt sind neben der Elastomersteifigkeit und -dämpfung auch mehrere Reibbeiwerte definiert, welche abhängig von den Betriebsbedingungen Bodendruck und Gleitgeschwindigkeit sind. Somit können lokale Verformungen des Reifens sowie Scher- und Reibeffekte im Reifengürtel berechnet werden. Die im elastischen Fundament des Rings auftretenden Kräfte werden integriert und so die auf die Felge wirkenden Kräfte und Momente in allen drei Raumrichtungen berechnet. Zudem ist noch ein Reifentemperatur- und ein Reifenprofilverschleißmodell integriert. Das Reifenmodell ist Reifeninnendruck abhängig aufgebaut. Auf Reifenprüfständen werden die notwendigen Reifeneigenschaften für zwei Reifeninnendrucke anhand eines festgelegten Prüfprogramms gemessen und anschließend mit mathematischen Methoden die Modellparameter für den Messdatensatz möglichst qualitativ hochwertig gefittet. Durch diese Art der Modellierung erreicht dieses Modell eine Gültigkeit bis zu 200Hz [52]. Ein gefitteter Modelldatensatz des verwendeten Versuchsreifens wird von der Audi AG zur Verfügung gestellt.

Aufgrund der hohen Modellgüte beträgt die Rechenzeit des MKS-Modells mit FTire ein Vielfaches mehr, als bei Verwendung des MF-Tyre Modells. Die beschriebenen Nachteile des MF-Tyre Modells bzgl. der unzureichenden dynamischen Qualität zeigen sich in Simulationsergebnissen mit diesem Reifenmodell. Die Eigenfrequenzen des Fahrwerkssystems liegen deutlich unter den gemessenen. Daher wird in den nachfolgenden Berechnungsergebnissen das FTire Modell verwendet.

Die Trägheitseigenschaften der Vorder- und Hinterräder unterscheiden sich im Versuchsfahrzeug, da an der Hinterachse Standardräder und an der Vorderachse Kraftmessräder mit erhöhter Masse (ca. 4kg) gegenüber den Standardrädern montiert sind. Die Trägheitseigenschaften (m , Θ_S) der Kraftmessräder werden dafür experimentell bestimmt und im Modell hinterlegt.

5.2.5 Simulationsmanöver

a) Bremsensrubbeln

Das Simulationsmanöver erfolgt analog dem beschriebenen Ablauf im Fahrversuch (siehe Kapitel 3.3.1). Lediglich die Erzeugung der Bremsmomentenschwankung erfolgt hier synthetisch (siehe Kapitel 5.2.3).

b) Radunwucht

Die Änderung der Rollgeschwindigkeit des Fahrzeug wird über eine zusätzliche globale Gravitationskraft in Höhe von 0,1g in Fahrzeuginnenrichtung erzeugt. Diese Modellierung erweist sich als deutlich weniger aufwendig als die Nachbildung des Rollenprüfstands im Simulationsmodell. Die Beschleunigung von 0,1g stellt einen Kompromiss aus quasistationärer Betriebsschwingungsanalyse zur Ausbildung der Eigenfrequenzen

und dem Rechenzeitaufwand dar. Dadurch, dass die Beschleunigung auf alle Bauteile gleichmäßig wirkt, werden die Elastomerlager nicht verspannt und es treten keine dynamischen Radlaständerungen (Nicken) auf. Die Modellierung der unterschiedlichen Radunwuchtkräfte und -momente erfolgt nicht über zusätzliche Massepunkte am Felgenkranz sondern durch freie Kräfte, die auf der Raddrehachse im definierten Abstand von der Radmittelebene (bei statischer Unwucht in der RME) angreifen. Die Kräfte berechnen sich analog Gleichung (2.18) mit dem Raddrehwinkel φ_{Rad} (in der Simulation links und rechts ideal gleich) und der Raddrehfrequenz ω . Der umlaufende Kraftvektor wird in seine Komponenten in x- und z-Richtung aufgeteilt, wobei die Phasenverschiebung der Signale von $\pi/2$ durch Verwendung der Sinus- und Cosinusfunktion berücksichtigt wird.

$$F_{xl} = m_U \cdot r_U \cdot \omega^2 \cdot \cos(\varphi_{Rad}), F_{zl} = m_U \cdot r_U \cdot \omega^2 \cdot \sin(\varphi_{Rad}) \quad (5.6)$$

Eine kontinuierliche Phasenverschiebung von linker und rechter Unwuchtanregung (vgl. unterschiedlicher Luftdruck in Kapitel 3.3.2) wird durch einen mit der Zeit t variierenden Phasenwinkel ($2\pi \cdot t/T_P$) mit der Phasendurchlaufzeit T_P dargestellt. Für eine konstante, gleichphasige Anregung entfällt dieser Term und bei einer gegenphasigen Anregung entfällt der variierende Anteil ($2 \cdot t/T_P$). Für die Phasendurchlaufzeit werden 2s gewählt

$$F_{xr} = m_U \cdot r_U \cdot \omega^2 \cdot \cos\left(\varphi_{Rad} + 2\pi \cdot \frac{t}{T_P}\right), F_{zr} = m_U \cdot r_U \cdot \omega^2 \cdot \sin\left(\varphi_{Rad} + 2\pi \cdot \frac{t}{T_P}\right) \quad (5.7)$$

5.3 Validierung der Simulation

Bei Verwendung von komplexen Simulationsmodellen, die aus vielen Untermodellen mit zahlreichen parametrisierten Elementen bestehen, muss zu Beginn einer virtuellen Weiterentwicklung ein Vergleich zwischen aktuellem Modellstand und dem realen Systemverhalten durchgeführt werden. Für die virtuelle Entwicklung einer schwingungsoptimalen Achskinematik ist es daher notwendig, für den Startpunkt der Entwicklung einen zufriedenstellenden Abgleich mit der Realität herzustellen. Selbst kleine Fehler im Modell können zu gravierenden Abweichungen von der Realität führen, wenn diese an einem sensitiven Element des Modells vorliegen. Im Folgenden wird nur die Validierung des Gesamtfahrzeugmodells aufgezeigt. Das Modell des virtuellen Achsprüfstands wird seit mehreren Jahren von der Audi AG eingesetzt und hat auch bzgl. der verwendeten Audi A4(B8) Achse eine interne Validierung erfahren. Dabei zeigt sich eine ausreichende Übereinstimmung der virtuellen Ergebnisse mit Messdaten, die auf einem Elastokinematikprüfstand ermittelt werden.

5.3.1 Bremsenrubbeln

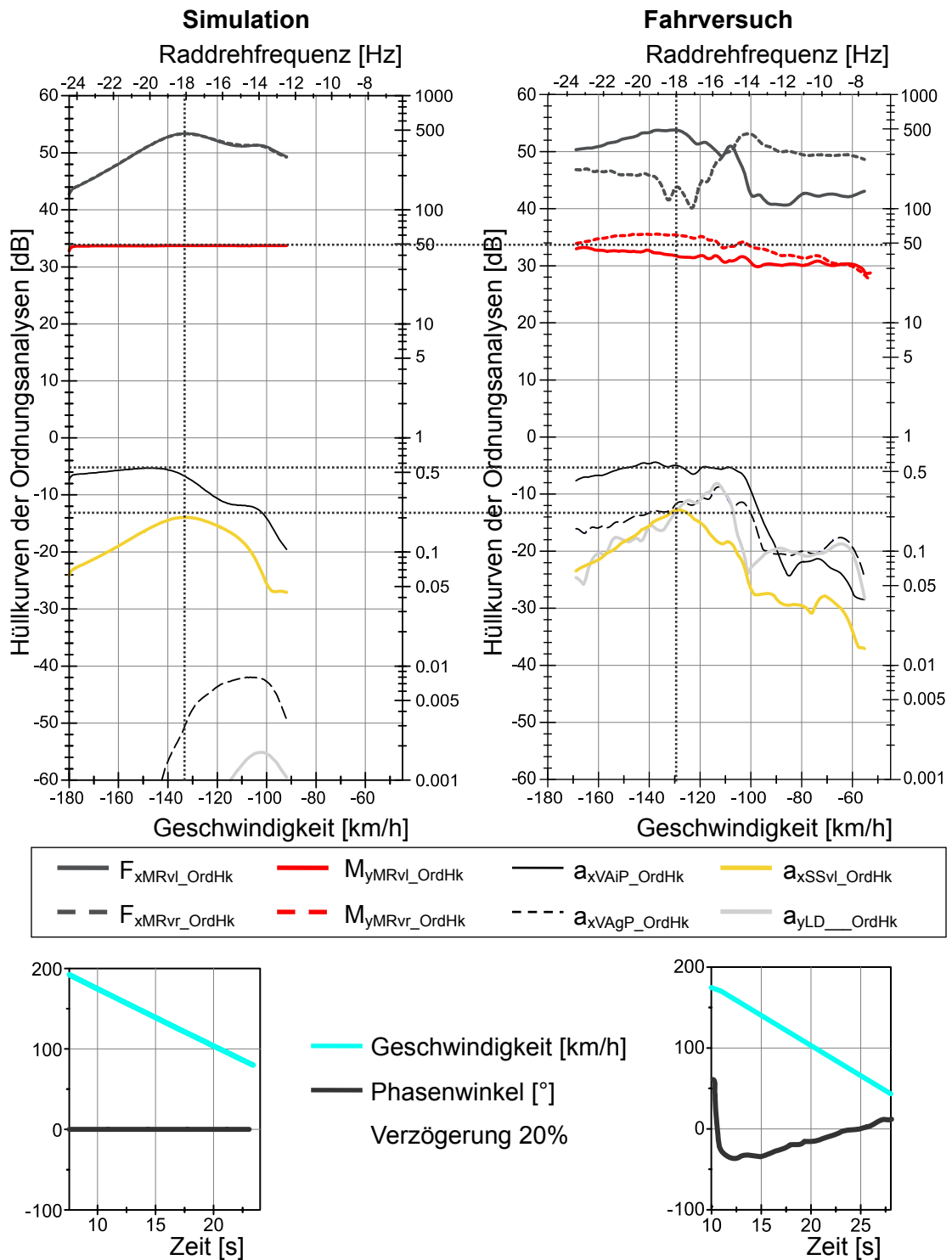


Bild 5.5: Vergleich der Hüllkurven der Ordnungsanalysen aus Simulation und Fahrversuch bei einer gleichphasigen Bremsrubbelanregung

In den Fahrversuchen fallen die Bremsungen mit 20% Verzögerung mit der höchsten Schwingungsempfindlichkeit auf. Die folgende Validierung und die anschließende Optimierung bezieht sich daher immer auf Bremsungen mit 20% Verzögerung im Fahrversuch und der Simulation. Aufgrund der in einem gewissen Streuband sich einstellenden BTV und der nicht vorgebbaren Phasenlage der BTV werden aus einer Vielzahl von Versuchsbremsungen die beiden für die Validierung der Simulation herangezogen, deren Phasenlage möglichst konstant gleichphasig ($\approx 0^\circ$ Phasenwinkel) bzw. gegenphasig ($\approx 180^\circ$ Phasenwinkel) ist. Zudem soll die Momentenschwankung an beiden Rädern auf möglichst konstantem und gleichem Niveau links und rechts sein. Über die Bremsungen hinweg hat sich eine BTV von 50Nm als eine sehr hohe Anregung gezeigt. Für die Simulation wird folglich diese Amplitude als Anregung verwendet, um auch einen möglichst schlechten Fall in der Simulation abzubilden.

Den Vergleich der Hüllkurven der Ordnungsanalysen aus Simulation und Versuch zeigt Bild 5.5 bei einer gleichphasigen Bremsrubbelsbremsung (vgl. Bild 3.11). Im Gegensatz zur Simulation stellt sich der Phasenwinkel im Versuch durch die geringfügig unterschiedlichen Raddrehfrequenzen nicht ideal auf 0° ein, wodurch auch hier relativ hohe Lenkraddreherschwingungen entstehen. Einflüsse aus geringen Fahrbahnunebenheiten und Reifeninhomogenitäten können nicht gänzlich ausgeschlossen werden. Für das bei einer gleichphasigen Bremsung betrachtete Messsignal Sitzschienenbeschleunigung zeigt die Validierung hier eine gute Übereinstimmung. Sowohl Frequenzlage (17,8Hz Fahrversuch, 18Hz Simulation) als auch Amplitudenhöhe der maximalen Amplitude weisen hier eine deutliche Deckung auf. Die Höhe der Anregung liegt in Simulation (M_{yMRVl} und M_{yMIVl} sind identisch) und Fahrversuch auf ähnlichem Niveau und die gleichphasigen Beschleunigungsanteile an der Vorderachse stimmen zudem überein. Die Übertragungsfaktoren liegen mit -45dB (Fahrversuch) und -47dB (Simulation) ausreichend nahe beieinander. Zu Beginn der Validierung treten deutliche Unterschiede auf. Für die Erlangung dieses Ergebnis werden u.a. zwei unterschiedliche Varianten von Reifenmodellparametersätzen (FTire) getestet, die zwar den gleichen physikalischen Reifen als Ausgangsbasis haben, aber auf unterschiedlichen Prüfständen ermittelt werden. Hier treten deutliche Unterschiede je nach Parametersatz auf. Der besser übereinstimmende Parametersatz wird weiterhin verwendet. Das U3-Lager (Führungslenkerlager), das die größte Bewegung bei Bremsrubbelanregung erfährt, wird in dessen Arbeitspunkt bei 20% Verzögerung (ca. 1,2kN Vorlast) am Elastomerlagerprüfstand dynamisch vermessen (Frequenzsweep bei fester Wegamplitude). Die ermittelte dynamische Steifigkeit zeigt sich gegenüber der Steifigkeit der statischen Kennlinien in diesem Arbeitspunkt (vgl. Bild 5.3) etwas erhöht, woraus die statische Kennlinie um einen konstanten Faktor für die Bremsrubbelsimulation versteift wird (siehe Bild A.7).

Dieser erarbeitete Modellstand wird auch für die Simulation der gegenphasigen BTV-Anregung verwendet. Der Vergleich der Hüllkurven der Lenkraddrehbeschleunigungen

wird in Bild 5.6 dargestellt. Die Gesamtübersicht der Hüllkurven ist in Bild A.6 zu finden. Die Eigenfrequenzlage der simulierten Lenkraddrehbeschleunigung liegt ca. 0,8Hz über dem gemessenen Signal. Die Amplitude ist gegenüber der Messung leicht erhöht. Hier liegt der Verdacht nahe, dass die Modellsteifigkeiten höher als die realen Achssystemsteifigkeiten sind. Tauscht man die Achsbauteile (Radträger und Lenker) gegen Elemente mit flexiblen Eigenschaften aus (siehe Bild A.8), so reduziert sich die Eigenfrequenzlage, jedoch wird die Amplitudenhöhe schlechter abgebildet. Zusätzlich sind hier aber noch keine Bauteilelastizitäten in Lenksäule und Zahnstange abgebildet. Daher wird im Folgenden das Starrkörpermodell verwendet. Keines der beiden Modelle bildet die Realität, die zudem auch noch streut, exakt ab und während einer Kinematikoptimierung können Bauteilelastizitäten als flexible Körper bei Hardpointverschiebungen (→ Generierung neuer Bauteilgeometrien) nur unter sehr großem Aufwand realisiert werden.

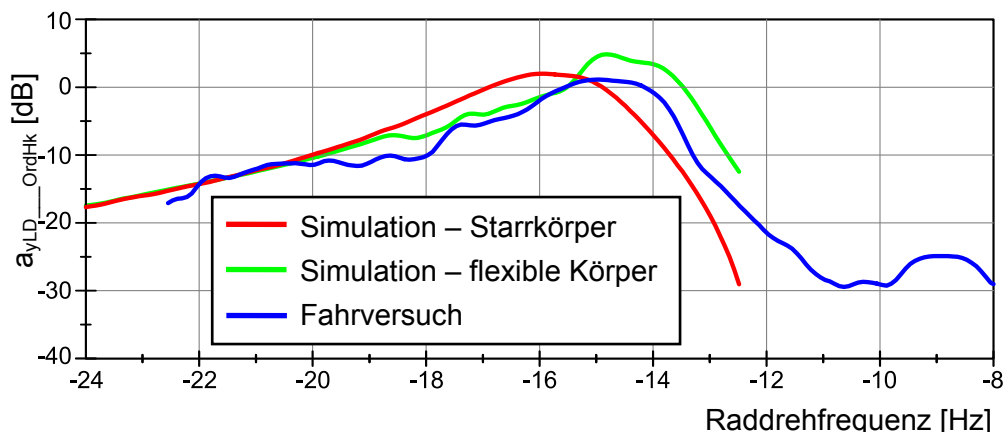


Bild 5.6: Vergleich der Ordnungshüllkurven der Lenkraddrehbeschleunigung aus Simulation und Fahrversuch

5.3.2 Radunwucht

In Versuchen und in der Simulation hat sich gezeigt, dass die statisch-dynamische Unwucht mit 60g an beiden Rädern der Vorderachse zu den größten Amplituden an Lenkrad und Sitzschiene führt. Daher wird im Folgenden nur diese Anregung betrachtet.

Die Verwendung des Modells für Radunwuchtanregung bringt zwei notwendige Änderungen mit sich. Im Gegensatz zu den Bremsrubbelversuchen kann bei Radunwuchtversuchen am Rollenprüfstand das Lenkrad während des Versuchs nicht durch den Fahrer gehalten und damit gedämpft werden, da ein Betreten des Prüfstands im Betrieb nicht zulässig ist. Daher ergeben sich höhere Lenkraddrehbeschleunigungen. Für deren Berücksichtigung werden die Parameter Zahnstangenreibung und -dämpfung im Lenkungssystem reduziert. Zudem wird analog zur Bremsrubbel-

simulation die dynamische Steifigkeit im U3 Lager in dessen Betriebspunkt und der passenden Frequenzlage (13Hz, maximale Lenkraddrehbeschleunigung) bei Radunwucht ermittelt und diese über eine Versteifung der statischen Lagerkennlinie berücksichtigt (siehe Bild A.7). Bei Radunwuchtversuchen am Rollenprüfstand lässt sich die Reproduzierbarkeit der Versuche deutlich besser gewährleisten, da sich die Phase durch die unterschiedlichen Reifenfülldrücke kontinuierlich ändert. Für den Vergleich der Simulations- und der Messergebnisse werden von zwei Versuchen mit gleichen Randbedingungen Hüllkurven der Schwebung der Lenkraddrehbeschleunigung (vgl. Bild A.4) erzeugt und mit der Ordnungshüllkurve bei gegenphasiger Radunwuchtanregung verglichen. In der Simulation ist eine konstante Gegenphase der Radunwuchten leicht erzeugbar (siehe Kapitel 5.2.5). Das Ergebnis stellt Bild 5.7 dar. Hier ist die Reproduzierbarkeit der Rollenprüfstandsversuche und die Güte des Simulationsmodells deutlich erkennbar. Sowohl in Frequenz- als auch Amplitudenlage stimmen die Ergebnisse im Bereich der maximalen Beschleunigungen sehr gut überein. Lediglich im Bereich höherer Raddrehfrequenz weichen die Beschleunigungen an der Sitzschiene voneinander ab. Zu beachten gilt es allerdings, dass die Sitzschienenbeschleunigungen generell auf einem sehr geringen Niveau liegen und Störgrößen aus anderen Anregungen (z.B. Höhenschlag, Radialkraftschwankungen) in den Messungen hier eine größere Rolle spielen können.

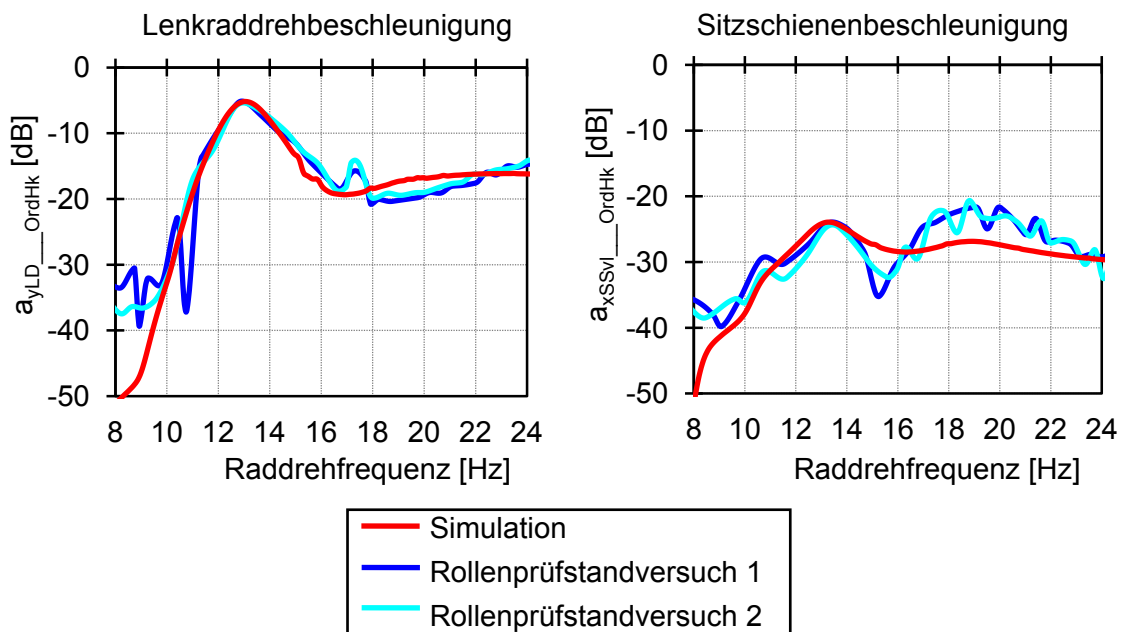


Bild 5.7: Vergleich der Ordnungshüllkurven der Lenkraddreh- und Sitzschienenbeschleunigung aus Simulation und zwei Rollenprüfstandversuchen bei Radunwuchtanregung

6 Optimierung der Vorderachskinematik

Ziel dieser Arbeit ist es eine Methodik zu entwickeln, mit der die Kinematik der Vorderachse auf Basis der Serienkinematik so modifiziert werden kann, dass sich die Schwingungsempfindlichkeit des Gesamtsystems reduziert. Für diese Veränderung stehen zehn Kinematikpunkte des Achssystems und die elastokinematische Auslegung der Gummilager zur Verfügung. Vorerst wird lediglich die Veränderung der Kinematikpunkte betrachtet. Jeder Kinematikpunkt wird über einen Ortsvektor durch drei Koordinaten beschrieben, wodurch insgesamt 30 Variablen für die Beeinflussung der Schwingungsempfindlichkeit zur Verfügung stehen. Die Ausgangsgrößen eines Simulationslaufs sind die zwei Komfortnoten an Sitzschiene und Lenkrad und zahlreiche weitere kinematische Größen, die die Bewegung des Systems im Raum und damit die Fahrdynamik beschreiben. Nachdem die fahrdynamischen Eigenschaften der Ausgangskinematik durch die Minimierung der Schwingungsempfindlichkeit nicht verschlechtert werden dürfen, stellen die kinematischen Größen Grenzen des möglichen Verbesserungsraums dar. Nun könnte man sich mittels Sensitivitätsanalysen dieser Aufgabe widmen und nach einer Analysephase zur Synthese gelangen. Dies würde allerdings extrem zeitaufwändig werden. Diese Aufgabenstellung durch reinen Ingenieurgeist zu lösen, ist zudem sehr herausfordernd. Daher bietet sich hier die Verwendung einer mathematischen Optimierungsmethodik an, die nach [28] folgendermaßen definiert werden kann: „Es wird ein Satz von freien Parametern (die Optimierungs- oder Entwurfsvariable) eines Systems (mechanische Struktur) so bestimmt, dass ein oder mehrere Gütekriterien (Zielfunktionen) bestmöglich erfüllt sind und gleichzeitig zu beachtende physikalisch-technische Anforderungen (Restriktionen) eingehalten werden.“ Im Folgenden werden die Grundlagen der Numerischen Optimierung näher beschrieben.

6.1 Grundlagen der Numerischen Optimierung

6.1.1 Definition des Optimierungsproblems

Ein Optimierungsproblem lässt sich in allgemeiner Form folgendermaßen beschreiben [28, 47, 73]:

$$\mathbf{x}^* = (x_1, x_2, \dots, x_n), \text{ mit } x_n \in \mathbb{R} \quad (6.1)$$

ist der gesuchte Parametertupel, für den die Zielfunktion

$$z = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (6.2)$$

minimal wird. Dies wird beschrieben durch $z(\mathbf{x}): \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}$ minimal.

Zugleich muss das Parametertupel noch Nebenbedingungen (Restriktionen) erfüllen:

$$g_j(\mathbf{x}) \geq 0, \quad j=1, \dots, p \quad p \text{ Ungleichheitsnebenbedingungen} \quad (6.3)$$

$$h_k(\mathbf{x}) = 0, \quad k=1, \dots, q \quad q \text{ Gleichheitsrestriktionen} \quad (6.4)$$

$$\mathbf{x}_u \leq \mathbf{x} \leq \mathbf{x}_o \quad \text{Parameterraum} \quad (6.5)$$

Mathematisch kann die Optimierungsaufgabe so formuliert werden:

$$\text{minimiere } \{z(\mathbf{x}) \mid g_j(\mathbf{x}) \geq 0, h_k(\mathbf{x}) = 0, \mathbf{x}_u \leq \mathbf{x} \leq \mathbf{x}_o; j = 1, \dots, p; k = 1, \dots, q\} \quad (6.6)$$

Die Zielfunktion z soll möglichst minimal werden, wobei p Ungleichheitsnebenbedingungen und q Gleichheitsnebenbedingungen erfüllt werden und der Parameterraum durch \mathbf{x}_u und \mathbf{x}_o beschränkt wird. Eine Maximierung einer Zielfunktion kann durch die negierte Minimierung beschrieben werden (maximiere $z(x) = \text{minimiere } -z(x)$). Der Parametersatz \mathbf{x}^* wird mit Optimum bezeichnet.

