

Wolfgang Schmid

Entwicklung eines aktiven Radträgers zur Beeinflussung des Fahrverhaltens von Straßen- fahrzeugen



Audi-Dissertationsreihe, Band 90





TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

Institut für Maschinen- und Fahrzeugtechnik
Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik

Entwicklung eines aktiven Radträgers zur
Beeinflussung des Fahrverhaltens von
Straßenfahrzeugen

Wolfgang A. Schmid

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

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. K. Stahl
Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. M. Lienkamp
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. B. R. Höhn (i.R.)

Die Dissertation wurde am 27.06.2013 bei der Technischen Universität
München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am
09.12.2013 angenommen.



Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

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

1. Aufl. - Göttingen: Cuvillier, 2014

Zugl.: (TU) München, Univ., Diss., 2013

978-3-95404-659-1

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2014

Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen

Telefon: 0551-54724-0

Telefax: 0551-54724-21

www.cuvillier.de

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage 2014

Gedruckt auf umweltfreundlichem, säurefreiem Papier aus nachhaltiger Forstwirtschaft.

978-3-95404-659-1

Danksagung

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 Vorentwicklung und Innovationen im Fahrwerk der Audi AG Ingolstadt.

Mein ausdrücklicher Dank gebührt meinen Doktorvätern Prof. Dr.-Ing. Bernd Heißing und Prof. Dr.-Ing. Markus Lienkamp für ihr Vertrauen, ihre Unterstützung und die Schaffung exzellenter Arbeitsbedingungen. Für die Übernahme des Koreferats bedanke ich mich bei Prof. Dr.-Ing. Bernd-Robert Höhn, für den Prüfungsvorsitz bei Prof. Dr.-Ing. Karsten Stahl.

Ein ganz herzliches Dankeschön geht an meinen Betreuer bei der Audi AG Dr.-Ing. Karl-Heinz Meitinger, dessen fachliche Anregungen und Diskussionen für mich besonders wichtig und wertvoll waren. Für die sehr gute Zusammenarbeit und große Unterstützung möchte ich mich bei den Kollegen der Abteilung I/EF-12 bedanken, besonders bei Peter Kunsch, Wilfried Michel, Hugo Müller, Christoph Kossira und Heinrich Beringer. Ein Dank geht außerdem an Dr. Ulrich Voll, Michael Braumandl, Michael Weis und Stefan Ihl.

Herzlichen Dank allen Kollegen vom Lehrstuhl und von INI.TUM für die wunderbare Zeit, die vielen fachlichen Diskussionen und die sehr gute Kameradschaft. Ein großer Dank für ihre fachliche Unterstützung und Hilfe geht außerdem an Prof. Dr. Johann Hartl, Dr.-Ing. Joseph Fink und Anja Reßle.

Mein besonderer Dank gilt meinen Eltern Alfons und Maria Schmid, die durch ihren unermüdlichen Einsatz und immerwährenden Rückhalt meine Ausbildung und somit diese Arbeit ermöglichten. Weiterhin geht ein besonderer Dank an meinen Bruder Martin und meine Frau Bettina, die ebenso für jahrelangen Rückhalt und Unterstützung in den verschiedensten Hoch- und Tiefphasen gesorgt haben.





Kurzfassung

Der Einsatz von mechatronischen Fahrwerkskomponenten vermag den Zielkonflikt zwischen Fahrdynamik und Fahrkomfort zu lösen.

Der im Rahmen dieser Arbeit neu entwickelte aktive Radträger ist in der Lage, den Spur- und Sturzwinkel des Rades radindividuell, achsunabhängig und dynamisch zu beeinflussen.

Das Rad kann so in jeder Fahrsituation optimal zur Straße positioniert werden. Dadurch wird das Seitenkraftpotential des Reifens angehoben und das dynamische Fahrverhalten des Fahrzeugs verbessert.





Abstract

The use of mechatronic chassis components can solve the conflict between driving dynamics and ride comfort.

This thesis presents a newly developed wheel carrier, which is able to dynamically adjust the toe- and camber angle of each individual wheel independently of the chassis.

In each situation the wheel can be optimally positioned on the road. Thereby the lateral force potential of the tyre is increased and improves the dynamic behavior of the vehicle.