Beispielhaft wird eine Optimierung mit zwei Parametern $z(x_1, x_2)$ betrachtet (siehe Bild 6.1). Der Parameterraum beschreibt die komplette x_1 - x_2 -Ebene und wird durch die Parameterschranken und eine Ungleichheitsnebenbedingung auf die hellgraue Fläche beschränkt. Das Optimum befindet sich im Inneren des zulässigen Bereichs und wird nicht von der Ungleichheitsrestriktion beschränkt. Somit wird hier von einer nicht aktiven Restriktion gesprochen.

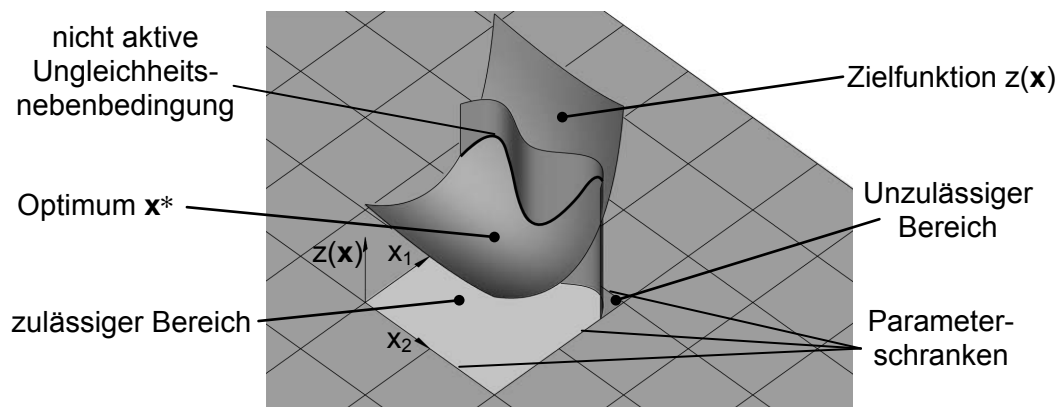
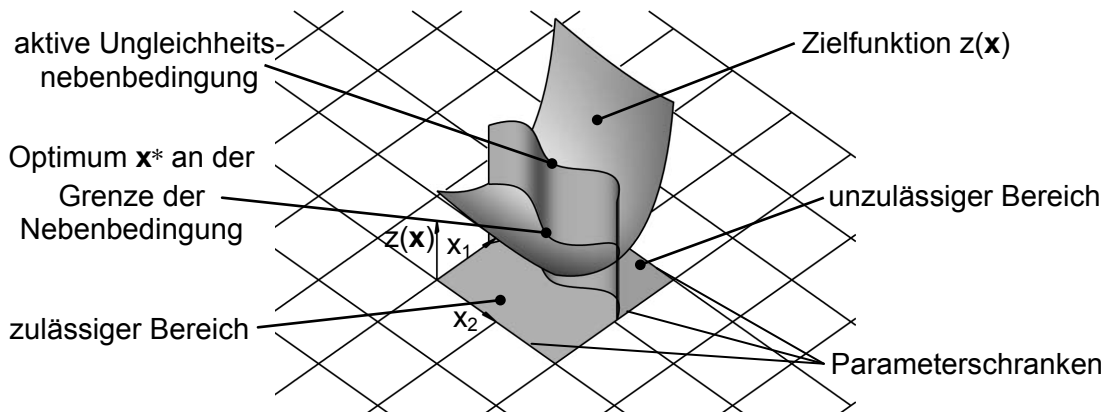
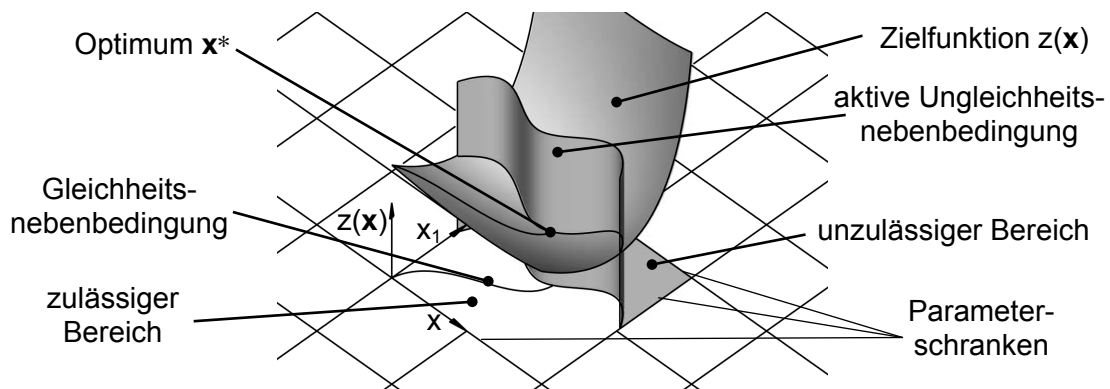


Bild 6.1: Zielfunktion $z(x_1, x_2)$ mit inaktiver Ungleichheitsnebenbedingung [47]

Wird eine Zielfunktion durch die Ungleichheitsnebenbedingung derart eingeschränkt, dass das Optimum der Zielfunktion außerhalb des zulässigen Bereichs liegt, handelt es sich um eine aktive Ungleichheitsnebenbedingung und somit gilt $g_j(\mathbf{x}^*)=0$. Das Optimum liegt somit nicht am Minimum der Zielfunktion sondern an der Grenze des zulässigen Bereiches (siehe Bild 6.2).

Bild 6.2: Zielfunktion $z(x_1, x_2)$ mit aktiver Ungleichheitsnebenbedingung [47]

Wird noch zusätzlich eine Gleichheitsnebenbedingung eingeführt, reduziert sich im Gegensatz zur Ungleichheitsnebenbedingung die Dimension des Optimierungsraums. Im folgenden Beispiel werden die Eingangparameter durch eine Gleichheitsbedingung in Bild 6.3 abhängig voneinander. Jedem Parameter x_1 ist ein Parameter x_2 zugeordnet. Somit reduziert sich die Dimension des Optimierungsraums von zwei auf eins.

Bild 6.3: Zielfunktion $z(x_1, x_2)$ mit Ungleichheits- und Gleichheitsnebenbedingung [47]

6.1.2 Lokales und globales Minimum

Die obigen drei Beispiele handeln von stetigen und stetig differenzierbaren Funktionen im \mathbb{R}^3 mit einem Optimum \mathbf{x}^* . Mit zunehmender Anzahl der Eingangparameter und der Restriktionen steigt der Komplexitätsgrad des Optimierungsproblems. Häufig treten bei nichtlinearen Optimierungsproblemen Unstetigkeiten auf, die eine zusätzliche Komplexitätserhöhung bedeuten. Einige Optimierungsverfahren scheitern an diesen Stellen im Suchprozess. Der Fall, dass es im zulässigen Optimierungsraum nur ein Minimum gibt ist eher die Ausnahme. Meist treten mehrere lokale Minima auf, von denen nur eines auch das globale Minimum ist (siehe Bild 6.4). Dies gilt mit Ausnahme von Zielfunktionen, die durch eine Restriktion so beschränkt werden, dass der zulässige Bereich am

Rand einer minimalen Höhenlinie der Zielfunktion beschnitten wird. Somit ergeben sich unendlich viele Optima (dies würde in Bild 6.5 einer Ungleichheitsnebenbedingung entsprechen, die parallel zur x_1, x_2 Ebene liegt und dabei eine Höhenlinie schneidet).

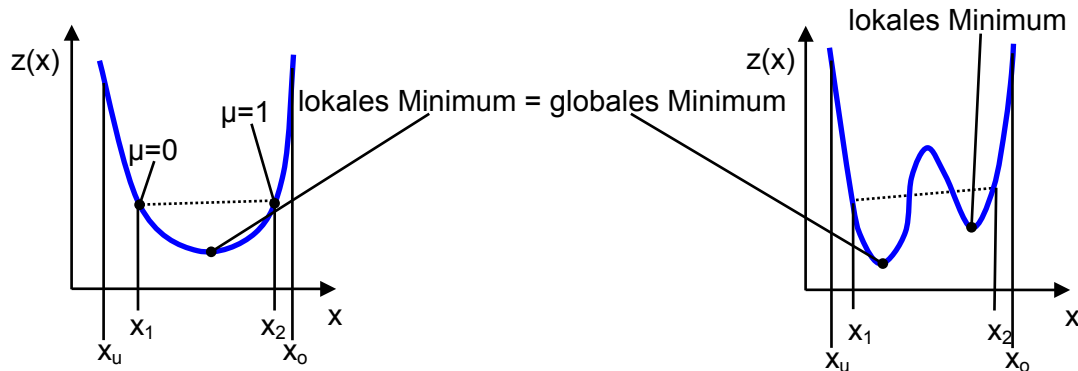


Bild 6.4: konvexe Funktion mit einem globalem Minimum (links), nicht konvexe Funktion mit zwei Minima (rechts) [73]

Von einer konvexen Funktion $z(\mathbf{x})$ innerhalb des Bereichs $[\mathbf{x}_u, \mathbf{x}_o]$ spricht man, wenn Folgendes gilt:

$$z[\mu \cdot \mathbf{x}_1 + (1 - \mu) \cdot \mathbf{x}_2] \leq \mu \cdot z(\mathbf{x}_1) + (1 - \mu) \cdot z(\mathbf{x}_2) \quad \text{mit } \mu \in [0, 1] \text{ und } \mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2 \in [\mathbf{x}_u, \mathbf{x}_o] \quad (6.7)$$

Das bedeutet, dass die gerade Verbindung zweier Punkte auf der Funktion den Graphen der Funktion nicht schneiden darf. Konvexe Optimierungsprobleme bei denen sowohl die Zielfunktion als auch alle Restriktionen konvex sind, haben immer nur ein Minimum und damit ein globales Minimum. Bei realen Optimierungsproblemen fehlt oft die Information über den gesamten Verlauf der Zielfunktion, da nur einzelne Punkte auf der Zielfunktion bekannt sind. Somit kann keine Aussage über die Konvexität der Funktion getroffen werden. Daher behilft man sich auf der Suche nach dem globalen Optimum, indem man die Optimierung von verschiedenen Startvektoren aus startet. Somit kann die Wahrscheinlichkeit, das globale Optimum zu finden, erhöht werden, was allerdings das Finden des globalen Optimums keineswegs gewährleistet.

6.1.3 Optimalitätskriterien

Für die Überprüfung, ob ein gefundener Ergebnisvektor bei einer Zielfunktion ohne Nebenbedingungen (oder nicht aktive Nebenbedingung) wirklich ein lokales Optimum darstellt, muss der Gradient der Zielfunktion notwendig an dieser Stelle Null sein:

$$\nabla z = \left(\frac{\partial z}{\partial x_1}, \frac{\partial z}{\partial x_2}, \dots, \frac{\partial z}{\partial x_n} \right)^T (\mathbf{x}^*) = \mathbf{0} \quad (6.8)$$

Handelt es sich um ein Optimierungsproblem mit aktiven Restriktionen, dann gilt Gleichung (6.8) nicht mehr. Hierfür wird die für nichtkonvexe notwendige und für konvexe Probleme notwendige und hinreichende Optimalitätsbedingung nach Karush-Kuhn-Tucker eingeführt (KKT-Bedingung). Diese Bedingung beruht auf einer Verallgemeinerung der Theorie der Lagrangemultiplikatoren, da sich ein Optimierungsproblem mit Hilfe der Lagrangefunktion in Form einer Gleichung beschreiben lässt [28, 73]. Liegt ein globales oder lokales Optimum \mathbf{x}^* vor, so gibt es $\lambda_j \geq 0$ und λ_k , mit denen gilt:

$$\nabla z(\mathbf{x}^*) + \sum_{j=1}^{p_a} \lambda_j \cdot \nabla g_j(\mathbf{x}^*) + \sum_{k=1}^q \lambda_k \cdot \nabla h_k(\mathbf{x}^*) = \mathbf{0}, \text{ mit } j=1, \dots, p_a \text{ und } k=1, \dots, q \quad (6.9)$$

Nur aktive Ungleichheitsnebenbedingungen p_a werden in der KKT-Bedingung berücksichtigt, da die λ_j der inaktiven Ungleichheitsnebenbedingungen keinen Beitrag liefern und damit gleich Null sind. Der Gradientenvektor der Zielfunktion lässt sich somit im Optimum als Linearkombination der Gradientenvektoren der Nebenbedingungen darstellen, wobei die Lagrangemultiplikatoren der Ungleichheitsnebenbedingungen nicht

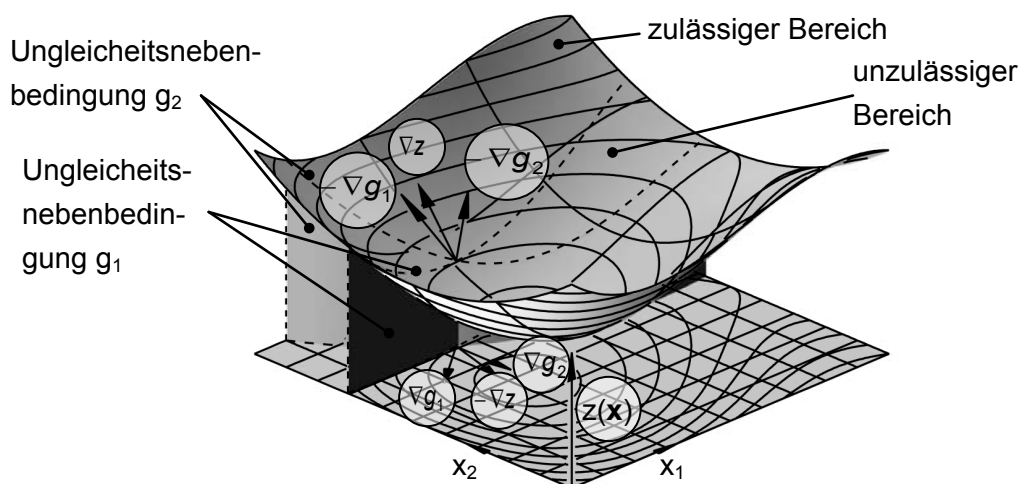


Bild 6.5: Linearkombination des Gradientenvektors der Zielfunktion bei zwei aktiven Ungleichheitsnebenbedingungen [47]

negativ sein dürfen. Geometrisch betrachtet setzt sich der Gradientenvektor der Zielfunktion aus der skalierten Summe der Gradientenvektoren der Restriktionen zusammen [28] (siehe Bild 6.5). Das KKT-Kriterium lässt sich auch als Abbruchkriterium der Optimierung nutzen, wobei in der Praxis vor allem aus zeitlichen Gründen die Optimierungsrechnung abgebrochen wird, wenn sich z.B. eine gewünschte Verbesserung des

Optimierungsziels eingestellt hat, oder wenn die Verbesserung des Zielwerts nur noch geringfügige Zuwächse pro Iteration erfährt.

6.1.4 Nichtlineare Optimierungsalgorithmen

Das prinzipielle Vorgehen ist bei allen Optimierungsverfahren ähnlich und beruht auf einer iterativen Näherung an das Optimum [73]:

1. Festlegung des Startparametersatzes $\mathbf{x}^{(k)}$ mit $k=0$
2. Änderung des Parametersatzes nach einem bestimmten Kriterium:
 $\mathbf{x}^{(k+1)} = \mathbf{x}^{(k)} + \Delta \mathbf{x}^{(k)}$
3. Test der Abbruchkriterien (z.B. KKT-Bedingung):
nein: → gehe zu 2 mit $k=k+1$
ja: → gehe zu 4
4. Optimum $\mathbf{x}^* = \mathbf{x}^{(k+1)}$

Nichtlineare Optimierungsverfahren können in Gradienten- und Suchverfahren eingeteilt werden (siehe Bild A.9). Bei der Auswahl des geeigneten Optimierungsverfahrens spielen zahlreiche Kriterien eine Rolle:

- Stetigkeit (Glattheit) der Zielfunktion
- Anzahl der Eingangsparameter
- Numerisches Rauschen
- Benötigte Simulationszeit/verfügbare Rechnerressourcen
- Maximale Simulationszeit bis zum Ende des Optimierungslaufs

Suchstrategien wie evolutionäre oder genetische Algorithmen lehnen sich an Entwicklungsstrategien der Natur an und versuchen über Mutation, Selektion und Rekombination das Optimum zu finden. Da die Mutation zufällig erfolgt, wird nicht deterministisch entlang des steilsten Gradienten der Zielfunktion nach dem Optimum gesucht. Somit sind diese Verfahren zwar sehr unempfindlich gegenüber Sprüngen (Unstetigkeit, Differenzierbarkeit) in der Zielfunktion, benötigen dafür aber eine sehr hohe Anzahl an Experimenten, was zu einem hohen Rechenzeitbedarf führt. Gradientenverfahren eignen sich besonders bei stetig und stetig differenzierbaren Zielfunktionen. Auch sind sie bei konvergenten Zielfunktionen besonders effizient. Es besteht allerdings die Gefahr, dass sie vom Startpunkt ausgehend das nächst gelegene lokale Optimum finden und nicht bis zum globalen Optimum gelangen. Diese Gefahr kann durch unterschiedliche Startparametersätze und durch aufeinander folgende Verwendung von Suchstrategien und Gradientenstrategien minimiert werden. Aus der konventionellen Achskinematikentwicklung ist bekannt, dass die achskinematischen Kennwerte in einem stetigen Zusammenhang zur Veränderung der Kinematikpunkte stehen. D.h., dass die Ungleichheitsrandbedingungen als stetig angenommen werden können. Mit der Schwingungsempfindlichkeit der Achse in Abhängigkeit der Eingangsparameter (siehe

Bild 6.6) verhält es sich genauso. Für zwei Eingangsparemetern (Kinematikpunkte) ist die Abhängigkeit der frequenzbewerteten Lenkraddrehbeschleunigungen von der Lage der Punkte (innerhalb des Parameterraums) in jeweils einer Raumrichtung dargestellt. Zu erkennen ist die nichtlineare aber stetige Abhängigkeit der Zielfunktion von den Eingangsparametern. Daher sind Gradientenverfahren für den hier vorliegenden Optimierungsfall geeignet. Die Berechnung eines Experiments (Bremsrubbels-, Radunwucht-, Achskinematiksimulation) benötigt ca. 90 Minuten. Somit fällt die Wahl auch anhand der obigen Kriterien auf Gradientenverfahren, die eine möglichst zeiteffiziente Erreichung des optimalen Ergebnisses ermöglichen.

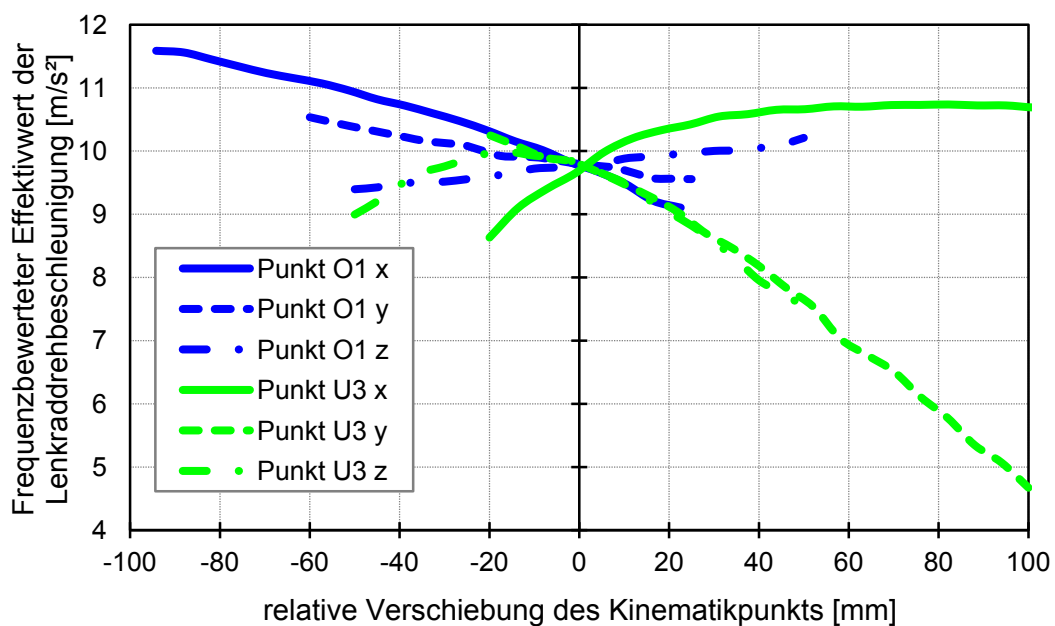


Bild 6.6: Abhängigkeit der Zielfunktion von der Lage zweier Kinematikpunkte

Hier bietet sich aus der Gruppe der Quasi-Newton-Verfahren eine Weiterentwicklung des SQP-Algorithmus (Sequential-Quadratic-Programming) der NLPQL (Non-Linear-Programming-Quadratic-Line-search) von K. Schittkowski an [66]. Wie das SQP-Verfahren wertet dieser Algorithmus nicht den Gradienten der Zielfunktion sondern den Gradienten der Lagrange-Funktion mit integrierten Nebenbedingungen aus (siehe Kapitel 6.1.1). Mit einem quadratischen Taylorreihenansatz wird die Lagrange-Funktion $L(\mathbf{x}, \mathbf{g}, \mathbf{h})$ an der Stelle $\mathbf{x}^{(k)}$ angenähert und die Restriktionen werden linearisiert. Dazu wird beginnend vom Parametersatz $\mathbf{x}^{(k)}$ jeder Eingangsparameter um Δx verändert und die Auswirkung auf die Zielfunktion in einer Simulation errechnet. Diese Gradientenbestimmung kann parallel durchgeführt werden. Anschließend wird in der angenäherten Taylorreihe die Richtung mit dem steilsten Abstieg der Zielfunktion gesucht. Die unbekannte Suchrichtung $\mathbf{d}^{(k)}$ ist die Lösung einer Optimierungsaufgabe [73].

$$\min \Phi(\mathbf{d}^{(k)}) = L^{(k)} + \nabla L^{(k)} \cdot \mathbf{d}^{(k)} + \frac{1}{2} \mathbf{d}^{(k)T} \mathbf{H}^{(k)} \mathbf{d}^{(k)} \quad (6.10)$$

Hierbei enthält \mathbf{H} , die eine Näherung der Hesse-Matrix der Lagrangefunktion darstellt, die partiellen Ableitungen zweiter Ordnung. Diese werden nicht explizit berechnet, sondern über das Quasi-Newton-Verfahren angenähert. Nach der Bestimmung der Suchrichtung kann der nächste Iterationsschritt ausgewertet werden.

$$\mathbf{x}^{(k+1)} = \mathbf{x}^{(k)} + \alpha^{(k)} \mathbf{d}^{(k)} \quad (6.11)$$

Der Linesearch-Parameter α gibt die Schrittweite der Suchrichtung an. Er wird durch eine Optimierung bestimmt, bei der aus der Zielfunktion und den Nebenbedingungen eine neue Wertungsfunktion generiert wird. Eine Verletzung der Grenzen des Entwurfsraums wird dabei mit einer entsprechenden Straffunktion berücksichtigt. Der NLPQL unterscheidet sich vom SQP durch die verteilte und nicht monotone Linesearch-Strategie, wodurch sich dieser nochmal effizienter und robuster gegenüber numerischen Fehlern in der Zielfunktion und den Gradienten verhält [54]. Der Linesearch-Parameter wird über eine quadratische Polynominterpolation ermittelt. Zudem lässt sich auch die Berechnung des Linesearch-Parameters parallelisieren und Zeit einsparen.

Für die Erzielung des Optimierungsergebnisses in Kapitel 6.3 werden testweise sowohl Gradienten- als auch Suchstrategien eingesetzt. Der NLPQL hat sich dabei auch in der Praxis als geeignetster Algorithmus für dieses Optimierungsproblem gezeigt. Die folgenden Optimierungsergebnisse basieren auf diesem Verfahren.

6.2 Aufbau der Optimierungsumgebung

Für die Optimierung der Vorderachskinematik wird die Mehrkörpersimulation in eine Optimierungsumgebung (OPTIMUS) eingebunden. Dazu ist ein Mehrkörpersimulationsmodell (z.B. MSC-Adams) nötig, das ohne eine interaktive Benutzeroberfläche und rein über Kommandozeilen gesteuert werden kann. In Bild 6.7 ist der Ablauf im Optimierungsprogramm exemplarisch dargestellt. Die Eingangsparameter (sowohl feste als auch variable Parameter) der Optimierung werden in Vektoren zusammengefasst (grüne Kreise in Bild 6.7). Die auf Textdateien beruhenden Modelldaten (z.B. Vorderachsmodell) werden als Vorlagen im Optimierungsprozess hinterlegt. Festgelegte Textpassagen (Ort der Variablenwerte) in diesen Dateien können während der Optimierung verändert (Eingangsgrößen) und anschließend in das Datensystem der MKS-Simulation integriert werden (grüne Doppelkreise in Bild 6.7). In Skripten werden die Kommandozeilen für Modellaufbau (Preprocessing), Durchführung der Simulation und Datenauswertung (Postprocessing) zusammengefasst und im Optimierungsprozess ausgeführt (ockerfarbene Bereiche in Bild 6.7). Die Ausgangsgrößen werden ebenfalls

aus den im Textformat vorliegenden Ergebnisdateien extrahiert (rote Bereiche in Bild 6.7).

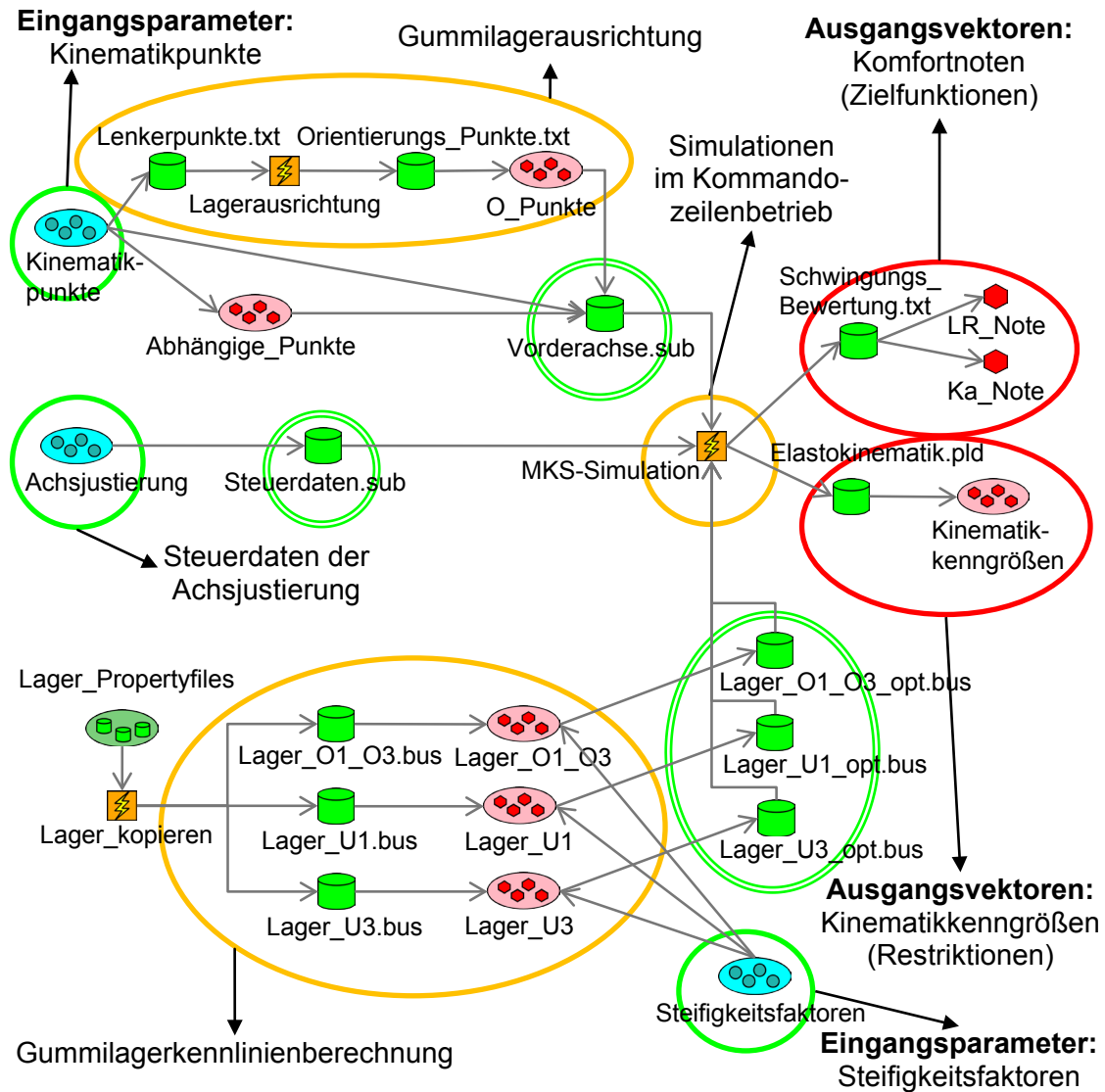


Bild 6.7: Struktur des Optimierungsablaufs in OPTIMUS

Für die Optimierung der Vorderachskinematik werden die rad- und karosserie-seitigen Kinematikpunkte verwendet. Zusätzlich können über Faktoren die Kennlinien der Gummilager modifiziert werden. Dazu werden die Modellwerte der Kraft-Weg-Kennlinien der Serienlager ausgelesen und für die jeweilige Belastungsrichtung (3x translatorisch und 3x rotatorisch) mit einem Faktor multipliziert. Anschließend werden die Werte in einem modifizierten Lagermodell wieder zusammengefasst und in das Datensystem des MKS-Modells eingespielt (siehe unterer Bereich in Bild 6.7). Die Lage der Kinematikpunkte wird symmetrisch zur Längsmittlebene des Fahrzeugs definiert. Der Optimierungsraum der Kinematikpunkte beschränkt sich durch die geometri-

schen Randbedingungen auf den verwendbaren Bauraum. Da die Ausrichtung der Wirkrichtungen der Elastomerlager anhand von virtuellen Punkten im Modell erfolgt, die allerdings keine parametrischen Abhängigkeiten zu ihrem Einbauort enthalten, müssen dafür zusätzliche Tools in die Optimierungsumgebung integriert werden (siehe oberer Bereich in Bild 6.7). Diese bestimmen vor der MKS-Simulationsrechnung die virtuellen Punkte für die Orientierung der Lager. Hierfür werden außerhalb von OPTIMUS mittels ausführbarer Matlab-Programme aus dem Satz an Kinematikpunkten über geometrische Berechnungen die virtuellen Lagerorientierungspunkte in der oberen und unteren Ebene errechnet und wieder dem Optimierungsprozess übergeben. So werden z.B. die Lager in der oberen Ebene (O1-, O3-Lager) so ausgerichtet, dass die Hauptwirkrichtung (Translation in x-Richtung) in Richtung des virtuellen Schnittpunkts der beiden Lenker weist und die Verschraubungsrichtung des Lagers (Rotation um z-Achse) in einer Ebene liegt, die durch die Punkte O1, O3 und den virtuellen Schnittpunkt definiert ist. In der unteren Ebene werden über ähnliche Bedingungen die Lager U1, U3 und das Federbeinlager im Traglenker orientiert. Die Lage der Federbeinbindung an den Traglenker wird auch in Abhängigkeit der Lager der Punkte U1 und U2 errechnet. Die MKS-Simulationsumgebung wird von der Audi AG zur Verfügung gestellt. Dort sind einige Pre- und Postprocessingeinheiten zusätzlich zu Adams/Car integriert. Davon wird u.a. eine Achsjustierung genutzt, die einen konstanten Spurwinkel unabhängig vom Achsdesign und eine Federauslegung auf eine konstante Trimmlage ermöglicht (siehe mittlerer Bereich in Bild 6.7). Im Anschluss an die Gesamtfahrzeugsimulation erfolgt die Berechnung der Komfortnote (siehe Kapitel 4.2) für Lenkraddreh- und Sitzschienenbeschleunigung in einem weiteren Matlab-Tool.

Als Zielfunktionen der Optimierung können die berechneten objektiven Komfortnoten bei Bremsenrubbeln und Radunwuchtanregung an Sitzschiene und Lenkrad (Gesamtfahrzeugsimulation) ausgewählt werden. Den zulässigen Bereich des Optimierungsraums grenzen kinematische Grenzwerte, die als Ungleichheitsnebenbedingungen verwendet werden, ab (z.B. Spur- und Sturzwinkeländerung über dem Federweg, Ackermannnäherung, Höhe des Wankzentrums, Nachlaufwinkel, Nachlaufstrecke, Störkrafthebelarm, ...), die am virtuellen Achsprüfstand ermittelt werden. Aus Erfahrungswerten werden hier für jeden Wert (bei Kurven wird der Verlauf anhand mehrerer Stützstellen abgebildet) Ober- und Untergrenzen gesetzt. Als Randbedingungen werden hier in Summe ca. 140 Grenzwerte berücksichtigt.

Wie in Kapitel 6.1.4 angesprochen stellt bei einer Optimierung die zeitliche Dauer des Optimierungslaufs ein Auswahlkriterium bei der Wahl des Algorithmus dar. Obwohl in diesem Fall schon die sehr zeiteffizienten Gradientenverfahren eingesetzt werden, bedeutet dies bei einer Rechenzeit von ca. 90 Minuten für ein Achsdesign, 30 Eingangsparametern (30 Gradienten und zehn Linesearchrechnungen), zehn Optimierungsiterationen und bei sequentieller Abarbeitung auf nur einem Rechnerprozessor eine

Optimierungsdauer von 25 Tagen. Dieser enorme Zeitbedarf lässt eine effektive Verwendung der Optimierung nicht zu. Nur ein Parallelisieren der Berechnungen auf einem Rechnercluster verhilft hier zu annehmbaren Rechenzeiten von ca. zwei Tagen unter Berücksichtigung von Wartezeiten im Cluster. Dafür wird der gesamte Prozess in eine Rechner-Clusterumgebung der Audi AG integriert und der lokale Rechner dient lediglich noch für die Steuerung des Prozesses. Die Durchführung der MKS-Simulationen werden in den Cluster ausgelagert (siehe Bild 6.8).

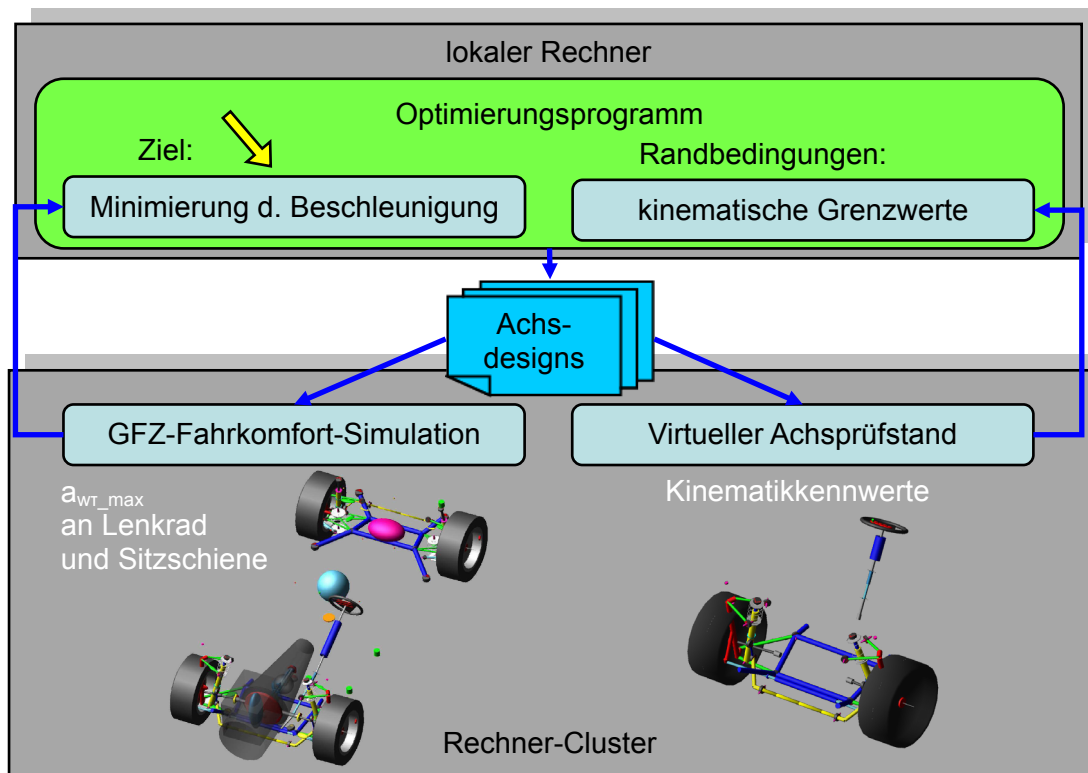


Bild 6.8: Einbindung eines Rechner-Clusters in den Optimierungsprozess

6.3 Ergebnis der Schwingungsoptimierung

Die Optimierungsmöglichkeiten an der Elastokinematik eines Achssystems lassen sich aufspalten in eine Kinematikoptimierung ohne Veränderung der Elastomerlager und in eine Elastomerlageroptimierung ohne Veränderung der Achskinematik. Beide nehmen jeweils Einfluss auf die Elastokinematik. Der Einfluss der Elastomerlager auf die Schwingungsübertragung ist aus der Literatur weitgehend bekannt (siehe Kapitel 2.6.1). Daher werden im Folgenden die Optimierungsmöglichkeiten der Achskinematik auf das Schwingungsübertragungsverhalten des Achssystems gezeigt und auch an einem Versuchsfahrzeug im Fahrversuch untersucht. Die Möglichkeiten der Optimierung der Elastomerlager werden nur simulativ untersucht.

6.3.1 Achskinematikoptimierung

Für die Optimierung der Schwingungsempfindlichkeit stehen vier Zielgrößen zur Auswahl. Diese sind die frequenzbewerteten Effektivwerte der Lenkraddreh- und Sitzschienenbeschleunigungen bei jeweils Bremsrubbel- und Radunwuchtanregung. Die Sitzschienenbeschleunigung bei Radunwuchtanregung sind deutlich geringer als bei Bremsrubbelanregung und werden daher nicht weiter betrachtet. Da in der Fahrzeugindustrie die Reduzierung von Bremsmomentenschwankungen deutlich aufwändiger ist als die Vermeidung von Radunwuchtanregungen durch z.B. Auswuchten der Räder (siehe Kapitel 2.5), wird für den Aufbau eines Versuchsträgers die Reduzierung der Schwingungsempfindlichkeit bei Bremsrubbelanregung als primäres Ziel festgelegt. Vorab werden die Potentiale der beiden Zielgrößen Sitzschienen- und Lenkradbeschleunigung bei relativ großzügigen geometrischen und kinematischen Randbedingungen in Optimierung auf jeweils eine der Zielgröße untersucht. Dabei zeigt sich, dass die Achskinematik nur ein sehr geringes Potential zur Reduzierung der Sitzschienenbeschleunigung aufweist, die großteils auf einer kinematischen Erhöhung der Längssteifigkeit der Achse in Bremsrichtung basiert. Dies hat den gleichen Effekt wie die Erhöhung der Steifigkeit im Komfortlager einer Achse und wird durch eine Längsverschiebung des U3-Punkts in Richtung Fahrzeugheck erreicht.

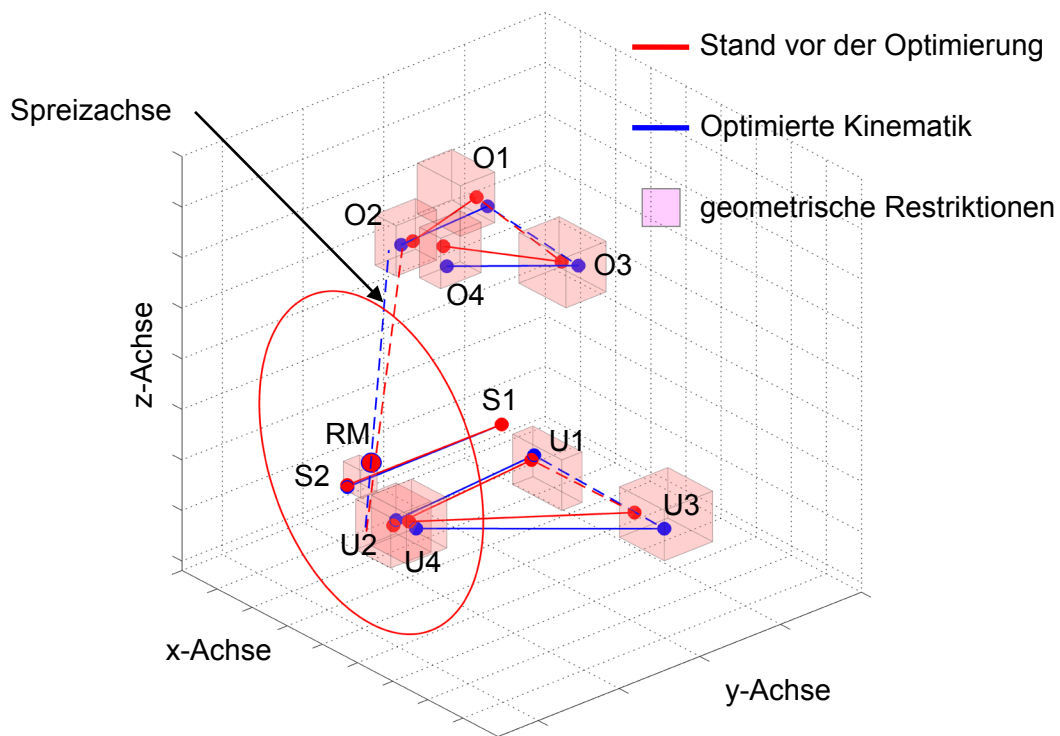


Bild 6.9: Vergleich der Kinematikpunkte vor und nach der Kinematikoptimierung im Fahrzeugkoordinatensystem
(Blick in Fahrtrichtung von hinten auf das linke Vorderrad)

Daher wird die Sitzschienenbeschleunigung beim Bremsenrubbeln in den weiteren Optimierungsläufen lediglich als Randbedingung verwendet, die nicht höher als vor der Optimierung liegen darf. Das Ergebnis einer Optimierungsrechnung mit dem Ziel der Minimierung der Lenkraddrehbeschleunigung ist in Bild 6.9 im Vergleich zur Ausgangs kinematik dargestellt. Die transparenten Quader beschreiben die geometrischen Randbedingungen. Als Eingangsparameter für die Kinematikoptimierung dienen neun Kinematikpunkte mit ihren jeweils drei Koordinaten (27 Eingangsparameter). Der 10. Kinematikpunkt, das innere Spurstangengelenk (S1), ist nicht für die Optimierung freigegeben, da eine Veränderung dieses Punktes unweigerlich eine Veränderung der Lenkungslage nach sich zieht, die auch in einem Versuchsträger zu hohen konstruktiven Aufwendungen führt. Parallel dazu werden Optimierungsrechnungen mit freigegebenem S1-Punkt durchgeführt, die zudem kein höheres Potential aufweisen. Aus der Lage und Größe der Quader ist zu erkennen, dass die geometrischen Bereiche relativ eng beschränkt sind. Das Gesamtfahrzeugpackage (Motorraum, Bodenfreiheit, Blechkleid, Freigang zu anderen Bauteilen: Gelenkwelle, Rad) lässt hier nicht mehr Bauraum zu. Diese Bereiche werden in Diskussionen mit Bauteilkonstruktoren festgelegt. Die Position des Rades bleibt sowohl bzgl. seiner Koordinaten als auch seiner Grundausrichtung (Spur- und Sturzwinkel) in der Fahrzeugleerlage unverändert. Eine bekannte kinematische Einflussmöglichkeit auf die Reduzierung der Lenkraddrehbeschleunigung ist die Vergrößerung des Spurbelradius (siehe Kapitel 2.6.3). Die geometrischen Randbedingungen lassen jedoch keine Erhöhung dessen zu. Der S2-Punkt müsste hierfür bei vor der Radmitte liegender Lenkung nach vorne verschoben werden. Dann kollidiert der S2-Punkt allerdings mit der Felge des Rades. Dieses Maß ist in der Ausgangsachse schon vollkommen ausgeschöpft und liegt damit an der Grenze der geometrischen Randbedingung in x-Richtung (siehe Bild 6.9).

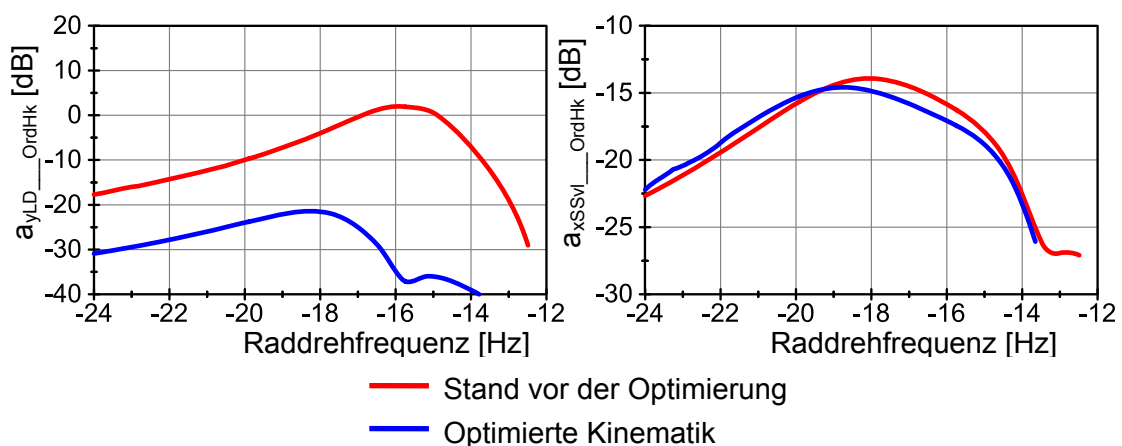


Bild 6.10: Vergleich der Ordnungshüllkurven der Lenkraddreh- und Sitzschienenbeschleunigung bei Bremsurbelregung vor und nach der Kinematikoptimierung

Das Potential der optimierten Kinematik zeigt Bild 6.10 bei Bremsrubbelanregung und Bild 6.11 bei Radunwuchterregung. Für die Minimierung der Sitzschienenbeschleunigung ergibt sich wie obig diskutiert nur eine geringfügige Verbesserung von ca. 0,7dB (Verbesserung in der objektiven Komfortnote von 1), welche wiederum auf einer Erhöhung der Achslängssteifigkeit durch die Verschiebung des U3-Punkts nach hinten beruht (siehe Bild 6.9). Die Reduzierung der Lenkraddrehbeschleunigung fällt deutlicher in Höhe von ca. 24dB aus. Dies entspricht einer erreichten objektiven Komfortnote von ca. 8. Obwohl der Effektivwert der frequenzbewerteten Lenkraddrehbeschleunigung bei Radunwuchtanregung nicht als Zielfunktion betrachtet wird, ergibt sich auch hier eine Verbesserung um ca. 8dB.

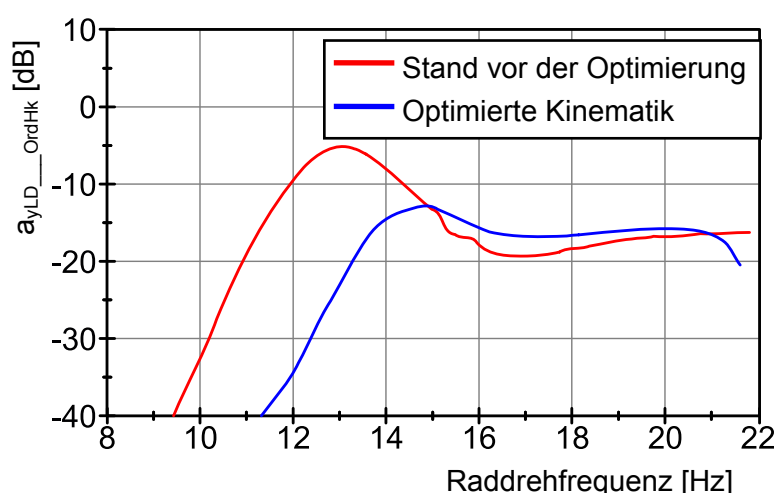


Bild 6.11: Vergleich der Ordnungshüllkurven der Lenkraddrehbeschleunigung bei Radunwuchtanregung vor und nach der Kinematikoptimierung

Die kinematischen und geometrischen Randbedingungen werden bei diesem Optimierungsergebnis vollständig eingehalten und so liegt die optimierte Achse von den kinematischen Kennwerten relativ nahe an der Ausgangsachse. Exemplarisch dafür ist der Verlauf des Sturzwinkels beim Einfedern im Bild A.10 dargestellt und in Tabelle 6-1 der Vergleich ausgewählter kinematischer Größen. Zur Überprüfung der fahrdynamischen Eigenschaften der optimierten Kinematik werden diverse Fahrmanöver (stationäre Kreisfahrt, Sinuslenken, Lenkimpuls, ...) in der MKS-Gesamtfahrzeugsimulation untersucht und mit der Ausgangskinematik verglichen. Dafür wird eine bei der Audi AG entwickelte objektive Fahrdynamikbewertungsmethode verwendet [76]. Dabei treten keine wesentlichen Unterschiede hervor. Die Fahrdynamik liegt in der Simulation auf vergleichbarem Niveau (siehe Bild A.11).

Das Optimierungsergebnis zeigt den großen Einfluss der Achskinematik auf die Höhe der Lenkraddrehbeschleunigungen und den geringen Einfluss auf die Höhe der Sitz-

schienenbeschleunigung. Daher entbindet dieses Ergebnis nicht davon, die Höhe der BTV an der Bremse zu reduzieren. Eine Verringerung der BTV von 50Nm auf 30Nm führt bei der optimierten Achskinematik bzgl. der Sitzschienenbeschleunigung zu einer Verbesserung von drei objektiven Noten.

Tabelle 6-1: Vergleich kinematischer Vorderachskennwerte vor und nach der Optimierung in der Leerlage des Fahrzeugs

Kennwert	Stand vor der Optimierung	Optimierte Kinematik
Spurwinkel [°]	0,17	0,17
Sturzwinkel [°]	-0,71	-0,74
Spreizungswinkel [°]	4,4	2,1
Nachlaufwinkel [°]	4,3	3,6
Nachlaufstrecke [mm]	23,2	18,0
Lenkrollradius [mm]	-7,0	-7,3
Störkrafthebelarm [mm]	12,6	0,2
Bremskrafthebelarm [mm]	-7,0	-7,3
Bremsstützwinkel [°]	7,9	5,3
Schrägfederung [°]	0,7	2,7
Achslängssteifigkeit in Bremsrichtung [N/mm]	447	564

6.3.2 Elastomerlageroptimierung

Im Vorfeld der Elastomerlageroptimierung wird basierend auf der Serienachskinematik eine Sensitivitätsanalyse der jeweilig sechs Elastomerlagerkennlinien (3x translatorisch, 3x rotatorisch) durchgeführt. Dabei weisen nur die translatorischen Steifigkeiten in Lagerhauptwirkrichtung (Lenkerrichtung) einen wesentlichen Einfluss auf die Lekraddreh- und Sitzschienenbeschleunigung auf. Die Sensitivitäten sind für eine Radunwuchtanregung in Bild 6.12 dargestellt. Für die Lager O1 und O2 werden identische Ausgangskennlinien verwendet. Den größten Einfluss auf die Höhe der frequenzbewerteten Beschleunigung weist das U3-Lager auf. Beim U1-Lager würde nur eine Verringerung der Steifigkeit eine Reduzierung der Beschleunigung bewirken. Dies ist aber nur in geringem Umfang aufgrund der kinematischen Randbedingungen möglich, da dies Auswirkungen z.B. auf den Sturzverlauf beim Federn hat. Das ausgeprägte Maximum der Lenkraddrehbeschleunigung bei einer um ca. 1,2-fach erhöhten Lagersteifigkeit des U3-Lagers lässt sich damit erklären, dass bei dieser Steifigkeit die gegenphasige Längsmode der Achse mit der Lenkungs-drehmode (siehe Kapitel 6.3.3) hinsichtlich ihrer Eigenfrequenzen sehr nahe beieinander liegen und so das Schwin-

gungssystem in Resonanz gerät. Eine Reduzierung der Steifigkeit bringt einen steileren Abfall der Lenkraddrehbeschleunigung als eine Erhöhung. Da die anregende Unwuchtkraft mit der Raddrehfrequenz quadratisch zunimmt, ist es günstiger die asynchronen Längsmode bei niedriger Anregung (niedriger Raddrehfrequenz) zu platzieren.