Inhaltsverzeichnis

Danksagung	III
Kurzfassung	V
Abstract	VII
Formelzeichen und Abkürzungen	XI
1 Einleitung	1
1.1 Problemstellung	1
1.2 Ziel der Arbeit	2
2 Grundlagen und Stand der Technik	3
2.1 Reifeneigenschaften	3
2.1.1 Seitenkraft durch Schräglaufwinkel.	4
2.1.2 Seitenkraft aus Sturz- und Schräglaufwinkel.	7
2.2 Ziele und Zielkonflikte passiver Fahrwerke	11
2.3 Aktive Fahrwerkssysteme	16
2.4 Spezifikation eines neuen Entwicklungsansatzes	27
3 Systembeschreibung des neuen Aktors.	33
3.1 Schrägachsensystem als Verstellmechanismus	33
3.2 Bremsmomentenabstützung	36
3.3 Antrieb des Schrägachsensystems	37
4 Geometrische Herleitung der Winkelzusammenhänge.	40
4.1 Herleitung der Vorwärtsberechnung über die Winkel χ und ξ	42
4.2 Herleitung der Vorwärtsberechnung über die Winkel χ und θ	47
4.3 Herleitung der Rückwärtsberechnung über die Winkel χ , ξ und θ	53



5 Aktoreigenschaften	66
5.1 Interpretation der Vorwärtsberechnung	66
5.2 Interpretation der Rückwärtsberechnung	70
5.3 Aktor-Betriebsstrategien	76
6 Mechanische Umsetzung der Aktorik	81
6.1 Konzeptdefinition und Package-Integration am Versuchsfahrzeug	81
6.2 Konzeptauslegung der Aktorik über ein Mehrkörpersystem	93
7 Vollfahrzeugsimulation und Fahrversuch.	104
7.1 Fahrdynamiksimulation mit aktivem Radträger.	104
7.2 Fahrdynamikversuch mit aktivem Radträger	110
8 Zusammenfassung und Ausblick.	118
Literaturverzeichnis	130

Formelzeichen und Abkürzungen

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
\vec{a}	[-]	Substitution für den achsseitigen Verstellzylinder
a_y	[m/s ²]	Querbewegung
c_α	[N/°]	Schräglauflaststeifigkeit
$F_{Kontakt}$	[kN]	Kontaktkraft eines simulierten Wälzkörpers
$F_{lifting}$	[kN]	Kraft die zum Lagerabheben führt
F_{load}	[kN]	Kontaktkrafterhöhung durch Kippmoment
$F_{preload}$	[kN]	Kontaktkraft durch Lagervorspannung
$F_{release}$	[kN]	Kontaktkraftreduzierung durch Kippmoment
F_n	[kN]	Normalkraft
F_s	[kN]	Seitenkraft
\vec{g}_r	[-]	Richtungsvektor der Geraden g
g_a	[-]	Aufpunkt der Geraden g
M_χ	[Nm]	Motormoment für den achsseitigen Motor
$M_{\chi,li.}$	[Nm]	Motormoment für den achsseitigen Motor an der linken Fahrzeugseite
$M_{\chi,re.}$	[Nm]	Motormoment für den achsseitigen Motor an der rechten Fahrzeugseite
M_θ	[Nm]	Motormoment für den radseitigen Motor
$M_{\theta,li.}$	[Nm]	Motormoment für den radseitigen Motor an der linken Fahrzeugseite
$M_{\theta,re.}$	[Nm]	Motormoment für den radseitigen Motor an der rechten Fahrzeugseite
P	[-]	Hilfspunkt
P^*	[-]	gedrehter Hilfspunkt
P^{**}	[-]	zweifach gedrehter Hilfspunkt
P_r	[-]	Punkt an der Spitze des radseitigen Verstellzylinders
P_r^*	[-]	gedrehter Punkt an der Spitze des radseitigen Verstellzylinders
$P_r^{*'}$	[-]	gedrehter korrespondierender Punkt an der Spitze des radseitigen Verstellzylinders
P_r^{**}	[-]	zweifach gedrehter Punkt an der Spitze des radseitigen Verstellzylinders
p_{local}	[N/m ²]	Lokaler Bodendruck