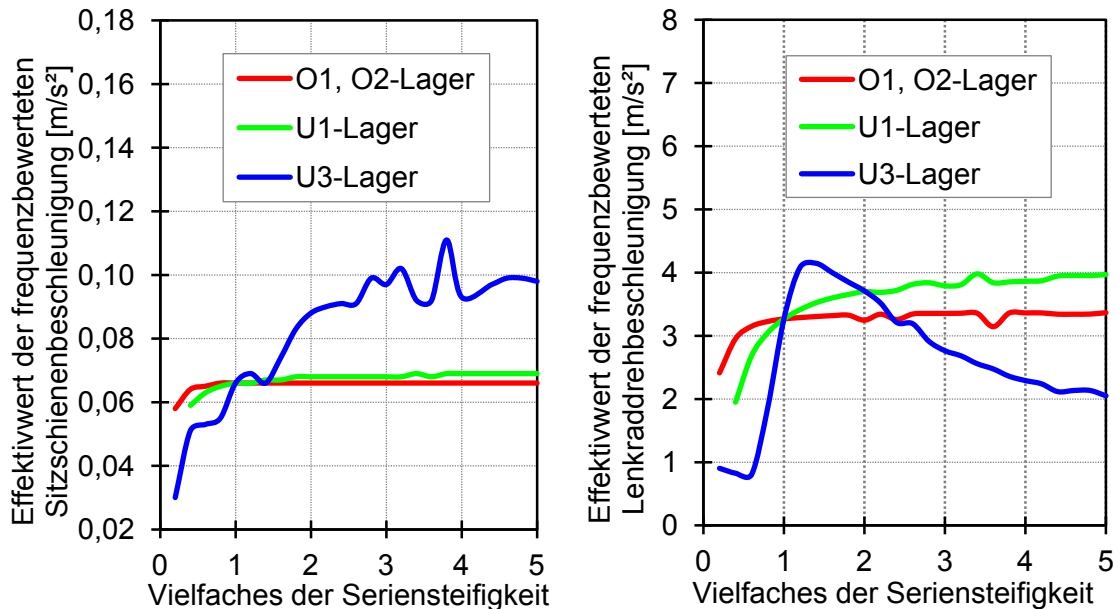


Bild 6.12: Sensitivität der Elastomerlagerkennlinien auf Sitzschienen und Lenkraddrehbeschleunigung bei Radunwuchtanregung

Die Optimierung der translatorischen Lagerkennlinien erfolgt unter Berücksichtigung der Lenkraddrehbeschleunigung aus Radunwucht- und Bremsrubbelanregung. Um auf eine Zielgröße optimieren zu können, werden die beiden Teilziele mit einer Kostenfunktion zu einer Zielgröße zusammengefasst. Da die Auswirkungen beim Bremsenrubbeln etwas gravierender sind als bei Radunwuchtanregung, wird dieses Ergebnis mit 60% gewichtet und die Beschleunigung bei Radunwuchtanregung mit 40%:

$$a_{wt_max_Gesamt} = 0,6 \cdot a_{wt_max_yLD_BRUB} + 0,4 \cdot a_{wt_max_yLD_UNW} \quad (6.12)$$

Die Kennlinien der Lager O1,O2, und U1 werden wie in 6.2 beschrieben über einen Faktor in ihrer Steifigkeit modifiziert. Da beim Lager U3 ein Zielkonflikt bzgl. hoher Steifigkeit im Arbeitsbereich Bremsen und geringer Steifigkeit im Arbeitsbereich Radunwucht besteht, wird die Kennlinie in die zwei Arbeitsbereiche aufgeteilt und für jeden ein Steifigkeitsfaktor als Eingangsparameter der Optimierung festgelegt (siehe Bild A.12). Das Potential der Elastomerlageroptimierung ist in Bild 6.13 dargestellt. Die Verringerung der Achslängssteifigkeit im Arbeitspunkt Radunwuchtanregung führt zu einer Verschiebung der maximalen Lenkraddrehschwingung um 2Hz auf 11Hz und die Erhöhung im Arbeitspunkt Bremsrubbeln zu einer Zunahme um 3,3Hz auf 19,3Hz. Die ma-

ximale Amplitude 1. Ordnung nimmt dabei jeweils um 14,5dB ab. Den Hauptteil an der Steifigkeitsveränderung erfährt das U3-Lager, dessen Kennlinie bis an die Grenzen des zulässigen Bereichs der Steifigkeitsfaktoren verändert (siehe Bild A.12) wird.

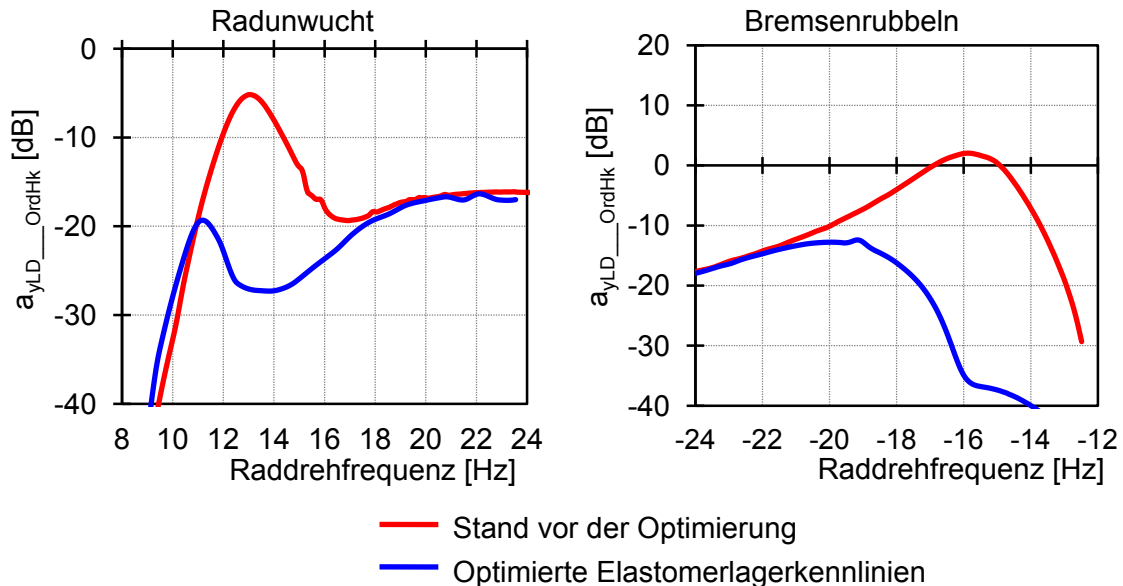


Bild 6.13: Vergleich der Ordnungshüllkurven der Lenkraddrehbeschleunigung bei Radunwuchtanregung vor und nach der Kinematikoptimierung

6.3.3 Physikalische Deutung des Optimierungsergebnisses

Im Folgenden sollen anhand der optimierten Kinematik aus dem Kapitel 6.3.1 die Auswirkungen der Kinematikoptimierung diskutiert werden. Das Ergebnis der optimierten Elastomerlagerkennlinien aus 6.3.2 lässt sich davon ableiten.

Die Veränderung in der Achskinematik zielt auf drei Bereiche, welche die Schwingungsempfindlichkeit maßgeblich beeinflussen:

1. Kinematische Kenngrößen
2. Frequenzlage der Eigenmoden
3. Bewegungsform der Eigenmoden

A) Kinematische Kenngrößen

Von den kinematischen Kenngrößen haben hinsichtlich der Lenkraddrehbeschleunigungen Störkrafthebelarm und Spurhebelradius die größte Bedeutung. Der Zusammenhang aus den beiden Kenngrößen und der resultierenden Spurstangenkraft, die in Abhängigkeit der Spurstangenpeilung als Zahnstangenkraft ursächlich für die Erzeugung der Lenkraddrehbeschleunigung ist, wird in einer statischen Betrachtung am Beispiel einer

statisch-dynamischen Radunwucht in Bild 6.14 gezeigt. Die Darstellung ist vereinfacht, da Reibungskräfte in den Achsgelenken und die Kräfte aus der Elastomerlagerauslenkung vernachlässigt werden.

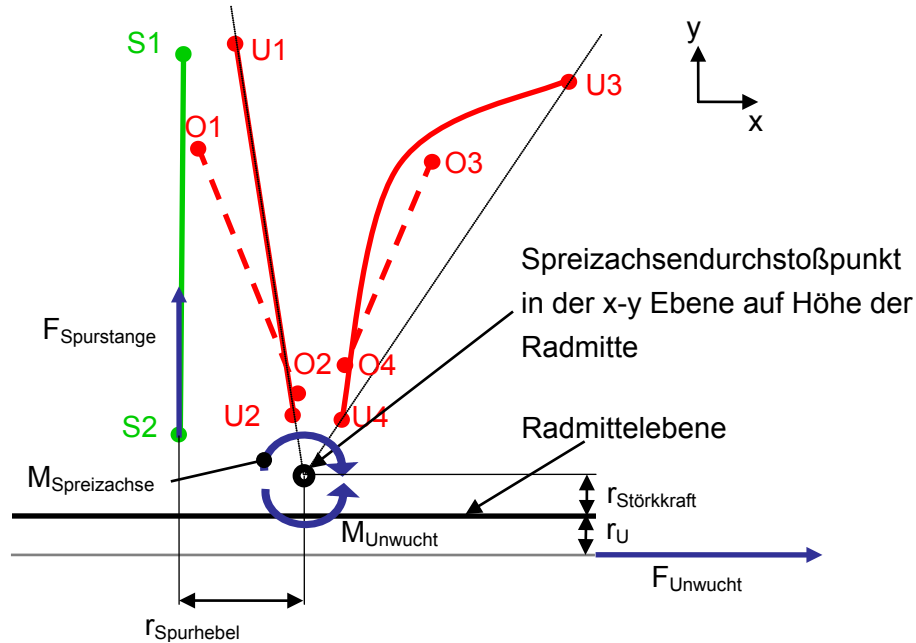


Bild 6.14: Vereinfachtes statisches Kräftegleichgewicht um die Spreizachse bei Radunwuchtanregung

Das Kräftegleichgewicht lässt sich folgendermaßen beschreiben:

$$F_{\text{Spurstange}} = \frac{F_{\text{Unwucht}} \cdot (r_U + r_{\text{Störkraft}})}{r_{\text{Spurhebel}}} \quad (6.13)$$

Ziel ist es, die Spurstangenkraft bei gegebener Störkraft aus Radunwucht- oder Bremsrubbelanregung zu reduzieren. Dazu muss nach Gleichung (6.13) der Spurhebelradius erhöht oder der Störkrafthebelarm reduziert werden. In dem untersuchten Achskonzept ist keine weitere Erhöhung des Spurhebelradius bauraumbedingt möglich (siehe Kapitel 6.3.1). So ist nur noch eine Reduzierung des Störkrafthebelarms möglich, die auch in der optimierten Achse umgesetzt wird. Hier erfolgt eine Reduzierung des Störkrafthebelarms von ursprünglich 12,6mm auf 0,2mm. Erreicht wird dies bei gleichbleibendem Lenkrollradius durch die Aufrichtung der Spreizachse. Dies ist an dem reduzierten Spreizungswinkel ($4,4^\circ \rightarrow 2,1^\circ$) und der Darstellung der Spreizachse in Bild 6.9 erkennbar (siehe Tabelle 6-1).

Für die Betrachtung des Einflusses von Bremskräften auf die Elastokinematik wird häufig der Bremskrafthebelarm herangezogen. Dieser ist in der optimierten Kinematik kaum verändert und hat sich während weiterer Optimierungsrechnungen als nicht sen-

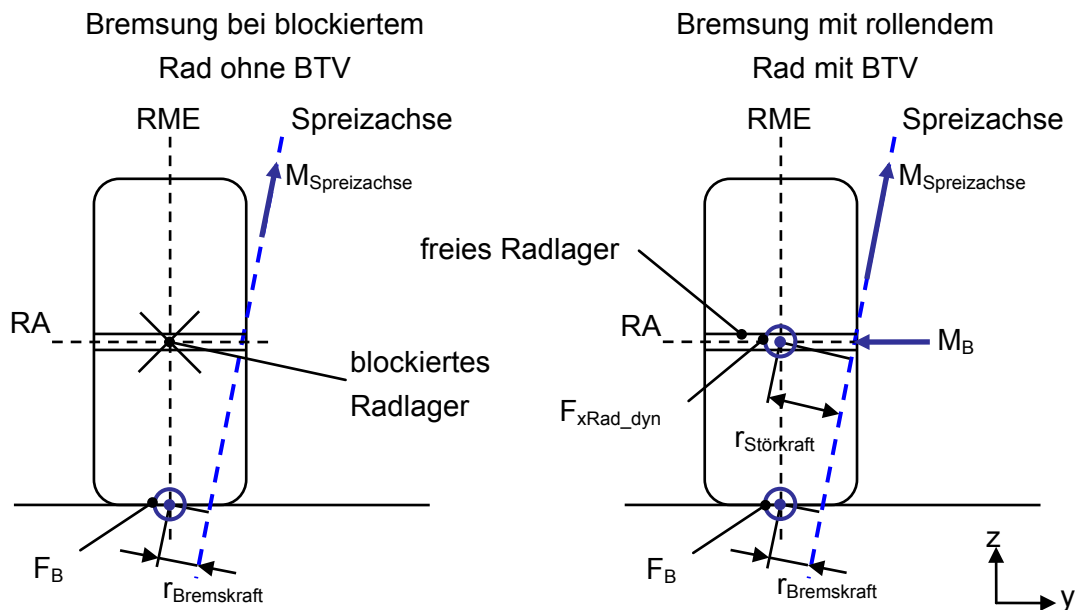


Bild 6.15: Vergleich der wirksamen Hebelarme für Radkräfte bei blockiertem und rollendem Rad (Ansicht von hinten auf das linke Vorderrad)

sitiv gezeigt. Bei einem blockiertem Rad ohne Störgrößenanregung kann von der Modellvorstellung ausgegangen werden, dass das Rad mit dem Radträger starr verbunden ist und somit aus Bremskraft und Bremskrafthebelarm ein Lenkmoment um die Spreizachse resultiert (siehe Bild 6.15). Wird ein rollendes Rad gebremst und mit einer BTV beaufschlagt, greifen zusätzlich zu den Bremskräften noch beschleunigte Radmassenkräfte (F_{xRad_dyn}) im Radmittelpunkt an und liefern mit dem Störkrafthebelarm einen Beitrag zum Spreizachsenmoment. Diese Massenkräfte sind im Bereich der Längseigenmode deutlich höher als die anregende Bremskraftschwankung (siehe ca. $800N F_{xMRVl}$ in Bild A.6 – Summenkraft aus Bremskraft und Radmassenkraftschwankung). Die Bremskraftschwankung allein beträgt ca. $150N$ bei $50Nm$ BTV-Anregung und einem $r_R=1/3m$.

B) Frequenzlage der Eigenmoden

Das MKS-Simulationsmodell lässt sich an einzelnen Betriebspunkten linearisieren. Dazu muss das FTire-Reifenmodell durch eine lineare Reifenfeder ausgetauscht werden, die anhand der Reifenmodelldaten parametrisiert wird. Für dieses lineare Modell lassen sich Eigenformen und Eigenfrequenzen des Mehrkörpersystems bestimmen. Im relevanten Frequenzbereich finden sich an der Vorderachse die Moden für eine in Phase (IP) und eine gegenphasige (GP) Achslängsschwingung. Die Schwingungsformen gestalten sich analog zur Modellvorstellung in Bild 2.21 und Bild 2.22. Dazu tritt noch eine Rotationseigenmode des gesamten Lenkungssystems mit Achse auf, die weitgehend unabhängig von der Achskinematik ist. In Bild 6.16 sind diese Eigenformen

als Überlagerung des Ausgangszustands (rote Färbung) und des durch die Eigenform ausgelenkten Achssystems (ursprüngliche Bauteilfarben) dargestellt. Für Radunwuchtanregung und Bremsenrubbeln wird die Linearisierung an zwei Arbeitspunkten durchgeführt. Dabei für Radunwucht ohne Bremsvorlast und bei Bremsenrubbeln mit Bremskraftvorlast, um die Achslängssteifigkeit im Bremsbetriebspunkt abzubilden.

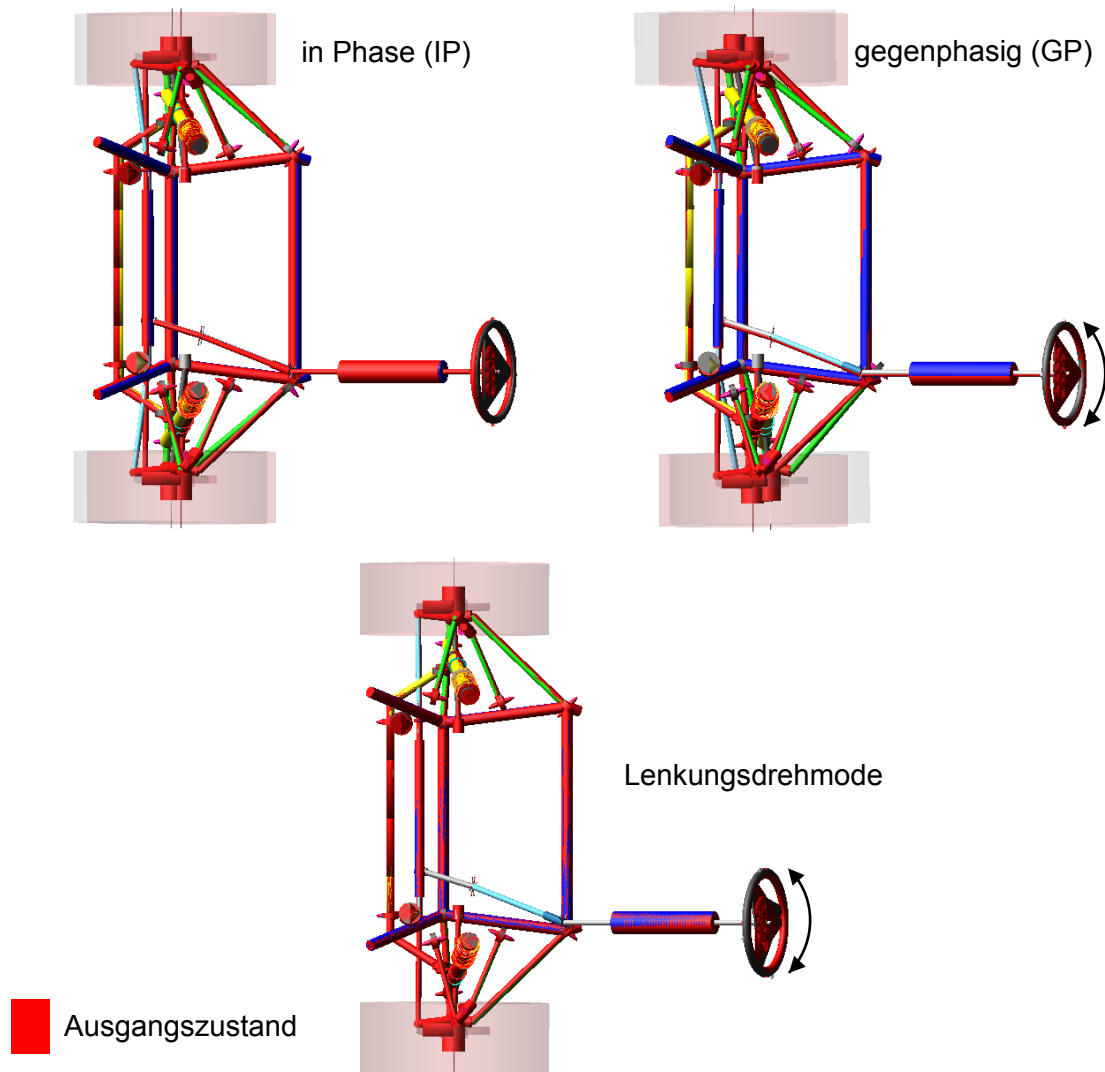


Bild 6.16: Eigenformen des Vorderachssystems im relevanten Frequenzbereich

In Bild 6.17 ist die Höhe der Eigenfrequenzen für die Ausgangskinematik und das optimierte Design dargestellt. Durch die Optimierung hinsichtlich Lenkraddrehbeschleunigung beim Bremsenrubbeln findet eine Erhöhung der Achslängssteifigkeit statt (siehe Tabelle 6-1) und die Eigenfrequenzen erhöhen sich für den Radunwucht- und Bremsrubbeltbetriebspunkt. Die Eigenfrequenz der Lenkungsdrehtmode verändert sich dabei kaum. Dadurch beträgt die Differenz der gegenphasigen Achslängsschwingmode im Bremsrubbeltbetriebspunkt von der Lenkungeigenfrequenz 2,4Hz im Gegensatz zu

0,9Hz in der Achsgangachse. Die Kopplung der beiden Moden reduziert sich, wodurch im Resonanzfall die Lenkraddrehbeschleunigungen geringer ausfallen. Ungünstig wirkt sich die Steifigkeitserhöhung jedoch für die gegenphasige Achslängsschwingmode bei Radunwuchtanregung aus, da diese nun auf dem gleichem Niveau der Lenkungsrehmode liegt. Der Einfluss der veränderten achskinematischen Kenngrößen und die Eigenform der Schwingung kompensieren diese Verschlechterung und führen in Summe zu niedrigeren Lenkraddrehbeschleunigungen. Diese Betrachtung kann für die Deutung der Ergebnisse der Elastomerlageroptimierung in Kapitel 6.3.2 gleichfalls angewendet werden.

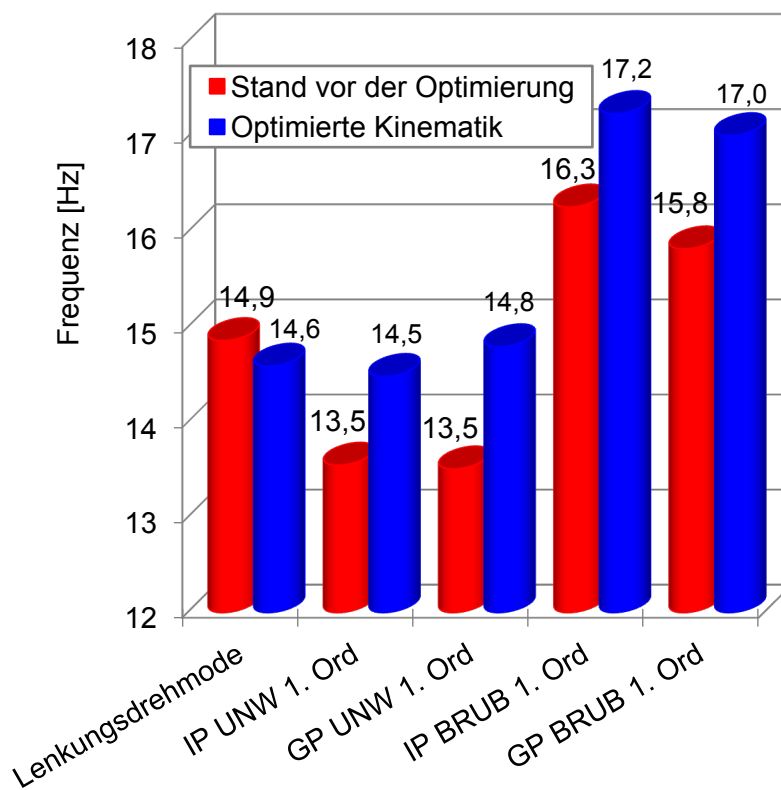


Bild 6.17: Lage der Eigenfrequenzen vor und nach der Kinematikoptimierung

C) Bewegungsform der Eigenmoden

Ist die translatorische und rotatorische Geschwindigkeit eines Punktes P auf einem Körper K bekannt, so lässt sich daraus der Verbindungsvektor zum aktuellen Momentanpol MP der Bewegung berechnen [12]:

$$\mathbf{r}_{PMP} = \frac{1}{\omega_K^2} \cdot \boldsymbol{\omega}_K \times \mathbf{v}_P \quad (6.14)$$

Basierend auf diesem Zusammenhang werden die Spurkurve der Momentanpole und die Momentandrehachsen aus den Zeitverläufen der Simulationsdaten für die Radträgerbewegung ausgewertet. Die roten Punkte in Bild 6.18 stellen in der x-y-Ansicht auf die Vorderachse von oben die Momentanpole dar. Die Verbindung dieser Punkte ergibt die Spurkurve der Momentanpole. Die blauen Geraden verbildlichen die Momentandrehachsen, die einseitig mit den Momentanpolen verbunden sind.

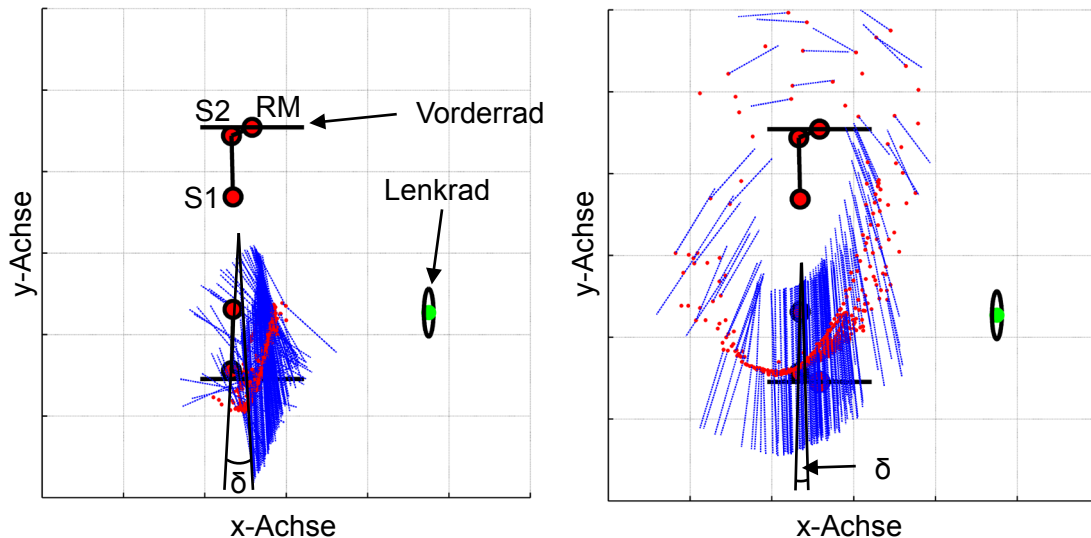


Bild 6.18: Spurkurve der Momentanpole (rote Punkte) und Momentandrehachsen (blaue Geraden) der Ausgangskinematik (links) und der optimierten Kinematik (rechts) in der x-y-Ansicht

Wenn sich Geraden beidseitig (z.B. oberhalb und unterhalb in Bild 6.18) von den Momentanpolen befinden, verdeutlicht dies, dass bei der Schwingung des Radträgers an diesem Momentanpol eine Vor- und Zurück-Bewegung stattfindet. Zur Orientierung sind noch die Punkte der Spurstange S1 und S2, schematisch die beiden Räder links und rechts in der Ausgangslage mit Radmittelpunkt (RM) und das Lenkrad abgebildet.

Zur leichteren räumlichen Vorstellung dient Bild 6.19, das eine räumliche Ansicht der Momentanpole ermöglicht. Der „Schwerpunkt“ der Momentanpole befindet sich oberhalb des Rades in Höhe des oberen Dämpferlagers. Die Achse führt eine Pendelbewegung, annähernd in Fahrzeuginnenrichtung, aufgehängt an einem Punkt oberhalb des Rades, aus. Für die Vermeidung von Lenkraddrehschwingungen müssten die Momentandrehachsen parallel zur Spurstange in der x-y-Ansicht verlaufen, da dann eine Pendelschwingung des Radträgers nur zu einer Längsbewegung der Spurstange, aber nicht zu einer Querbewegung in y-Richtung führt. Damit entstünden keine Lenkraddrehschwingungen. Der Winkel δ , den die Spurstange und die Momentandrehachsen in der x-y-Ansicht einschließen, ist ein Maß für die Querbewegung der Spurstange.

Dieser sollte möglichst klein sein. Die optimierte Kinematik weist einen deutlich geringeren Winkel δ als die Ausgangskinematik auf. Dadurch reduziert sich wiederum die Schwingungsempfindlichkeit der Achse.

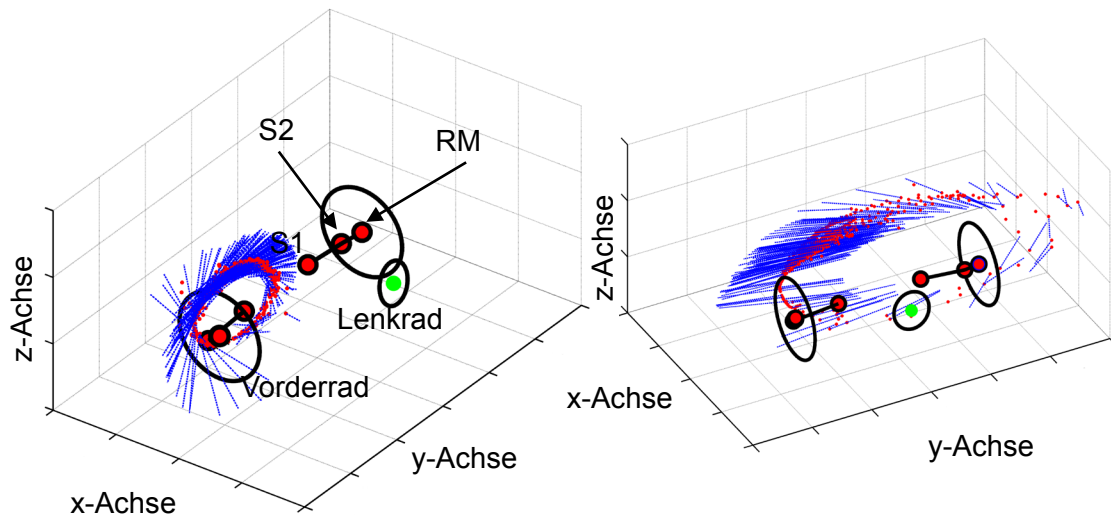


Bild 6.19: Spurkurve der Momentanpole (rote Punkte) und Momentandrehachsen (blaue Geraden) der Ausgangskinematik (links) und der optimierten Kinematik (rechts) in der 3D-Ansicht

6.4 Validierung des Optimierungsergebnisses im Fahrversuch

6.4.1 Aufbau des Versuchsträgers

Um den Beweis anzutreten, dass die Kinematikoptimierung auch außerhalb der Simulation den gewünschten Effekt zeigt, wird die optimierte Kinematik aus Kapitel 6.3.1 in eine Achskonstruktion umgesetzt (siehe Bild 6.20) und in einem Versuchsträger auf Basis eines Serienfahrzeugs eingebaut (siehe Bild 6.21). Generell wird damit gezeigt, dass diese Kinematik bzgl. der Randbedingungen Package im Vorderwagen, Freigängigkeit der Bauteile zueinander, maximal zulässige Gelenkwellen- und Achsgelenkbeugewinkel in sämtlichen Lenk-, Ein- und Ausfederstellungen funktioniert. Mittels FEM-Analysen wird die Längssteifigkeit der Achslenker berechnet und durch konstruktive Anpassungen auf das Niveau der Lenker in der Ausgangskinematik angeglichen. Dadurch wird verhindert, dass sich erhöhte Bauteilsteifigkeiten auf das Ergebnis auswirken und somit nicht ausschließlich die Kinematikänderung betrachtet werden kann. Alle Lenkerbauteile werden als Aluminium-Frästeile ausgeführt und die Achsgelenke werden vom Lieferanten der Serienachsgelenke integriert. Die Reibmomente in den Achsgelenken werden nach der Fertigung gemessen. Dadurch wird sichergestellt, dass die-

se auf dem gleichen Niveau wie die Seriengelenke liegen. Die Änderungen an Hilfsrahmen, Radträger und Lagerbock erfolgen mittels Schweißbaugruppen.

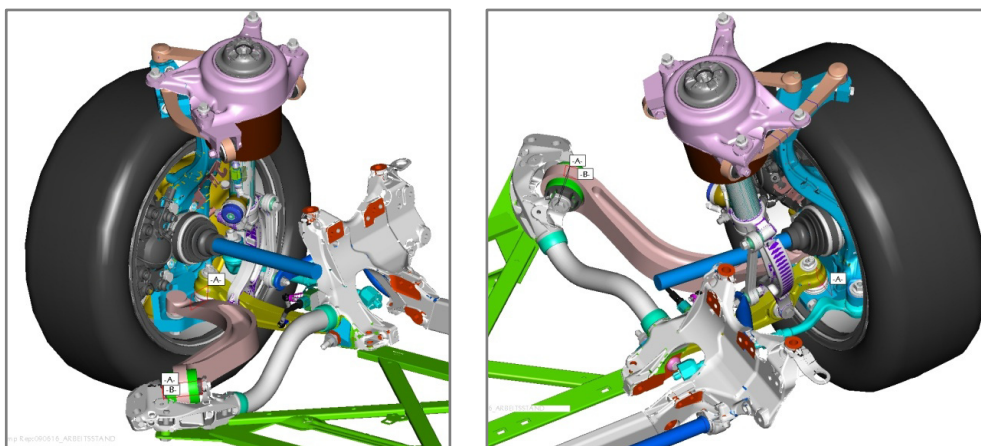


Bild 6.20: Konstruktive Umsetzung der optimierten Kinematik im CAD (linkes Rad – links: Ansicht von hinten; rechts: Ansicht von vorne)

Die zu modifizierenden Bereiche werden abgetrennt und durch Frästeile ersetzt, die an diesen Stellen angeschweißt werden (siehe Bild 6.21 und Bild A.13). Die Position und die Gestalt der Bauteile von Lenkung, Stabilisator und den Gelenkwellen bleibt unverändert. Das Federbein behält seine Gestalt, allerdings verschiebt sich geringfügig die x-Position des Federbeinlagers im Traglenker durch die Verschiebung der U1 und U2-Punkte. Die Längsverschiebung des U3-Punkts führt zu Änderungen am Längsträger der Karosserie, die über Schweißbaugruppen erfolgen. Die Elastomerlager in den Lenkern stammen aus der ursprünglich im Fahrzeug montierten Achse und als U3-Lager werden über sämtliche dargestellten Fahrversuche identische Bauteile verwendet.

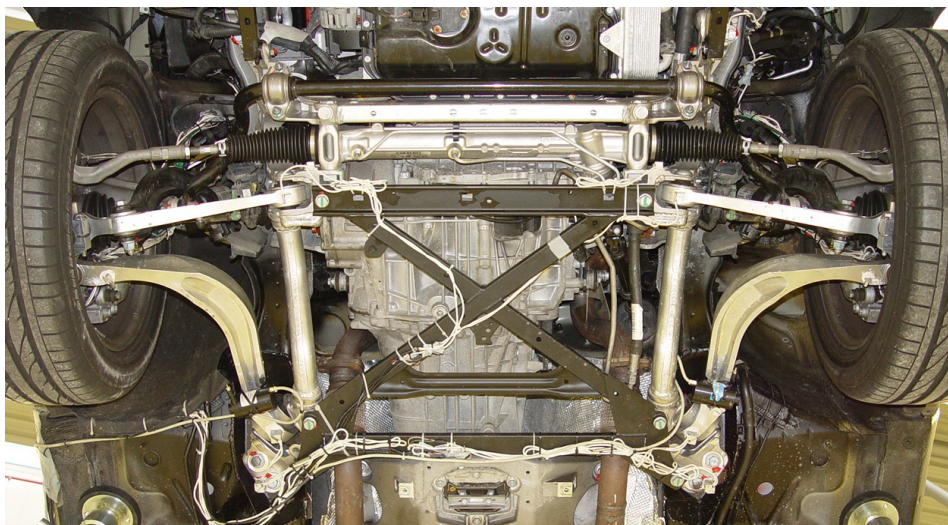


Bild 6.21: Blick von unten auf die optimierte Achse im Fahrzeug

6.4.2 Darstellung des Optimierungsergebnisses im Fahrversuch

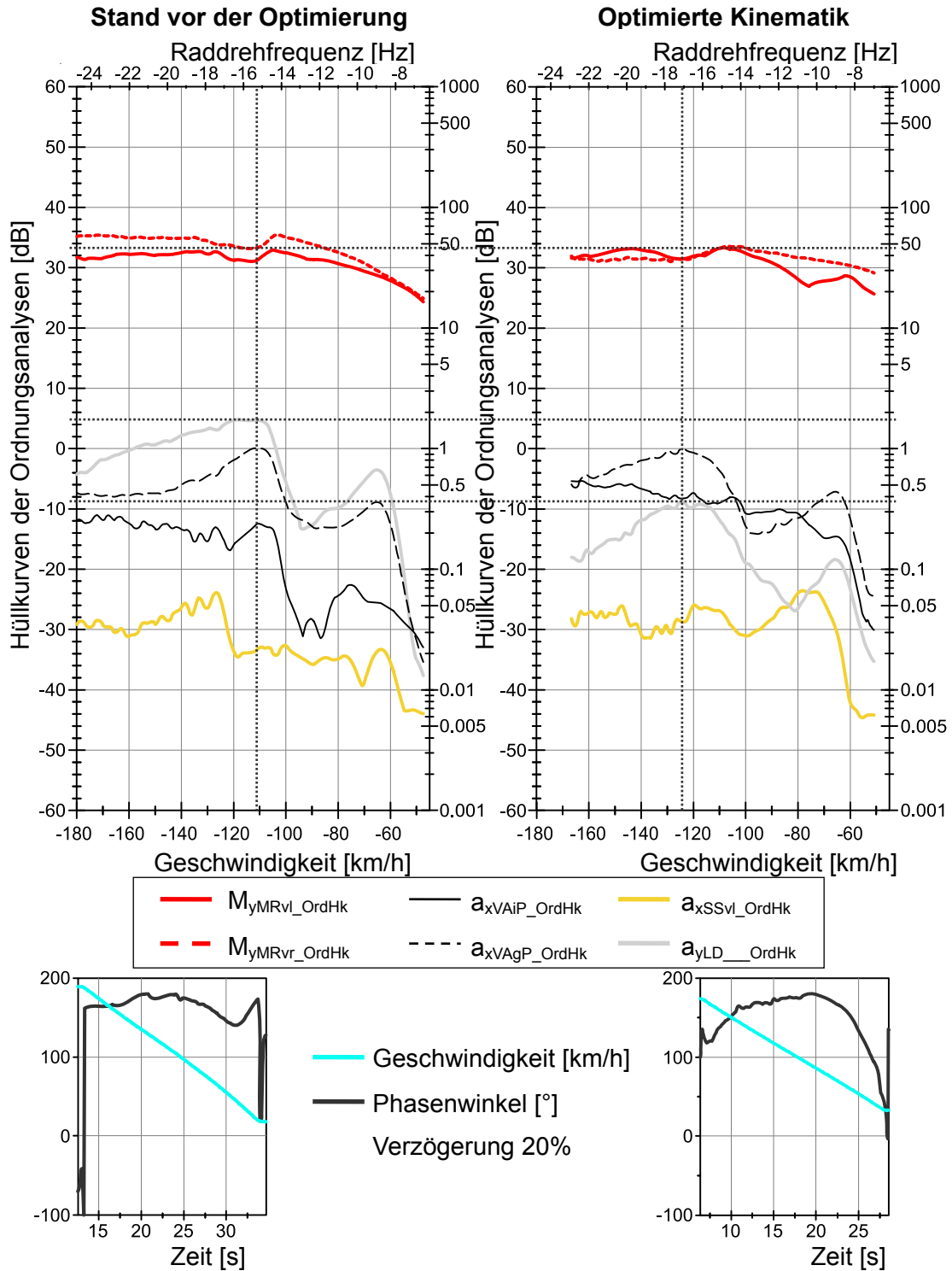


Bild 6.22: Vergleich der Hüllkurven der Ordnungsanalysen im Fahrversuch vor und nach dem Einbau der optimierten Kinematik bei einer gegenphasigen Bremsrubbelanregung

Um möglichst nur den Einfluss der Achskinematikänderung zu bewerten, werden mit dem Versuchsträger Fahrversuche vor dem Achsumbau im Ausgangszustand und mit eingebauter optimierter Achskinematik durchgeführt. Dabei fällt die Streuung der Schwingungsempfindlichkeit bei Fahrzeugen gleichen Typs auf. Dieses Fahrzeug weist gegenüber dem ersten Untersuchungsfahrzeug eine höhere Schwingungsempfindlichkeit auf. Der Vergleich der Hüllkurven der Lenkraddrehbeschleunigung aus Bild 6.22 (links) und Bild A.6. (rechts) zeigt eine Differenz der maximalen Lenkraddrehbeschleunigung von 2,5dB bei vergleichbarer Anregung.

Bild 6.22 stellt die Veränderung der Beschleunigungssignale bei gegenphasiger Bremsrubbelanregung dar. Die Reduzierung der Lenkraddrehbeschleunigung fällt mit 13,5dB deutlich aus. Eine Verschiebung der Frequenz der maximalen Beschleunigung um ca. 2Hz nach oben ist wie erwartet eingetreten. Die gegenphasigen Anteile der Radträgerbeschleunigung (a_{xVAgP}) werden durch die Kinematikänderung nicht reduziert. Jedoch wird deutlich weniger Beschleunigung am Lenkrad erzeugt und somit greifen die in Kapitel 6.3.3 beschriebenen Veränderungen des Übertragungspfads.

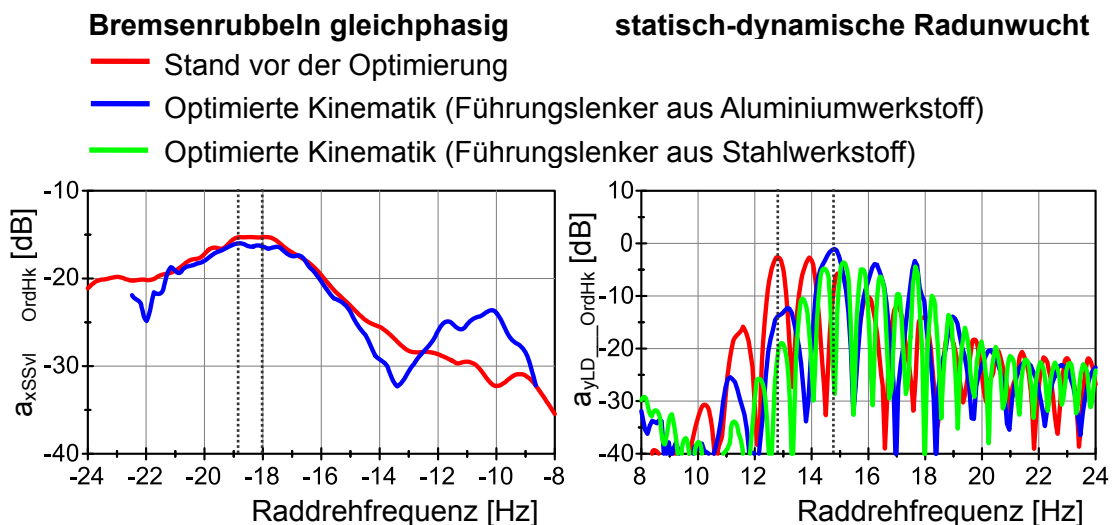


Bild 6.23: Vergleich der Hüllkurven der Ordnungsanalyse von Sitzschienen- und Lenkraddrehbeschleunigung im Fahrversuch vor und nach dem Einbau der optimierten Kinematik bei einer gleichphasigen Bremsrubbelanregung (links) und statisch-dynamischer Radunwuchtanregung (rechts)

Die geringfügige Reduzierung der Sitzschienenbeschleunigung (siehe Bild 6.23 links) bei gleichphasiger Bremsrubbelanregung und die gleichzeitige Erhöhung der Frequenzlage stimmt mit der Erwartungshaltung überein. Allerdings tritt keine Reduzierung der Lenkraddrehbeschleunigung bei Radunwuchtanregung ein, sondern die Lenkraddrehbeschleunigung nimmt zu (siehe Bild 6.23 rechts). Die Erhöhung der Eigenfrequenz der Achslängseigenform (siehe Kapitel 6.3.3) fällt hier mit der Eigenform des

Lenkungssysteme so zusammen, dass die kinematischen Änderungen diesen Resonanzfall nicht kompensieren können. Als Beweis dafür wird in Bild 6.23 (rechts) noch das Ergebnis eines Rollenprüfstandversuchs mit einem Führungslenker aus Stahl gezeigt. Durch die ca. dreifache Längssteifigkeit des Lenkers wird die Eigenfrequenz der Achslängseigenform weiter erhöht und die Beschleunigungen liegen unterhalb der Ausgangsachse.

Die fahrdynamische Beurteilung der Achse erfolgt durch erfahrene Beurteiler der Audi AG Fahrwerksentwicklung. Die optimierte Kinematik verhält sich dabei in vielen Punkten ähnlich zur Ausgangsachse. Besonders positiv fällt die starke Abnahme der Lenkungsstößigkeit und die geringe Spurrinnenempfindlichkeit auf. Negativ wirkt sich ein geringerer Lenkmomentbedarf um die Mittellage und bei Kurvenfahrt aus. Dadurch verliert der Fahrer an haptischer Rückmeldung aus dem Reifen-Fahrbahn Kontakt und es ergibt sich so ein erhöhter Regelbedarf. Diese Gesichtspunkte sollten auch noch mit einer für die Achse applizierten Lenkunterstützung untersucht werden, was innerhalb dieser Arbeit jedoch nicht möglich war.

6.4.3 Deutung der Unterschiede in Simulation und Fahrversuch

Der Versuchsträger für die Validierung der optimierten Kinematik verfügt im Unterschied zur Validierung der Ausgangskinematik (siehe Kapitel 5.3) über eine andere Lenkgetriebeübersetzung und Fahrwerkstrimmlage. Diese Unterschiede sind in den folgenden Simulationsergebnissen berücksichtigt und dadurch ergeben sich geringfügige Unterschiede zu den in Kapitel 6.3 vorgestellten Kurvenverläufen.

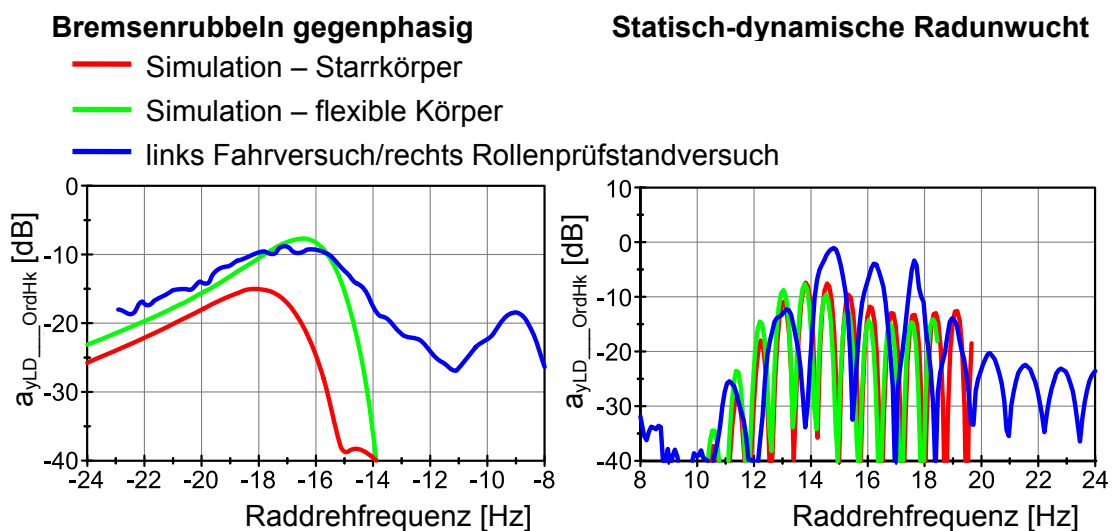


Bild 6.24: Vergleich der Hüllkurven der Ordnungsanalysen von Lenkraddrehbeschleunigung in Simulation und Fahrversuch bei einer gegenphasigen Bremsrubbelanregung (links) und statisch-dynamischer Radunwuchtanregung (rechts)

Die Schwingungsempfindlichkeit der Achse hat sich bis auf die Lenkraddrehbeschleunigung bei Radunwuchtanregung deutlich verbessert. Die Höhe der Veränderung fällt jedoch bei gegenphasiger Bremsrubbelanregung geringer (13,5dB) als erwartet (24dB) aus. War die Verwendung eines Starrkörpermodells in der Ausgangskinematik ausreichend, so zeigt sich nun, dass in diesem neuen Arbeitsbereich eine Abbildung der Achse mit flexiblen Bauteilen zu besseren Ergebnissen führt. In Bild 6.24 werden die Versuchsergebnisse mit den beiden Modellierungsarten (starr/flexibel) verglichen. Die Abbildung der Achse mit flexiblen Bauteilen trifft die Realität deutlich genauer und erklärt die nicht in vollem Umfang erreichte Minimierung der Lenkraddrehbeschleunigung.

Bei der Simulation von Radunwuchtanregung spielt die Steifigkeit der Achsbauteile eine geringere Bedeutung. Diese liegen in diesem Betriebspunkt deutlich über der Steifigkeit des U3-Lagers, dem Lager mit der weichsten Kennlinie (1/20 der Führungslenkersteifigkeit). Im Betriebspunkt Bremsenrubbeln sind die Unterschiede geringer (1/6 der Führungslenkersteifigkeit). Der Vergleich der Simulationsergebnisse zeigt kaum Unterschiede. Doch liegt die Frequenz der maximalen Lenkraddrehbeschleunigung tiefer als die im Versuch gemessene und damit noch 1Hz unter der Eigenfrequenz des Lenkungssystems (vgl. Bild 6.17). Daraus lässt sich schließen, dass die Modellierung der konventionellen Elastomerlager hier nicht treffend ist und in diesem Arbeitspunkt zu weich abgebildet ist (siehe Kapitel 5.3.2, veränderter dynamischer Betriebspunkt: geringere Schwingwege → höhere dynamische Steifigkeit). Eine Behebung dieser Modenkopplung kann durch den Einbau eines aus der Elastomerlageroptimierung bekannten U3-Lagers mit einer weniger steifen Kennlinie im Arbeitsbereich der Radunwucht erfolgen.

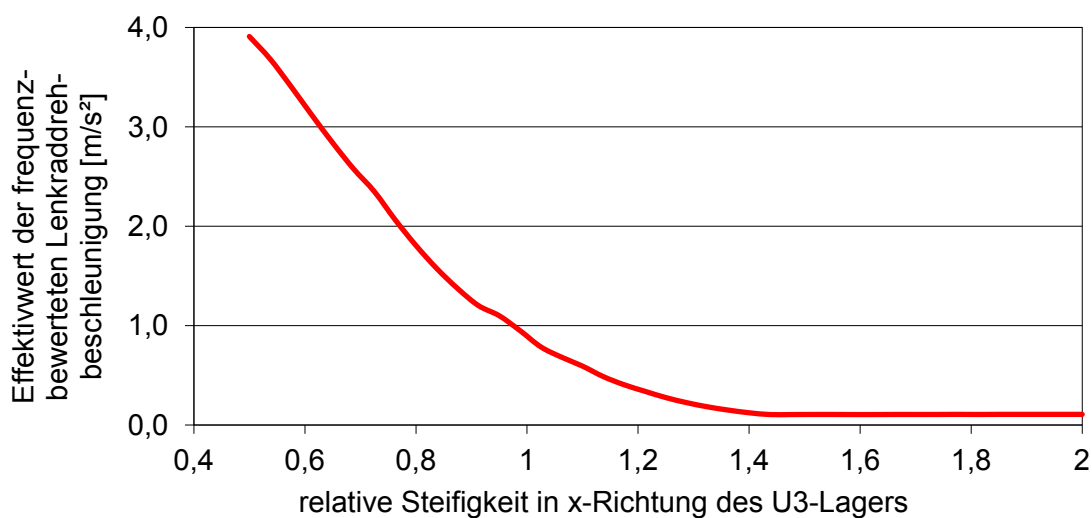


Bild 6.25: Abhängigkeit der frequenzbewerteten Lenkraddrehbeschleunigung von der Steifigkeit des U3-Lagers

6.4.3 Deutung der Unterschiede in Simulation und Fahrversuch

Die Empfindlichkeit der optimierten Kinematik auf Achssteifigkeitsänderungen lässt sich über eine Parametervariation der U3-Lagersteifigkeit darstellen, da dies die sensitivste Lagerstelle ist (siehe Bild 6.25). Die Achskinematik weist um die nominale Lagersteifigkeit (relative Steifigkeit = 1) einen hohen Gradienten auf und führt bei Steifigkeitsabnahme (z.B. elastisches Bauteilverhalten) zu einer Zunahme der Lenkraddreh-schwingungen. Eine Achskinematik mit größerer Unempfindlichkeit gegenüber Steifigkeitsänderungen ist hier von Vorteil. Zusammenfassend sind die Ergebnisse des Vergleichs von Simulation und Fahrversuch für die optimierte Kinematik in Tabelle 6-2 dargestellt.

Tabelle 6-2: Vergleich der maximalen Beschleunigungswerte der Ordnungshüllkurven für die optimierte Achskinematik

Maximalwert [dB]	Simulation: Starrkörper	Simulation: flexible Körper	Fahrversuch
Radunwuchtanregung (a_{yLD_OrdHk})	-7,4	-7,8	-1
Bremsenrubbeln GP (a_{yLD_OrdHk})	-15,0	-7,7	-8,9
Bremsenrubbeln IP (a_{xSSvL_OrdHk})	-11,8	-13,5	-16

Abschließend betrachtet zeigen die beiden Simulationsvalidierungen (Ausgangs- und optimierte Kinematik) und die Ergebnisse aus den Realversuchen, dass bei der Untersuchung der Achsdynamik die Realität zum Streuen neigt und die Simulation durch Modellierungseffekte eine gewisse Unschärfe aufweist. Somit muss ein sehr hoher Aufwand für das Versuchsfahrzeugsetup und die Modellierung betrieben werden. Die Simulation stellt ein klassisches Werkzeug in der Konzeptphase der Entwicklung dar. Hier müssen die Unterschiede zwischen Realität und Simulation in Kauf genommen werden, da noch wenige Informationen über die Elemente des endgültigen Fahrzeugs vorliegen.

Das Ergebnis der optimierten Achse aus dem Fahrversuch zeigt nicht in vollem Umfang das in der Simulation prognostizierte Verhalten, hat aber bzgl. der Lenkraddreh-schwingungen beim Bremsenrubbeln (Optimierungsziel) eine deutliche Steigerung der Robustheit des Schwingungssystems Achse bewirkt.

Somit hat sich die neue vorgeschlagene Entwicklungsmethodik (siehe Bild 2.25) als richtig und zielführend erwiesen. Daher sollte diese zukünftig auch in der Übertragung auf weitere achskinematische Entwicklungsfelder (z.B. fahrdynamische Kinematikoptimierung) angewendet werden.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Bei Bremsenrubbeln und Radunwuchtschwingungen handelt es sich um fremderregte Schwingungen, die der Fahrer eines Fahrzeugs an dessen Schnittstellen zum Fahrzeug (Pedalerie, Lenkrad, Sitzschiene) als Diskomfort wahrnehmen kann. Zahlreiche Untersuchungen beschäftigen sich entweder mit der Reduzierung der Störkrafterregung oder mit der Minimierung der Übertragung der Störgrößen.

In der vorliegenden Arbeit wird mittels eines gesamtheitlichen Untersuchungsansatzes eine Darstellungsart entwickelt, die von der Erregung bis zum Ausgangssignal alle relevanten Größen in einer Übersicht zeigt. Die universelle Anwendung dieser Schwingungsanalytik auf sowohl Mess- und Simulationsdaten als auch für die Anregungsarten Radunwucht und Bremsenrubbeln ermöglicht einen sehr schnellen Vergleich und die Interpretation der Ergebnisse in Amplituden- und Frequenzlage. Für die simulative Untersuchung der Schwingungssysteme ist ein objektives Bewertungsverfahren notwendig, das aus den Simulationsdaten die Abbildung des subjektiven Testfahrerurteils ermöglicht. Dazu werden mittels linearer Regressionsanalysen unter Verwendung von Frequenzbewertungsfiler, die das menschliche Schwingungsempfinden wiedergeben, Korrelationen aus subjektiven Noten und objektiven Kenndaten für die Bewertungskriterien Lenkraddreh-, Sitzschiene- und Bremspedalschwingungen gebildet. Diese weisen eine sehr hohe statistische Güte auf. Zwei Anwendungsfelder werden mit dieser Methode erschlossen. Einerseits kann die Bewertung von Fahrversuchen reproduzierbar erfolgen, andererseits lassen sich aus Simulationsdaten die zu erwartenden Fahrerurteile ableiten.

Für die Analyse des Übertragungsverhaltens des Fahrwerks wird ein Mehrkörpersimulationsmodell (Gesamtfahrzeugmodell) mit diesen Anregungen im Zeitbereich beaufschlagt. Die Anwendung der Schwingungsanalytik zeigt während der Validierung des verwendeten Mehrkörpersimulationsmodells scharf die Unterschiede zwischen realer und virtueller Welt auf und hilft bei der gezielten Modellanpassung und -verbesserung. So kann abschließend ein ausreichend genaues Simulationsmodell, das den Vergleich zur Realität besteht, erzeugt werden.

Ziel dieser Arbeit ist es, eine Methodik zu entwickeln, mit der die Kinematik der Vorderachse auf Basis eines bestehenden Achsentyps (Fünflenkervorderachse) so modifiziert werden kann, dass eine deutliche Minimierung der Schwingungsempfindlichkeit des Achssystems auf Bremsenrubbeln und bestenfalls noch bei Radunwuchtanregung eintritt ohne dabei die fahrdynamischen Eigenschaften des Ausgangssystems zu verschlechtern. Diese Aufgabe ist an eine Vielzahl von Randbedingungen gekoppelt, die nur schwer parallel betrachtet werden können. Für derartige Aufgabenbeschreibungen

bietet sich die Verwendung mathematischer Optimierungsalgorithmen an. Hierfür wird das Simulationsmodell in eine Optimierungsumgebung eingebettet und der Simulationsprozess um notwendige automatisierte Pre- und Postprozessingtools (z.B. objektive Bewertungsmethode) erweitert. Somit übernimmt der Optimierungsalgorithmus die Berücksichtigung zahlreicher Randbedingungen bei gleichzeitiger Minimierung der Schwingungsempfindlichkeit. Als Zielgröße wird das Ergebnis der objektiven Bewertungsmethode verwendet, ohne die keine klare Zielfunktion definiert werden kann.

Mit der Optimierungsmethode wird eine Achskinematik entwickelt, die den elastokinematischen Ansprüchen sowohl hinsichtlich Alltagstauglichkeit (z.B. Parkieren) als auch fahrdynamischen Gesichtspunkten (Agilität und Fahrstabilität) einer Großserienachse entspricht. Die Schwingungsempfindlichkeit wird in der Simulation gegenüber dem Ausgangsdesign deutlich reduziert. Parallel dazu wird über die Modifikation der Elastomerlagerkennlinien eine Optimierung der Fahrwerkslager durchgeführt, die ebenfalls ein deutliches Potential zur Reduzierung der Schwingungsempfindlichkeit hat. Anhand der Optimierungsergebnisse werden die wesentlichen physikalischen Effekte herausgearbeitet, die zu dieser Verbesserung beigetragen haben. Somit werden grundlegende Zusammenhänge der Achsschwingungsausprägung aufgezeigt, die auch als Designkriterien bei der Achsauslegung herangezogen werden können.

Eingebaut in einem Versuchsträger bestätigt das kinematisch optimierte Achsdesign die Simulationsergebnisse großteils und zeigt noch Modellverbesserungspotentiale (z.B. konventionelles Lagermodell – fehlende dynamische Steifigkeit/Dämpfung) auf.

Die Anwendung von Methoden der numerischen Optimierung bei der Entwicklung von komplexen Systemen bringt enorme Potentiale mit sich, um Systeme in ihren Entwurfsräumen möglichst optimal auszulegen. Dies bedeutet nur scheinbar eine Vereinfachung der Entwicklungsarbeit. Durch die große Anzahl an möglichen Entwurfsvariablen, Randbedingungen und Zielfunktionen nimmt die Strukturierung des Optimierungsproblems und die Aufstellung der Zielfunktionen deutlich mehr Raum ein. Unabhängig davon müssen sich gegenseitig ausschließende Zielbereiche erkannt werden und darauf basierend die Priorität der Ziele gewichtet werden, da sonst die Optimierung zu unbefriedigenden Ergebnissen führen kann. In der Achsentwicklung steht diese Methodik noch am Anfang. In der nahen Zukunft wird sich auf Grund der zunehmenden Anforderungen an das Fahrwerk in Form von Leichtbau, Fahrkomfort, Agilität, Fahrstabilität, Produktionskosten, Crash-Verhalten und die Verwendung von alternativen Antrieben (Zunahme der Achsvarianten) der Einsatz von Optimierungsmethoden enorm ausweiten, da diese Anforderungen starke Wechselwirkungen untereinander ausüben und daher kaum unabhängig voneinander betrachtet werden können. Diese hohe Komplexität ist nicht durch einen zentralen Entwickler beherrschbar und somit müssen in hochautomatisierten Simulationsprozessen auf effizientem Weg die Vielzahl der Anforderungen ins Ziel gebracht werden.

Literaturverzeichnis

- [1] Alirand M., Lebrun M., Richards C.W.: Front Wheel Vibrations: A Hydraulic Point of View - Models and First Results. SAE: SAE 2001-01-0490. Warrendale, 2001
- [2] Ammon D., Herkenrath D.: Patentschrift: DE 199 54 309 C2. 2001
- [3] Augsburg K.: Interaktion von Fahrwerks- und Bemseneigenschaften bezüglich ausgewählter Aspekte des Bremskomforts. Technische Universität Ilmenau, 2000
- [4] Augsburg K., Brunner H., Grochowicz J.: Untersuchung zum Rubbelverhalten von Pkw-Schwimmsattelbremsen. ATZ 101. 1999, S.22-30
- [5] Bittner C.: Reduzierung des Bremsenrubbelns bei Kraftfahrzeugen durch Optimierung der Fahrwerkslagerung. Dissertation, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität München: München, 2006
- [6] Blundell M., Harty D.: Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics. Oxford, Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004, ISBN 0 7506 5112 1
- [7] Boulahbal D., Pankau J.: Studie zum Übertragungsverhalten von Fahrwerken: Fahrzeuvibrationen und Lenkraddrehschwingungen durch Reifenungleichförmigkeiten und Bremsenrubbeln. XXIV. Internationales μ -Symposium – Bremsen-Fachtagung. Bad-Neuenahr, 2004
- [8] Breuer B., Bill K.: Bremsenhandbuch. 2. verbesserte und erweiterte Auflage Wiesbaden, Vieweg, 2004, ISBN 3-528-13952-8
- [9] Butz T.: Fouriertransformation für Fußgänger. 5. durchgesehene Auflage Wiesbaden, B.G. Teubner Verlag, 2007 ISBN 978-3-8351-0135-7
- [10] Cucz S.: Schwingungsempfindung von Pkw-Insassen. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 1992
- [11] Dankert H.: Technische Mechanik, Statik, Festigkeitslehre Kinematik/Kinetik. 5.Auflage Vieweg + Teubner Verlag
- [12] Eberhard P.: Formelsammlung zur Vorlesung Technische Mechanik II. Universität Stuttgart, Institut für Angewandte und Experimentelle Mechanik, Stuttgart, 2008
- [13] Eggleston D.: Cold Judder. EURAC research: Fachaufsatz, Technical Bulletin 00029711. Bozen, 1999

- [14] Engel H.-G.: Systemansatz zur Untersuchung von Wahrnehmung, Übertragung und Anregung bremseregener Lenkunruhe in Personenkraftwagen. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12. Band Nr. 354. VDI Verlag GmbH, 1998
- [15] Förg M., Ulbrich H.: Skriptum zur Vorlesung Mehrkörpersimulation. Technische Universität München, Lehrstuhl für Angewandte Mechanik. München, 2006
- [16] Gipser M.: FTire a Physically Based, Application-Oriented Tire Model for Use with Detailed MBS and FEM Suspension Models. 3rd Int. Tyre Colloquium, Tyre Models For Vehicle Dynamics Analysis. Wien, Technische Universität Wien, 2004
- [17] Grochowicz J.: Experimentelle und theoretische Untersuchungen zu Bremsdruck und Bremsmomentenschwankungen an PKW-Scheibenbremsen. Dissertation, Technische Universität Dresden, 1997
- [18] Groll M. von: Modifizierung von Nutz- und Störinformationen am Lenkrad durch elektromechanische Lenksysteme. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12. Band Nr. 630. Düsseldorf, VDI Verlag GmbH, 2006, ISBN 3-18-363012-5
- [19] Grotewohl A.: Lenkunruhe bei Federbeinachsen. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 1974
- [20] Gruber S., Breuer B.: Selbstoptimierende Radaufhängung im Pkw. Sonderforschungsbericht 241: Weinheim, Wiley-VCH-Verlag, 2002 S.32-59
- [21] Haug T., Rebstock K.: Neue Werkstofftechnologien für Bremsen. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12. Band Nr. 405. Düsseldorf, VDI Verlag GmbH, 2001
- [22] Heimann S., Augsburg K., Engel M.: A contribution for the specific investigation of brake drag torque at disc brakes. chassis.techplus 2010: 1. Internationales Münchner Fahrwerk-Symposium. München, ATZ live, 2010 S.471 - 484
- [23] Heißing B., Brandl H. J.: Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens. 1. Auflage Würzburg, Vogel Fachbuch, 2002
- [24] Heißing B., Ersoy M.: Fahrwerkhandbuch. 2. verbesserte und aktualisierte Auflage Wiesbaden, Vieweg + Teubner Verlag, 2008, ISBN 978-38348-0444-0
- [25] Hennecke D.: Zur Bewertung des Schwingungskomforts von Pkw bei instationären Anregungen. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12. Band Nr.237. Düsseldorf, VDI Verlag GmbH, 1995

- [26] Herkenrath D.: Bremsmomentenschwankungen infolge Unebenheiten der Brems-scheibe bei PKW Bremsen. Dissertation, IKA-RWTH Aachen, 2005
- [27] Hohmann C.: Simulation von Verschleiß an Scheibenbremsbelägen. Dissertation, Universität Siegen: Aachen, Shaker Verlag, 1999, ISBN 3-8265-6587-8
- [28] Huber M., Müller U., Ögöndur P., Baier H.: Skriptum zur Vorlesung Multidisciplinary Design Optimization. Technischen Universität München, Lehrstuhl für Leichtbau: München, Stand April 2006
- [29] Hwang P., Wu X., Cho S.W., Jeon Y.B.: Temperature and coning analysis of ventilated brake disc based on finite element technique. SAE-Paper 2007-01-3670. 2007
- [30] Inoue H.: Analysis of brake judder caused by thermal deformation of brake disc rotors. SAE-Paper 865131. 1986, Warrendale, 1986
- [31] Jeong H.-I.: Analytical Approach to Improve Shimmy and Brake Judder Vibration on Steering Wheel. SAE Annual Brake Colloquium and Exhibition. Orlando, 1995
- [32] Kim H.S.: Computer Aided Analysis and Robust Design of Brake Judder. Recordyn User Conference, Dorea Science and Technology Center. Seoul, 2003
- [33] Kim M. G., Jeong H. I., Yoo W. S.: Sensitivity analysis of chassis system to improve shimmy and brake judder vibration on steering wheel. SAE-Paper 960734. 1996
- [34] Klingner B.: Einfluss der Motorlagerung auf Schwingungskomfort und Geräuschanregung im Kraftfahrzeug. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 1996
- [35] Kluge O.: Digitale Signalverarbeitung. Praktische Informationstechnik mit C#. Berlin, Heidelberg, Springer-Verlag, 2006, ISBN-13 978-3-540-20812-9
- [36] Knauer P.: Objektivierung des Schwingungskomforts bei instationärer Fahrbahnanregung. Dissertation, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität München: 1. Auflage Göttingen, Cuvillier Verlag, 2010 978-3-86955-521-8
- [37] Koch T.: Untersuchungen zum Lenkgefühl von Steer-by-Wire Lenksystemen. Dissertation, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität München, 2010

- [38] Kohoutek P.: Der neue Audi A4. 1. Auflage Wiesbaden, Vieweg + Teubner Verlag, 2008, ISBN 978-3-8348-0399-3
- [39] Kubota M., Suenaga T., Doi K.: A study of the mechanism causing high-speed brake judder. SAE-Paper 980594. Warrendale, 1998
- [40] Kudritzki D.: Zum Einfluß querdynamischer Bewegungsgrößen auf die Beurteilung des Fahrverhaltens. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12. Band Nr. 132. Düsseldorf, VDI Verlag GmbH, 1989, ISBN 3-18-143212-1
- [41] Leister G.: Fahrzeugreifen und Fahrwerkentwicklung - Strategie, Methoden, Tools. 1. Auflage Wiesbaden, Vieweg+Teubner, 2009 978-3-8348-9312-3
- [42] Mayer R.: NVH-optimierte Kraftfahrzeugbremscheibe. VDI Berichte Nr. 2014. 2007
- [43] Mayer R.: Bremsinduzierte Schwingungen am Kraftfahrzeug, Analysemethodik und konstruktive Optimierung. Dissertation, Technische Universität München, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, 2007
- [44] Meitinger T.: Untersuchung der Lenkunruhe mit Hilfe der Mehrkörper-Simulation. Internationales Stuttgarter Symposium 5: Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren. Stuttgart, 2003 S.478-493
- [45] Meyer M.: Signalverarbeitung, Analoge und digitale Signale, Systeme und Filter. 5. Auflage Wiesbaden, Vieweg + Teubner Verlag, 2009, ISBN 978-3-8348-0494-5
- [46] Meyer-Tuve H.: Modellbasiertes Analysetool zur Bewertung der Fahrzeugquerdynamik anhand von objektiven Bewegungsgrößen. Dissertation, Technische Universität München, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, 2008
- [47] Meywerk M.: CAE-Methoden in der Fahrzeugtechnik. Berlin, Heidelberg, New York, Springer Verlag, 2007, ISBN 978-3-540-49866-7
- [48] Meywerk M., Fischer N., Karrer H., Reinalter W., Wimmer P.: Vorhersage von Komfortnoten für PKW bei Einzelhindernisfahrten durch Wavelet-Transformierte und neuronale Netze. 15. Kongress SIMVEC Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau 2010, Baden-Baden. Band VDI-Berichte 2107. Düsseldorf, VDI Verlag GmbH, 2010 S.653-664, ISBN 978-3-18-092107-5
- [49] Mitschke M., Klingner B.: Schwingungskomfort im Kraftfahrzeug. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 100. 1998, S.18-24

- [50] Mitschke M., Wallentowitz H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge. 4. neubearbeitete Auflage Berlin, Springer Verlag, 2004, ISBN 3-540-42011-8
- [51] N.N.: Kleine Unwucht - großer Ärger: Tips und Tricks für das Reifenauswuchten. Krafthand (Werkstattpraxis) - Bad Wörishofen. 1998, *Heft 8, 25. April*, S.12-15
- [52] N.N.: FTire - Flexible Ring Tire Model, Modelization and Specifications. Cosin, Scientific Software, Gipser + Hofmann, Ingenieure, Partnerschaft: http://www.cosin.eu/res/ftire_model.pdf, Stand 03.09.2010, 2010
- [53] N.N.: GSP9700 Straßenkraft-Mess-System. Hunter Engineering Company: Band Form 5621TE-09, 07/07. Gröbenzell, 2007, 29.12.2010 <http://www.hunter-d.de/german/product/products/wb/5621TE-09/5621TE-09.pdf>
- [54] N.N.: OPTIMUS Theoretical Background. Noesis Solutions: Leuven, 2007
- [55] N.N.: Sheet Cast Disc. Stahl-Informations-Zentrum: Dokumentation 500, Stahl-Innovationspreis 2009. 2009, Düsseldorf, S.20-21
- [56] N.N.: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Ganzkörper-Schwingungen. VDI-Gesellschaft Produkt- und Prozessgestaltung, VDI-Fachbereich Schwingungstechnik: VDI-Richtlinie: 2057 Blatt 1. 2002
- [57] Nowicki D.: Untersuchung von Kraftfahrzeugen auf Empfindlichkeit gegen bremseregrte Lenkraddrehschwingungen. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12. Band Nr. 652. Düsseldorf, VDI Verlag GmbH, 2007, ISBN 978-3-18-365212-9
- [58] Pacejka H.: Tyre and Vehicle Dynamics. 2. Auflage Oxford, Butterworth-Heinemann, 2006, ISBN 978-0-7506-6918-4
- [59] Pfeifer J.L., Liu W.: Introduction to Brake Noise & Vibration. SAE Annual Brake Colloquium and Exhibition. Dayton, 2002
- [60] Popp K., Schiehlen W.: Ground Vehicle Dynamics. Berlin, Heidelberg, Springer Verlag, 2010, ISBN 978-3-540-24038-9
- [61] Reif K.: Bremsen und Bremsregelsysteme. 1. Auflage Wiesbaden, Vieweg + Teubner Verlag, 2010, ISBN 978-3-8348-1311-4
- [62] Reimpell J., Burckhardt M.: Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und PKW Bremsanlagen. Würzburg, Vogel Verlag, 1991

- [63] Sachs L., Hedderich J.: Angewandte Statistik, Methodensammlung mit R. 12. vollständig neu bearbeitete Auflage Berlin, Heidelberg, New York, Springer Verlag, 2006, ISBN 3-540-32160-8
- [64] Sardá A., Seipel G., Winner H., Semsch M.: Wirkungskette der Entstehung von Hotspots und Heißrubbeln in Scheibenbremsen. XXVIII. Internationales μ -Symposium – Bremsen-Fachtagung. Bad Neuenahr, 2008
- [65] Schittenhelm H.: Rubbelrobustes Bremsendesign - ein integraler Bestandteil des robusten Fahrwerksdesigns. Bundesministerium für Bildung, Wissenschaft, Forschung und Technologie: Abschlussbericht, Förderkennzeichen:13N7177/8; Verbundprojekt: Erkennen, Nutzen und Vermeiden nichtlinearer dynamischer Effekte, Teilvorhaben Bremsenrubbeln. 2001
- [66] Schittkowski K.: NLPQL: A Fortran subroutine solving constrained nonlinear programming problems. Annals of Operations Research, Vol. 5. 1985/86 S.485-500,
- [67] Schlecht A., Heißing B., Krome H.: Entwicklung einer schwingungsunempfindlichen Vorderachskinematik mit Hilfe von Optimierungsmethoden. VDI Wissensforum GmbH: Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn, VDI-Berichte Nr. 2086. Hannover, VDI Verlag GmbH, 2009, ISBN 978-3-18-092086-3
- [68] Schlecht A., Heißing B., Krome H., Hackenberg G.: Entwicklung einer schwingungsunempfindlichen Vorderachskinematik. ATZ-extra Innovationen in Fahrzeug und Verkehr 2010. 2010, S.32-37
- [69] Schlecht A., Heißing B., Münchhoff J.: Systematic Brake Development Process and Optimized Robust Design of Front Axle Kinematics in Order to Reduce Oscillation Sensitivity. SAE-Paper 2009-01-3038. 2009, 0148-7191
- [70] Schmalfuß C.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen von Scheibenbremsen. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 . Band Nr. 494. Düsseldorf, VDI Verlag GmbH, 2002
- [71] Schneider H.: Auswuchttechnik. 7. neu bearbeitete Auflage Berlin, Heidelberg, Springer Verlag, 2007, ISBN 978-3-540-49092-0
- [72] Schramm D., Hiller M., Bardini R.: Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen. Berlin, Heidelberg, Springer Verlag, 2010, ISBN 978-3-540-89313-4

- [73] Schumacher A.: Optimierung mechanischer Strukturen. Berlin, Heidelberg, Springer-Verlag, 2005, ISBN 3-540-21887-4
- [74] Schumann M.: Analyseverfahren zur Beurteilung des ungleichförmigen Brems-scheibenverschleißes an PKW-Scheibenbremsen. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12. Band Nr. 635. Düsseldorf, VDI Verlag GmbH, 2007, ISBN 978-3-18-363512-2
- [75] Sedlan K.: Simulation unwuchterregter und bremsinduzierter Lenkruhe bei Pkw mit Federbeinachse. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik. 2006
- [76] Spann O., Kriegel T.: Von der objektiven Größe zur subjektiven Bewertung der Fahrdynamik. TÜV SÜD Automotive GmbH: Tagungsband chassis.tech 2007. München, 2007
- [77] Steffen T.: Untersuchung der Hotspotbildung bei Pkw-Bremsscheiben. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12. Band Nr. 345. Düsseldorf, VDI Verlag GmbH, 1998
- [78] Steffen T., Bruns R.: Hotspotbildung bei Pkw-Bremsscheiben. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 100. 1998, Nr. 6, S.408-414
- [79] Thümmel T.: Vorlesung Experimentelle Schwingungsanalyse. Technische Universität München, Lehrstuhl für angewandte Mechanik, 2.Auflage München, 2006
- [80] VDI-Fachbereich Schwingungstechnik: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Hand-Arm Schwingungen. VDI-Gesellschaft Produkt- und Prozessgestaltung: VDI-Richtlinie: VDI 2057 Blatt 2. 2002
- [81] Woisetschläger E.: Reibbelagetechnik: Innovative Lösungen von Textar. Autohaus : Werkstattpraxis / Automobiltechnik. 1992, 14/15, S.74-76
- [82] Zangh T.: Höherfrequente Übertragungseigenschaften der Kraftfahrzeugfahrwerk-systeme. Dissertation, Fachbereich Verkehrswesen der Technischen Universität Berlin, 1991
- [83] Zomotor A.: Einfluß der Vorderachskinematik auf die Lenkruhe. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift. 73. Jahrgang August 1971, Nr. 8, S.275-280
- [84] Zomotor A.: Untersuchung über den Einfluss der Vorderachskinematik auf die Lenkruhe. Dissertation, Universität Stuttgart, 1970

Studentische Arbeiten

Im Rahmen dieser Dissertation sind eine Reihe von studentischen Arbeiten betreut worden. Die Arbeiten mit Bezug zum Promotionsthema sind im Folgenden aufgeführt. Allen Bearbeitern gilt mein Dank für Ihre Unterstützung und die fachliche Auseinandersetzung mit den Herausforderungen dieses Forschungsprojekts.

- [1] Baumgärtner M.: Entwicklung eines objektiven Bewertungsverfahrens für Bremsenrubbeln. Diplomarbeit, Technische Universität München, 2007

- [2] Bahr B.: Optimierung einer Vorderachskinematik hinsichtlich der Schwingungsempfindlichkeit beim Bremsenrubbeln. Diplomarbeit, Technische Universität München, 2008

- [3] Clauß R.: Optimierung einer Vorderachskinematik hinsichtlich der Schwingungsempfindlichkeit bei Radunwuchtanregung. Diplomarbeit, Technische Universität Dresden, 2009

- [4] Eisele J.: Aufbau eines mechanischen Ersatzmodells einer Fahrzeugvorderachse. Diplomarbeit, Universität Stuttgart, 2008

- [5] Felbermaier M.: Erhöhung der Bauteilsteifigkeit eines Fahrwerkslenkers. Semesterarbeit, Technische Universität München, 2009

- [6] Hasselbach J.: Literaturrecherche zum Thema Schwingungsempfindlichkeit von Achsen. Semesterarbeit, Technische Universität München, 2008

- [7] Rosenberger M.: Implementierung von numerischen Optimierungsmethoden in der Kinematikentwicklung am Beispiel der Fünflenker-Vorderachse. Diplomarbeit, Technische Universität München, 2009

- [8] Spirk, S.: Entwicklung einer automatisierten Signalanalyse für Fahrkomfortuntersuchungen. Semesterarbeit, Technische Universität München, 2009

- [9] Überbacher, M.: Untersuchung unterschiedlicher Kraftfahrzeugsachskonzepte hinsichtlich Schwingungsempfindlichkeit. Diplomarbeit, Technische Universität München, 2009

Anhang

A) Definition der verwendeten kinematischen Kenngrößen

[24, 62]

- Bremsnickausgleich:

Der Bremsnickausgleich gibt den Anteil der Bremskräfte in Prozent an, die direkt von der Radaufhängung aufgenommen werden. Der Rest wird in die Federung eingeleitet und führt zu einem Abtauchen des Vorderwagens, dem sogenannten Bremsnicken. Er wird geometrisch aus dem Radstand, der Schwerpunktshöhe, dem Tangens des Bremsstützwinkels und dem Bremskraftanteil der jeweiligen Achse berechnet.

- Bremsstützwinkel:

Im Gegensatz zu den Antriebsmomenten wird das Bremsmoment in die Radaufhängung eingeleitet, da sich die rotierenden Bauteile (z.B. Rad und Bremsscheibe) über die Bremsbeläge am Radträger abstützen. Somit ist der Radaufstandspunkt gleichzeitig auch Kraftangriffspunkt. Daher ergibt sich der Bremsabstützwinkel aus dem Winkel zwischen der Fahrbahnwaagerechten und dem Polstrahl zwischen dem Radaufstandspunkt und dem Längspol in der x-z-Ebene.

- Lenkrollradius/Bremskrafthebelarm:

Abstand des Schnittpunkts der Spreizachse mit der Fahrbahnebene und der Schnittgeraden der Radmittelebene mit der Fahrbahnebene. Er ist positiv, wenn der Durchstoßpunkt der Lenkachse innerhalb der beiden Radmittelebenen (links und rechts) liegt. Der Bremskrafthebelarm stellt den Abstand der Spreizachse von der Schnittgeraden der Radmittelebene mit der Fahrbahnebene dar und lässt sich somit aus dem Lenkrollradius unter Verwendung des Spreizungswinkels errechnen.

- Nachlaufwinkel:

Winkel, der sich zwischen der Spreizachse und einer Senkrechten auf die Fahrbahnebene in der Projektion auf eine Ebene ergibt, die senkrecht zur Fahrbahnebene und parallel zur Schnittlinie der Radmittelebene mit der Fahrbahnebene ist. Er ist positiv, wenn der obere Teil der Spreizachse in dieser Projektion nach hinten geneigt ist. Der Nachlaufwinkel beeinflusst vor allem die Sturzänderung beim Lenken, sowie das Lenkungsrückstellmoment für Gewichtsrückstellung.

- Schrägfederungswinkel/Anfahrstützwinkel:

Der Schrägfederungswinkel ist der Winkel zwischen der Fahrbahn und dem Polstrahl zwischen dem Radmittelpunkt und dem Längspol in der x-z-Ebene. Liegt der Längspol höher als der Radmittelpunkt, so wird von einem positiven Schrägfederungswinkel gesprochen. So ist die Pollage mit dafür verantwortlich, welche kinematische Relativbewegung zur Karosserie das Rad beim Einfedern aufgrund einer Hindernisüberfahrt hat. Der Schrägfederungswinkel ist eine entscheidende Größe, inwieweit die Antriebskräfte über die Radaufhängung abgestützt werden und wie stark sich ein Anfahrnicken beim Beschleunigen ausprägt.

- Spreizung:

Winkel, der sich zwischen der Spreizachse und einer Senkrechten auf die Fahrbahnebene in der Projektion auf eine Ebene ergibt, die senkrecht zur Fahrbahnebene und parallel zur Raddrehachse ist. Er ist positiv, wenn der obere Teil der Spreizachse in der Projektion nach innen geneigt ist.

- Spurhebelradius:

Der Spurhebelradius ist der effektive Abstand zwischen Spreizachse und Spurstange am Radträger. Durch den Spurhebelradius wird im Zusammenspiel mit der Spurstangenpfeilung die kinematische Übersetzung vom Radlenkwinkel zum Zahnstangenhub definiert. Ein großer Spurhebel bewirkt eine große Übersetzung und verringert folglich die auf die Zahnstange wirkenden Lenkkräfte.

- Störkrafthebelarm:

Räumlicher Abstand des Radmittelpunktes von der Projektion der Spreizachse auf eine Ebene, die senkrecht zur Fahrbahnebene und parallel zur Raddrehachse ist. Er ist positiv, wenn die Projektion der Lenkachse innerhalb der Radmittelpunkte liegt. Der Störkrafthebelarm ist hauptverantwortlich für die Rückwirkung der Antriebs- und Bremskräfte auf die Lenkung.

- Sturz zum Aufbau:

Winkel zwischen der Radmittelebene und der z-Achse des fahrzeugfesten Koordinatensystems. Der Sturz ist positiv, wenn das Rad oben nach außen geneigt ist. Ein negativer Sturz verbessert die Querführung des Fahrzeugs. Durch das Sturzmoment liefert der Sturz einen Beitrag zur Lenkrückstellung. Tendenziell führt höherer Sturz immer zu höherem Rollwiderstand und Reifenverschleiß.

- Spurwinkel (Vorderachse):

Winkel, der sich zwischen der geometrischen Fahrachse und der Schnittlinie der Radmittelebene eines Rades mit der Fahrbahnebene ergibt. Er ist positiv, wenn der vordere Teil des Rades der Fahrzeuglängsmittlebene zugekehrt ist. Von Nachspur wird bei einem negativen Spurwinkel gesprochen. Durch Vorspur an der Vorderachse wird das Fahrwerk ständig leicht verspannt. Dies führt zu einem direkteren Fahr-/Lenkgefühl und zu einem besseren Geradeauslauf. Ein zu großer Spurwinkel führt jedoch wiederum zu einem erhöhten Rollwiderstand und Reifenverschleiß.

B) Einfluss konstruktiver Parameter an der Radbremse auf die BTV

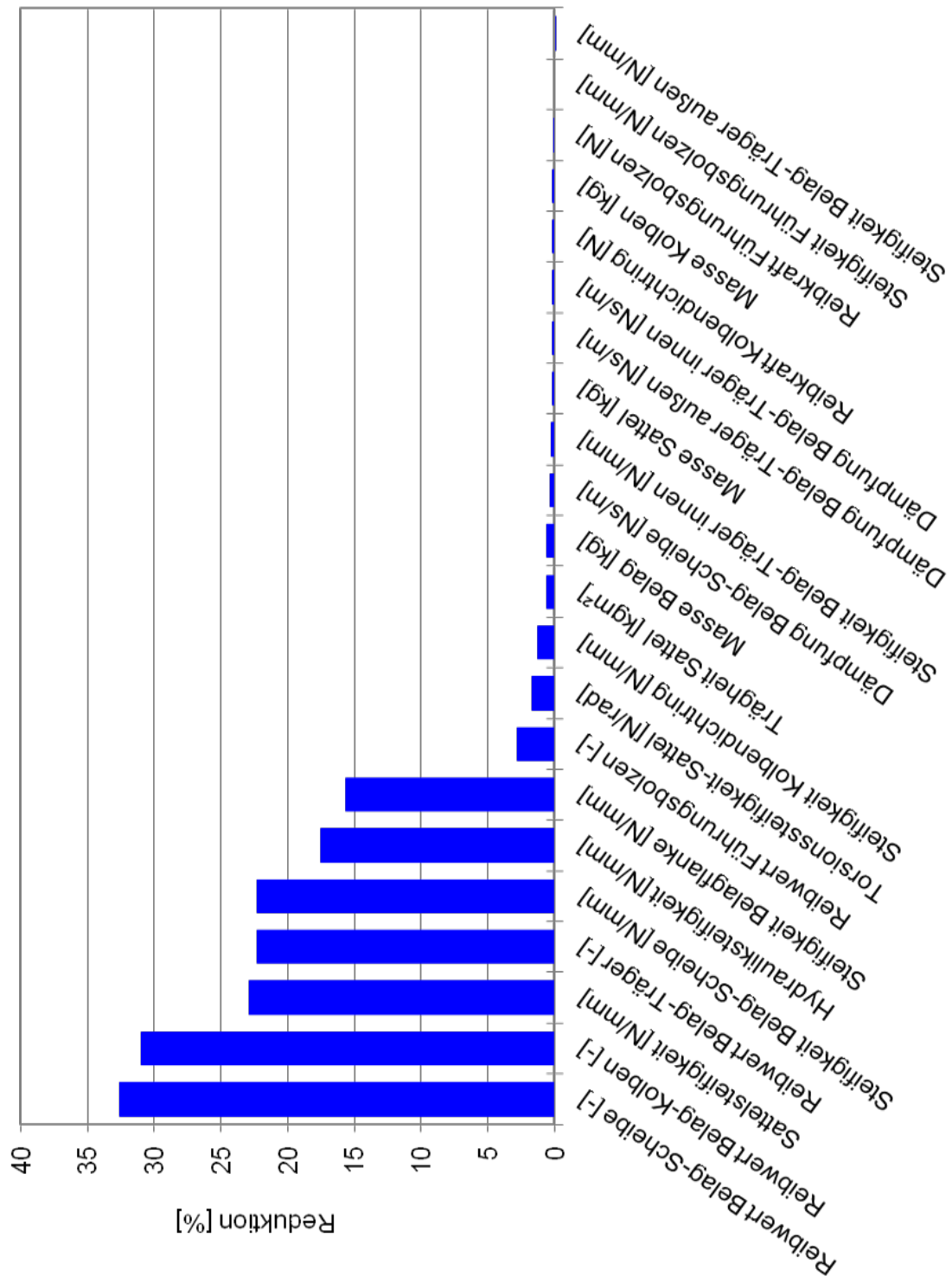


Bild A.1: Reduktion der BTV bei der Variation von konstruktiven Parametern [26]

C) Fahrzeugmesstechnik

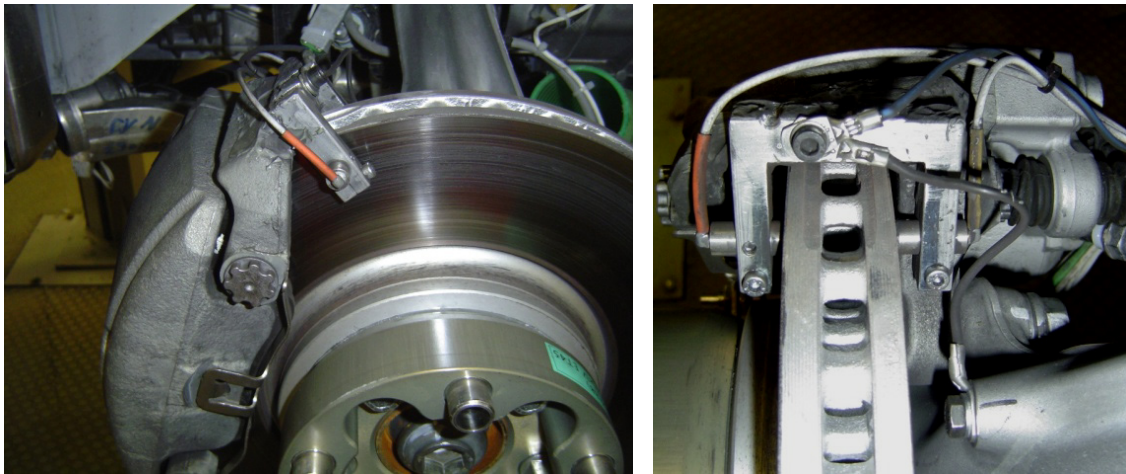


Bild A.2: Kapazitive Wegaufnehmer zur Messung von SRO und DTV

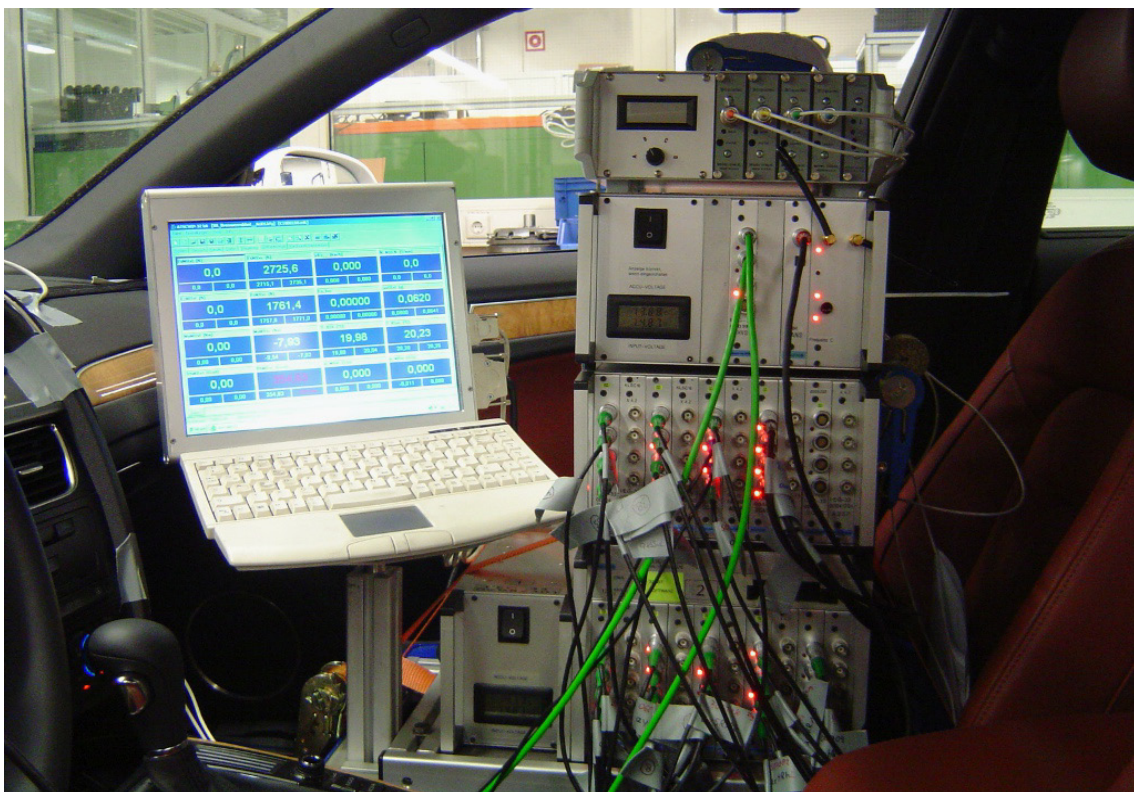


Bild A.3: Messverstärker mit Bedieneinheit

Tabelle A-1: Sensorliste im Fahrversuch

SensorNr.	Kanal Nr.	Bezeichnung	Messgröße	Lage im Fahrzeug				
				Richtung	Bauteil	Seite	Anbindungspunkt	
Beschleunigung	1	axSLNb	Beschleunigung	x		l	Bremssattel-Befestigungsschraube	
	2	aySLNb	Beschleunigung	y		l	Bremssattel-Befestigungsschraube	
	3	azSLNb	Beschleunigung	z		l	Bremssattel-Befestigungsschraube	
	2	4	axSLob	Beschleunigung	x		l	oben (O1)
		5	aySLob	Beschleunigung	y		l	oben (O1)
	3	aySLSS	Beschleunigung	y		l	Spurstangenkopf (S2)	
	4	7	axSRNb	Beschleunigung	x		r	Bremssattel-Befestigungsschraube
		8	aySRNb	Beschleunigung	y		r	Bremssattel-Befestigungsschraube
		9	azSRNb	Beschleunigung	z		r	Bremssattel-Befestigungsschraube
	5	10	axSRob	Beschleunigung	x		r	oben (O1)
		11	aySRob	Beschleunigung	y		r	oben (O1)
	6	aySRSS	Beschleunigung	y		r	Spurstangenkopf (S2)	
	7	13	axTLGP	Beschleunigung	x	Traglenker	l	Lagerauge (U1)
		14	ayTLGP	Beschleunigung	y	Traglenker	l	Lagerauge (U1)
		15	azTLGP	Beschleunigung	z	Traglenker	l	Lagerauge (U1)
	8	16	axTRGP	Beschleunigung	x	Traglenker	r	Lagerauge (U1)
		17	ayTRGP	Beschleunigung	y	Traglenker	r	Lagerauge (U1)
		18	azTRGP	Beschleunigung	z	Traglenker	r	Lagerauge (U1)
	9	19	axFLHP	Beschleunigung	x		l	Lagerauge (U3)
		20	ayFLHP	Beschleunigung	y		l	Lagerauge (U3)
	10	21	axFRHP	Beschleunigung	x		r	Lagerauge (U3)
		22	ayFRHP	Beschleunigung	y		r	Lagerauge (U3)
	11	23	axSSvl	Beschleunigung	x	Sitzschiene	l	Fahrsitz
		24	aySSvl	Beschleunigung	y	Sitzschiene	l	Fahrsitz
		25	azSSvl	Beschleunigung	z	Sitzschiene	l	Fahrsitz
	12	26	ayLD12	Beschleunigung	y	Lenkrad		12 Uhr
		27	ayLD06	Beschleunigung	y	Lenkrad		6 Uhr
	14	28	axZSI	Beschleunigung	x	Zahnstange	l	Spurstangengelenk innen (S1)
		29	ayZSI	Beschleunigung	y	Zahnstange	l	Spurstangengelenk innen (S1)
		30	azZSI	Beschleunigung	z	Zahnstange	l	Spurstangengelenk innen (S1)
	15	31	axHRvl	Beschleunigung	x	Hilfsrahmen	l	Befestigungsschraube / vorn
		32	ayHRvl	Beschleunigung	y	Hilfsrahmen	l	Befestigungsschraube / vorn
		33	azHRvl	Beschleunigung	z	Hilfsrahmen	l	Befestigungsschraube / vorn
	16	34	ayHRhl	Beschleunigung	y	Hilfsrahmen	l	Befestigungsschraube / hinten
		35	ayHRhr	Beschleunigung	y	Hilfsrahmen	r	Befestigungsschraube / hinten
p	36	p_Brvl	Druck		Bremsleitung	l	Vorderachse	
	37	p_Brvr	Druck		Bremsleitung	r	Vorderachse	
DTV	20	sBSlau	Weg		Bremsscheibe	l		
	39	sBSlin	Weg		Bremsscheibe	l	innen	
	40	sBSrau	Weg		Bremsscheibe	r		
	41	sBSrin	Weg		Bremsscheibe	r	innen	
T	42	T_Bsli	Temperatur		Bremsscheibe	l	Vorderachse	
	43	T_Bsre	Temperatur		Bremsscheibe	r	Vorderachse	
CAN	44	n_MoCN	Drehzahl		Motor			
	45	vFz__	Geschwindigkeit		Fahrzeug			
	46	Fa_bre			Fahrerbremsignal			
	47	p_brem	Druck		ESP-Bremsdruck			
Messrad	27	48	FxMRvl	Kraft	x	Messrad	l	Vorderachse
		49	FyMRvl	Kraft	y	Messrad	l	Vorderachse
		50	FzMRvl	Kraft	z	Messrad	l	Vorderachse
		51	MxMRvl	Moment	x	Messrad	l	Vorderachse
		52	MyMRvl	Moment	y	Messrad	l	Vorderachse
		53	MzMRvl	Moment	z	Messrad	l	Vorderachse
		54	PhMRvl	Winkel	y	Messrad	l	Vorderachse
	28	55	n_MRvl	Drehzahl		Messrad	l	Vorderachse
		56	FxMRvr	Kraft	x	Messrad	r	Vorderachse
		57	FyMRvr	Kraft	y	Messrad	r	Vorderachse
		58	FzMRvr	Kraft	z	Messrad	r	Vorderachse
		59	MxMRvr	Moment	x	Messrad	r	Vorderachse
		60	MyMRvr	Moment	y	Messrad	r	Vorderachse
		61	MzMRvr	Moment	z	Messrad	r	Vorderachse
62	PhMRvr	Winkel	y	Messrad	r	Vorderachse		
63	n_MRvr	Drehzahl		Messrad	r	Vorderachse		

D) Schwingungsanalyse

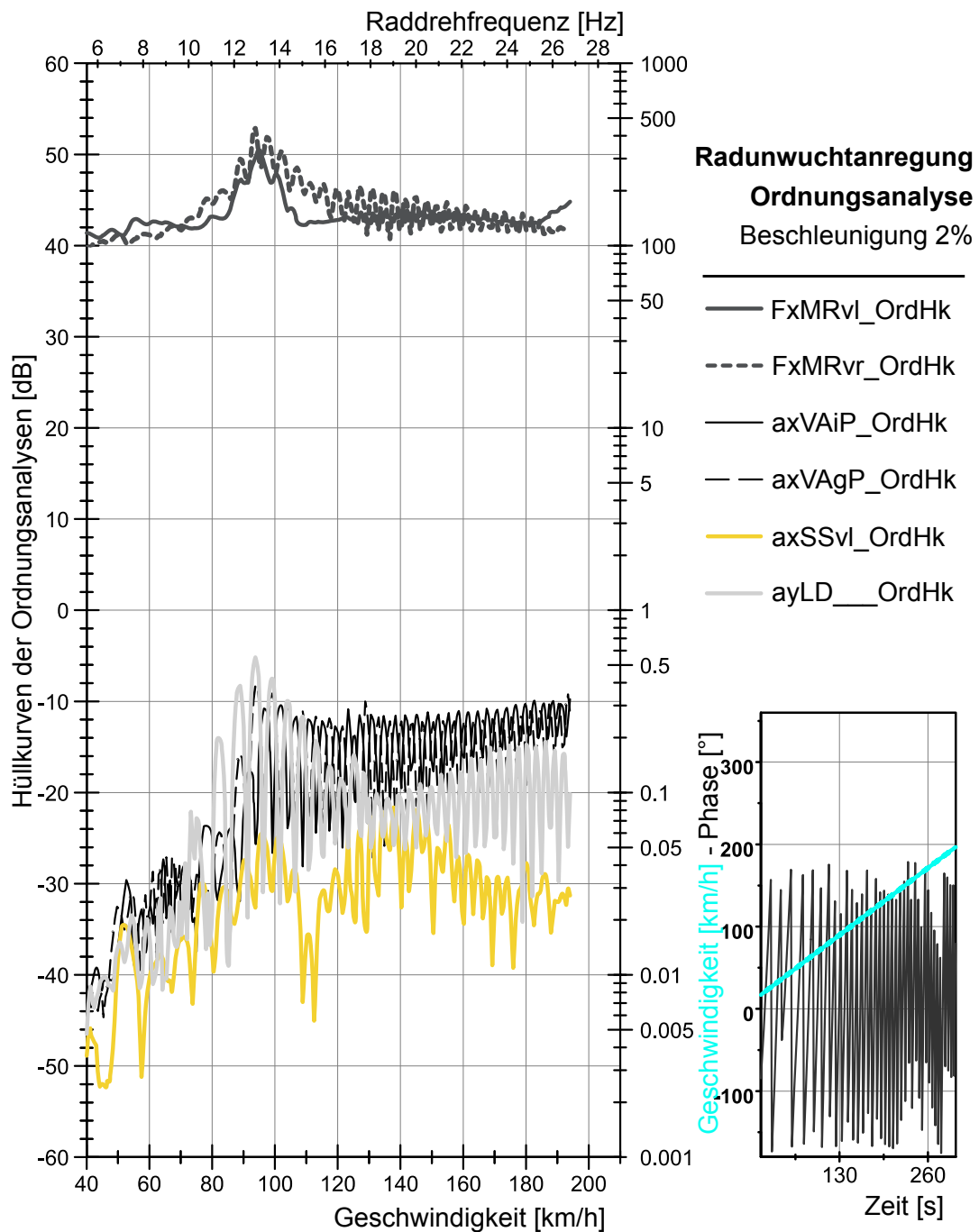


Bild A.4: Hüllkurven der Ordnungsanalysen für einen Rollenprüfstandsversuch mit Radunwuchten und unterschiedlichen Reifenluftdrücken an der Vorderachse

E) Objektives Bewertungsverfahren – Fahrversuchsauswertung

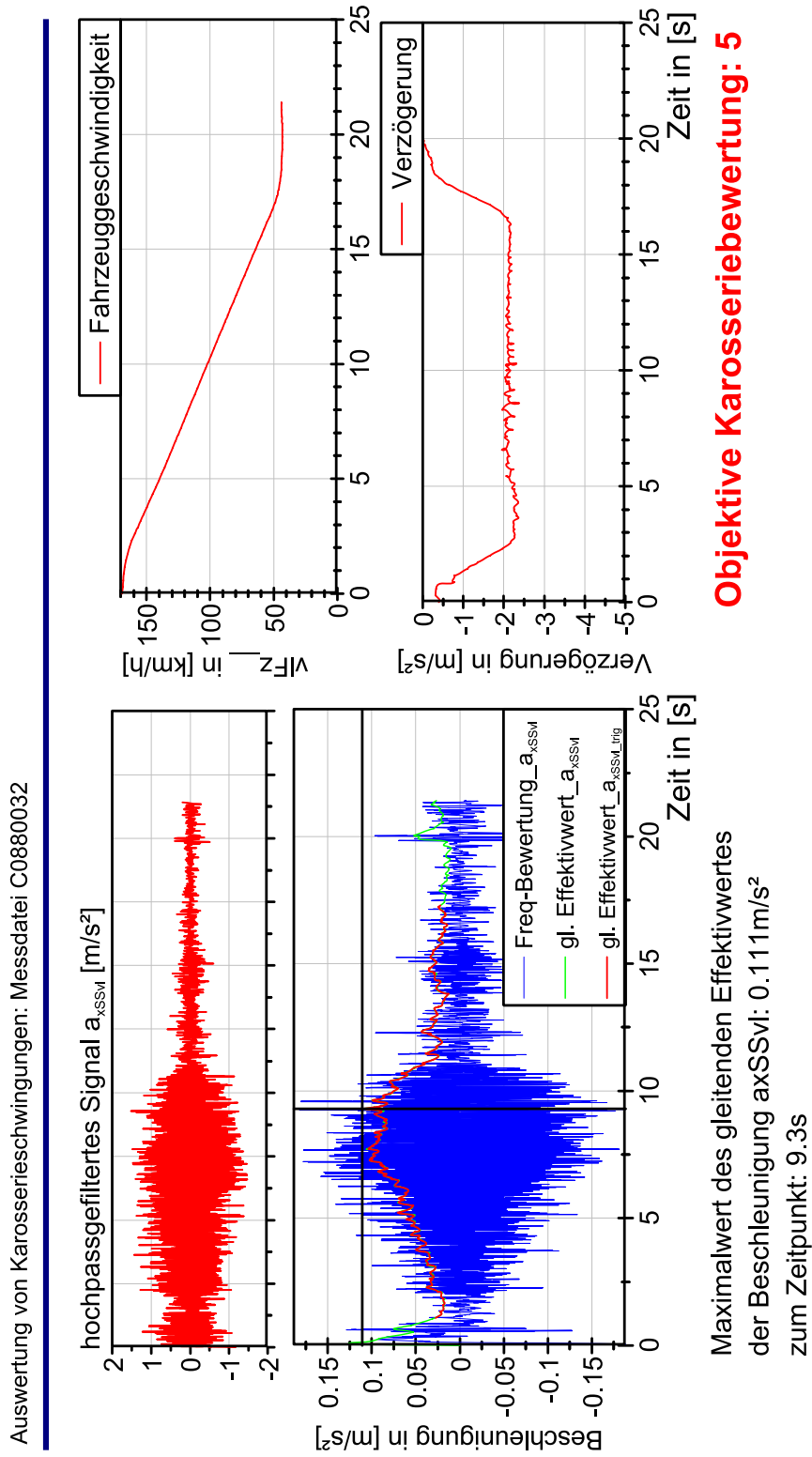


Bild A.5: Auswertungsblatt einer objektiven Schwingungsbewertung für Karoserieschwingungen

F) Validierung der Simulation

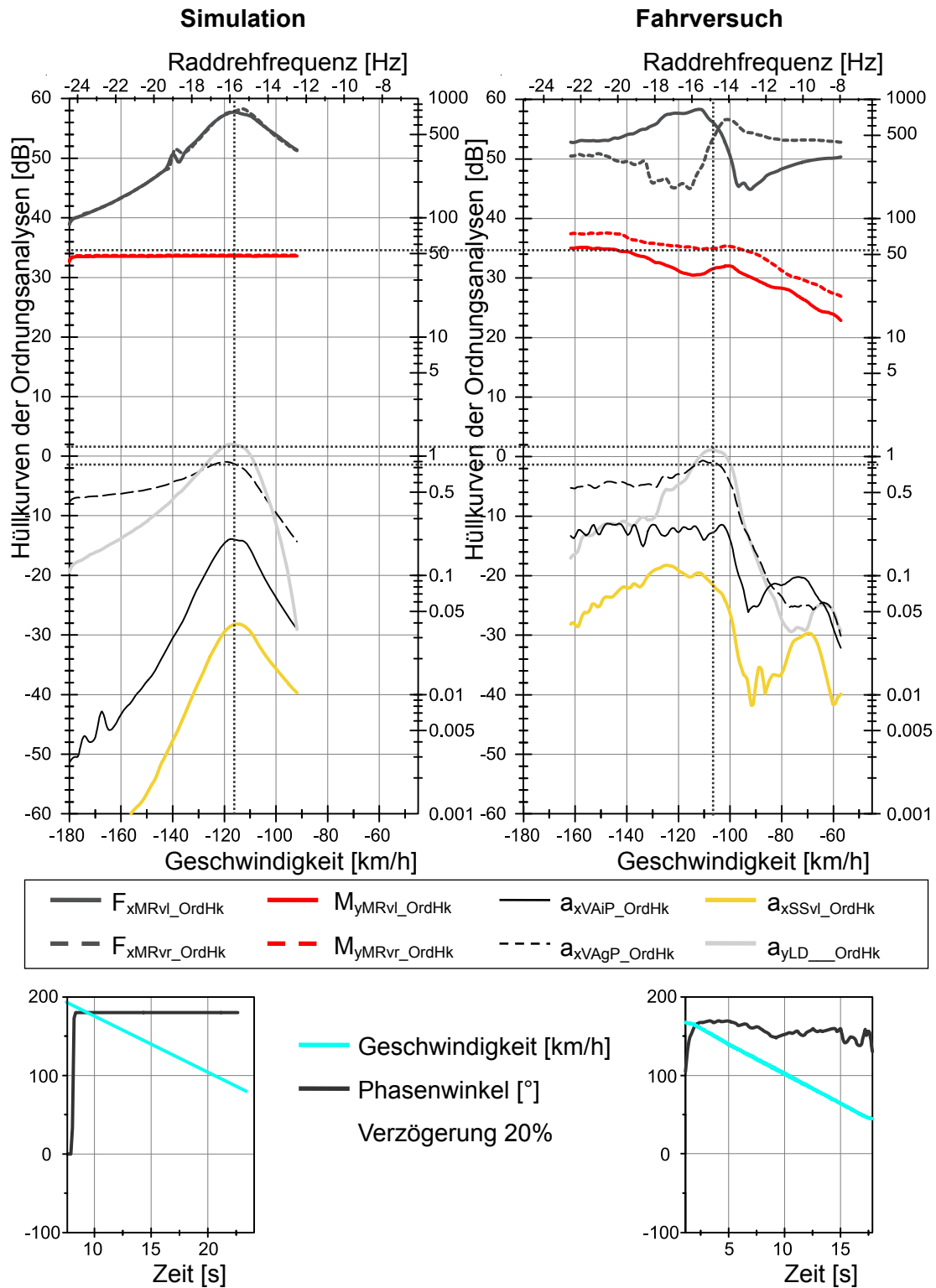


Bild A.6: Vergleich der Hüllkurven der Ordnungsanalysen aus Simulation und Fahrversuch bei einer gegenphasigen Bremsrubbelanregung

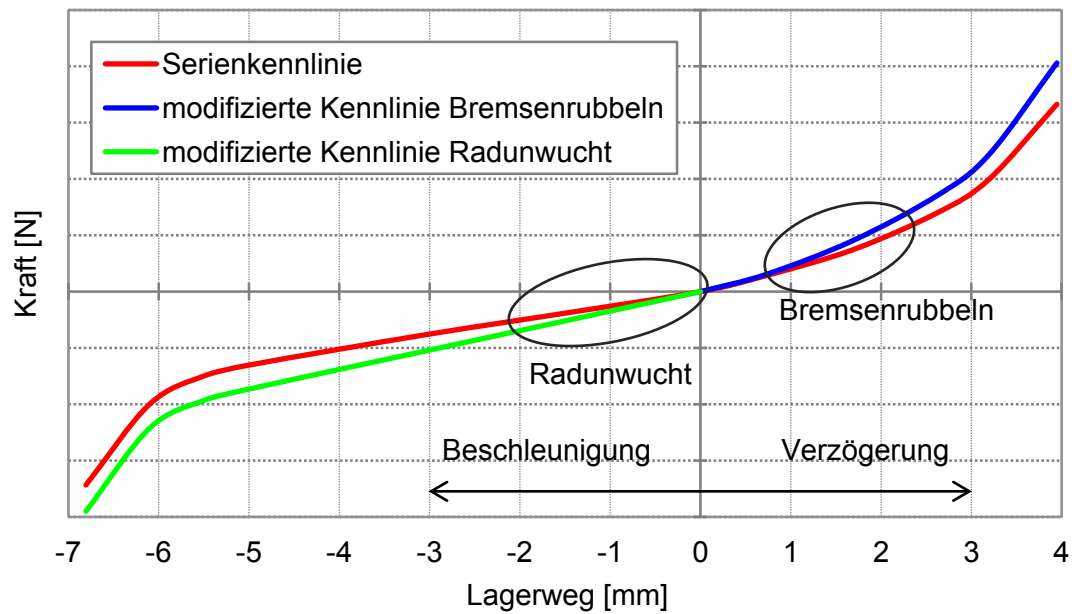


Bild A.7: Kennlinienanpassungen der translatorischen Kennlinie am U3-Lager in x-Richtung bei Bremsenrubbeln und Radunwuchtanregung

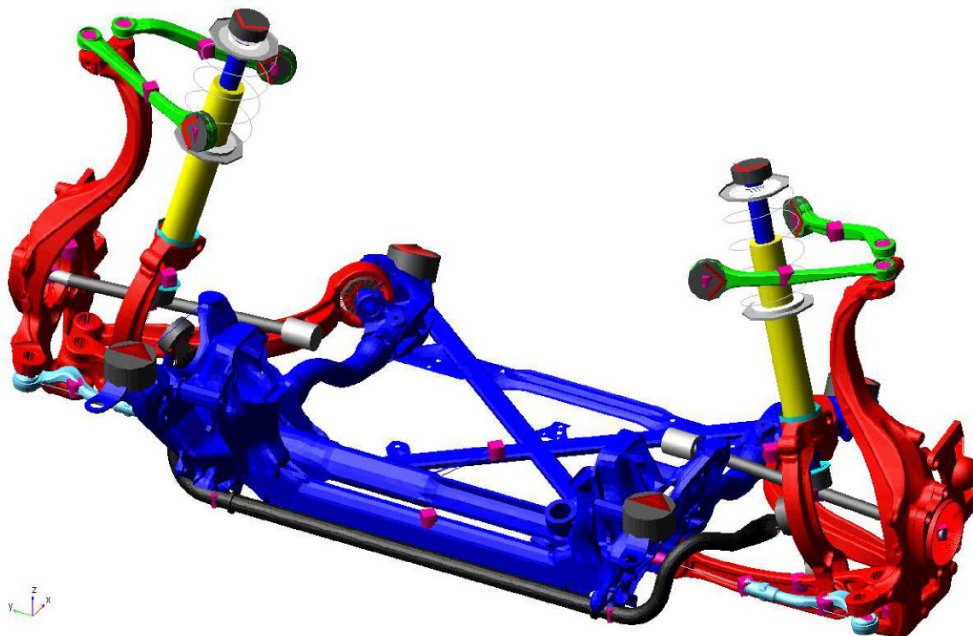


Bild A.8: Vorderachsmoell in Adams/Car aufgebaut aus flexiblen Bauteilen

G) Optimierung der Vorderachskinematik

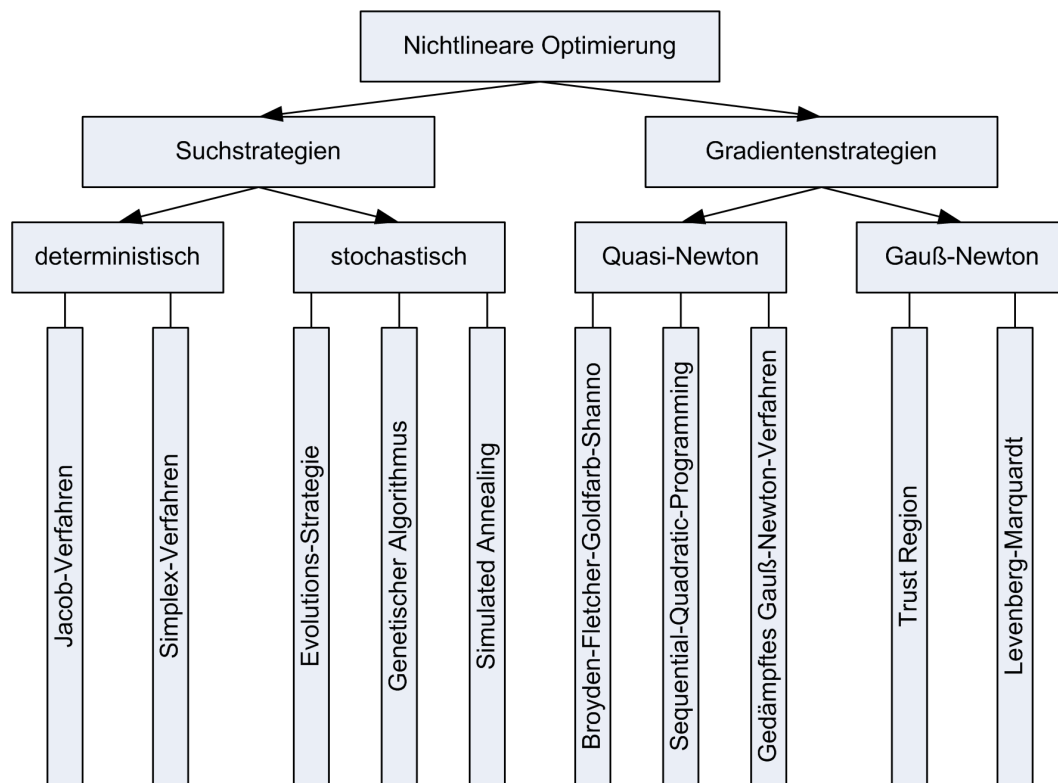


Bild A.9: Übersicht der Optimierungsverfahren [47]

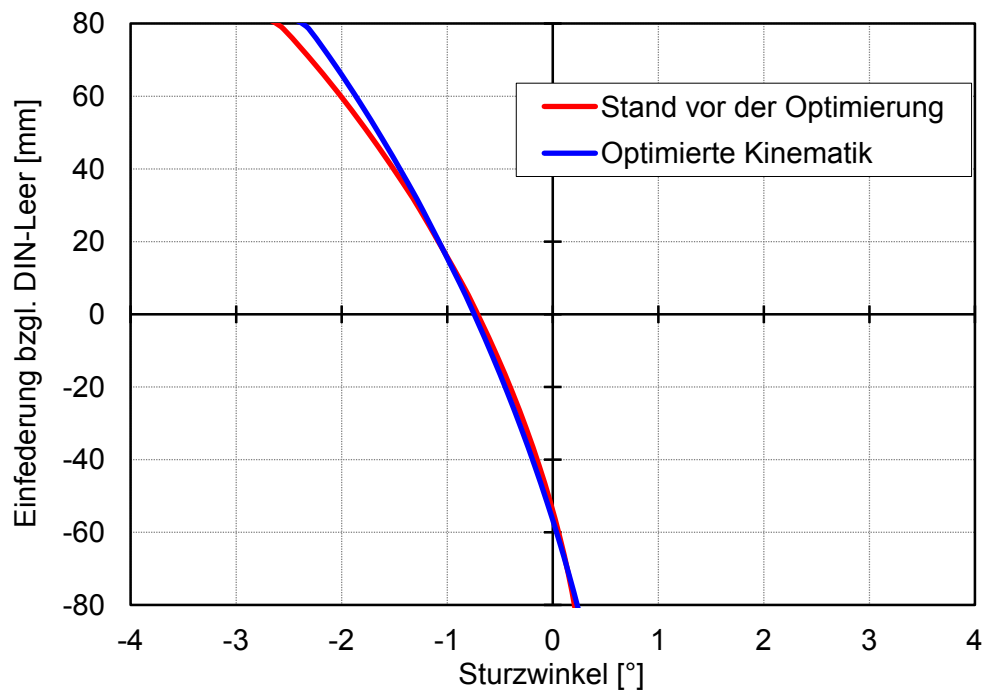


Bild A.10: Sturzverlauf über der Einfederung

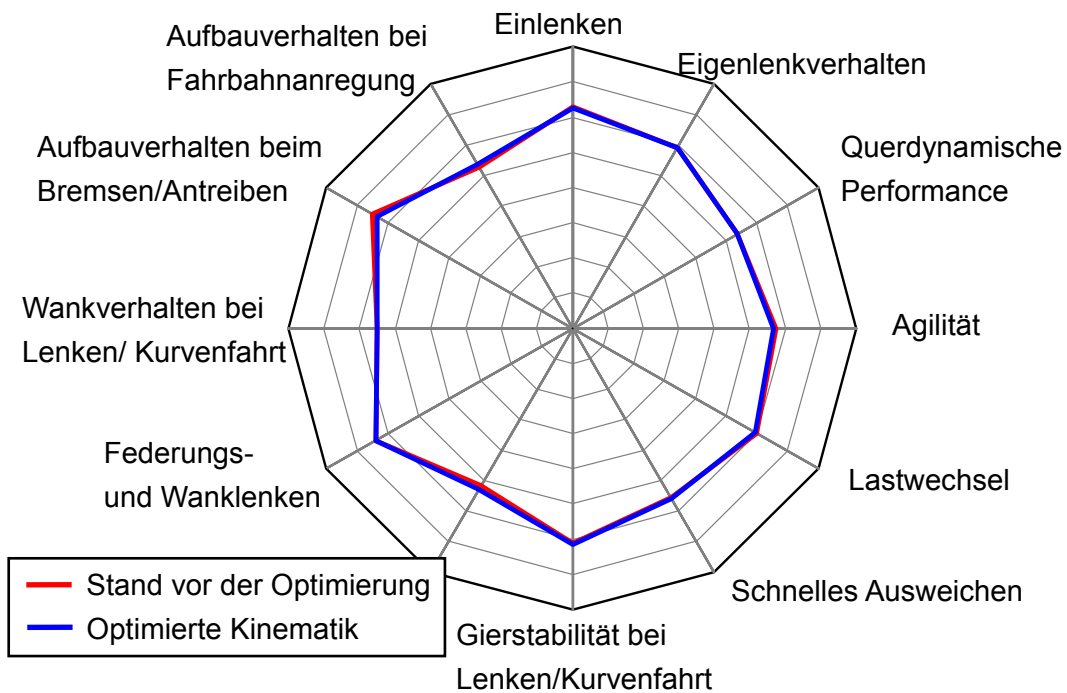


Bild A.11: Fahrdynamische Beurteilung der optimierten Achse im Vergleich zum Ausgangszustand nach [76]

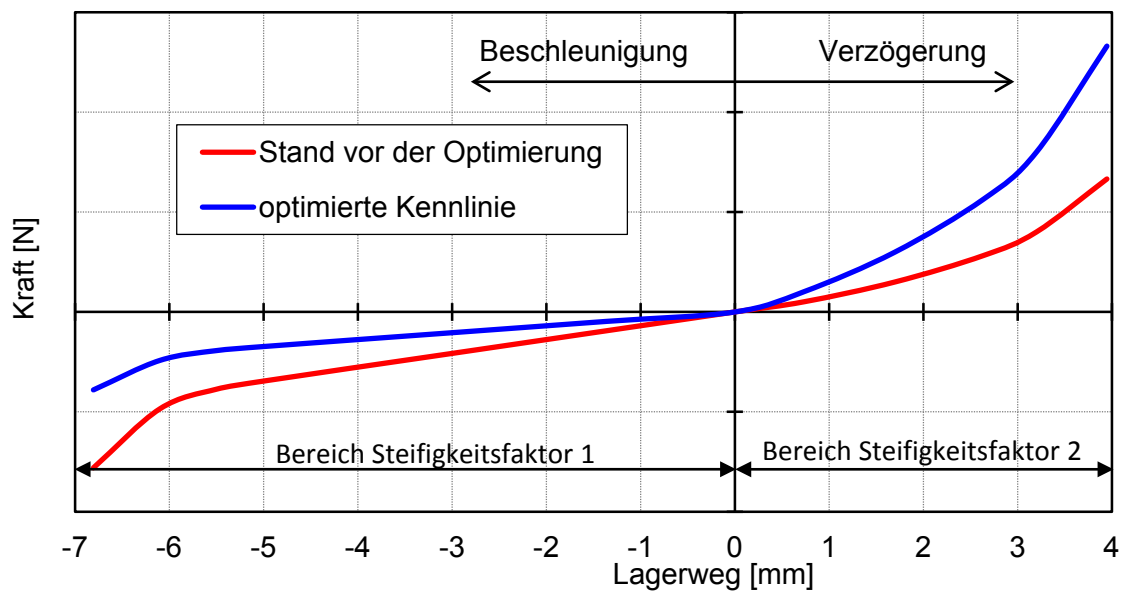


Bild A.12: Vergleich der U3-Lager-Kennlinie vor und nach der Elastomerlageroptimierung

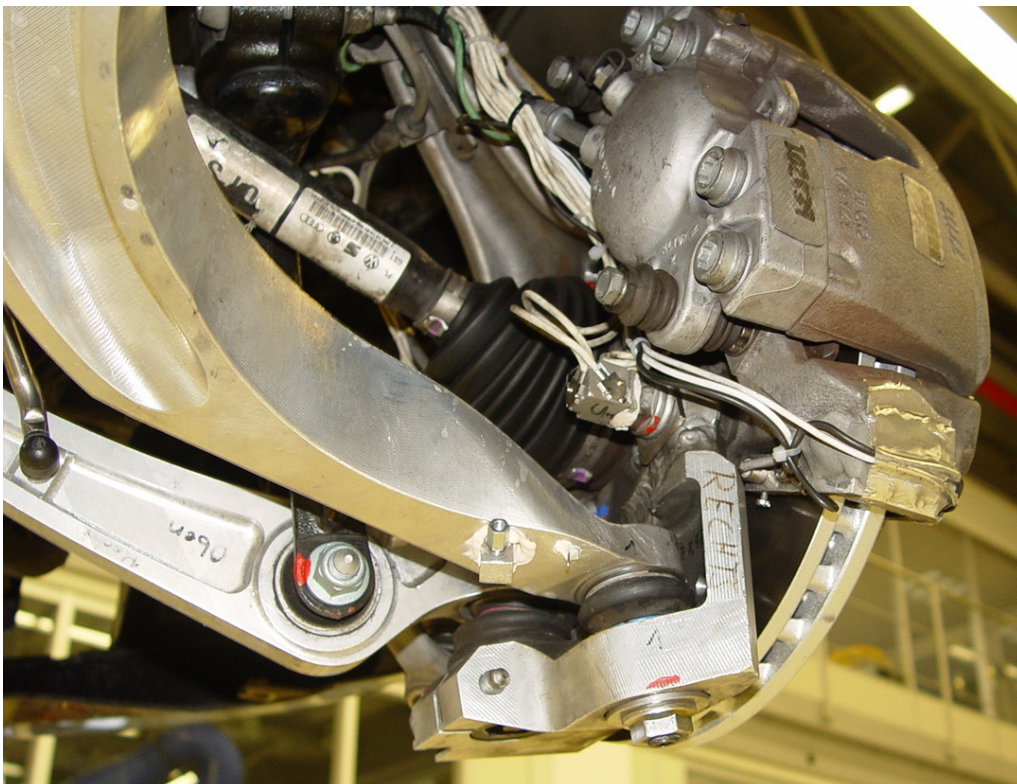


Bild A.13: Optimierte Kinematik eingebaut im Fahrzeug: Seitenansicht auf die linke Radaufhängung (oben), rechte Radaufhängung von unten (unten)