\vec{r}	[-]	Substitution für den radseitigen Verstellzylinder
\vec{r}^*	[-]	gedrehter Vektor der den radseitigen Verstellzylinder substituiert
\vec{r}_r	[-]	Richtungsvektor der Eulerformel
\vec{s}	[-]	Substitution für die Schrägachse
\vec{s}^*	[-]	gedrehter Vektor der die Schrägachse substituiert
\vec{s}_a	[-]	Substitution für die achsseitige Schrägachse
\vec{s}_a^*	[-]	gedrehter Vektor der die achsseitige Schrägachse substituiert
\vec{s}_r	[-]	Substitution für die radseitige Schrägachse
\vec{s}_r^*	[-]	gedrehter Vektor der die radseitige Schrägachse substituiert
$t_{[1-4]}$	[-]	Trajektorien-Vorgaben im $\varepsilon_{rel} - \delta_{rel}$ -Raum
U	[-]	Rotationsvorschrift nach Euler
V	[m/s]	Resultierende Geschwindigkeit
$V_{Fahrzeug}$	[km/h]	Längsgeschwindigkeit des Fahrzeugschwerpunktes
V_x	[m/s]	Geschwindigkeit in x-Richtung
V_y	[m/s]	Geschwindigkeit in y-Richtung
V_x	[-]	Rotationsmatrix im euklidischen Raum um die x-Achse
V_y	[-]	Rotationsmatrix im euklidischen Raum um die y-Achse
V_z	[-]	Rotationsmatrix im euklidischen Raum um die z-Achse
x	[m]	Auslenkung des Fahrzeugschwerpunktes in x-Richtung
y	[m]	Auslenkung des Fahrzeugschwerpunktes in y-Richtung
α	[°]	Schräglaufwinkel
β	[°]	Schwimmwinkel
Γ	[°]	Winkel zwischen dem Schrägachsenvektor \vec{s} und dem achsseitigen Verstellzylinder substituiert durch den Vektor \vec{r}
γ	[°]	Winkel der Reifenlängsebene zur Fahrbahnnormalen
δ	[°]	Lenkradwinkel
δ_{rel}	[°]	relativer Spurwinkel, welcher durch den aktiven Radträger eingestellt werden kann
ε_{rel}	[°]	relativer Sturzwinkel, welcher durch den aktiven Radträger eingestellt werden kann
$\varepsilon_{rel,li.}$	[°]	relativer Sturzwinkel, welcher durch den aktiven Radträger an der linken Fahrzeugseite eingestellt werden kann
$\varepsilon_{rel,re.}$	[°]	relativer Sturzwinkel, welcher durch den aktiven Radträger an der rechten Fahrzeugseite eingestellt werden kann

ε_{xy}	[°]	Sturzwinkel bezogen auf die x-y-Ebene
ζ	[°]	Drehwinkel der Eulerformel
θ	[°]	Relativwinkel zwischen dem radseitigen Verstellzylinder und dem radseitigen Radträger
θ'	[°]	korrespondierender Relativwinkel zwischen dem radseitigen Verstellzylinder und dem radseitigen Radträger
μ_g	[-]	Gleitreibungskoeffizient
μ_h	[-]	Haftreibungskoeffizient
ξ	[°]	Relativwinkel zwischen dem radseitigen und achsseitigen Verstellzylinder
ξ'	[°]	korrespondierender Relativwinkel zwischen dem radseitigen und achsseitigen Verstellzylinder
τ_α	[N/m ²]	Schubspannung aufgrund Schräglaufwinkel
τ_γ	[N/m ²]	Schubspannung aufgrund Sturzwinkel
τ_{max}	[N/m ²]	Maximal übertragbare Schubspannung
χ	[°]	Relativwinkel zwischen dem achsseitigen Verstellzylinder und dem achsseitigen Radträger
χ'	[-]	korrespondierender Relativwinkel zwischen dem achsseitigen Verstellzylinder und dem achsseitigen Radträger
$\dot{\psi}$	[°/s]	Gierrate

Abkürzungen:

DMS	Dehnungsmessstreifen
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
FEM	Finite Elemente Methode
MKS	Mehrkörpersimulation
NVH	Noise, Vibration and Harshness
OCP	Optimised Contact Patch



1 Einleitung

Dieses Kapitel führt zunächst auf eine zentrale Problemstellung der Fahrwerksentwicklung hin und veranschaulicht die Motivation, einen neuen Fahrwerksaktuator zu entwickeln. Davon ausgehend werden die Ziele dieser Arbeit definiert.

1.1 Problemstellung

Das Fahrwerk eines Fahrzeugs beeinflusst in großem Maße dessen Fahrdynamik- und Komforteigenschaften. Die Entwicklung befindet sich dabei im Spannungsfeld zwischen kinematischen und elastokinematischen Größen, Package, Kosten und Gewicht. Die gewünschten Komfortziele sowie die fahrsituativ abhängige Positionierung des Rades zur Straße (Fahrdynamik) bestimmen mit der jeweiligen Achskonstruktion die Orientierung der spezifischen Kinematikpunkte und deren Raumbedarf im Fahrzeug.

Aus fahrdynamischer Sicht stellt das Fahrwerk mit seinen kinematischen und elastokinematischen Größen eine offene Wirkungskette dar. Die am Reifen angreifenden Kräfte wirken auf die Kinematik und Elastokinematik der Achse, was zu einer veränderten Radposition führt. Die Neuorientierung des Rades beeinflusst die Reifenkräfte, die wiederum das Fahrverhalten bestimmen.

Eine Herausforderung besteht darin, mit den signifikanten Größen der Kinematik und Elastokinematik die Radposition einzustellen, die für die jeweilige Fahrsituation als optimal angesehen wird.

Um hier möglichst unabhängig auf jede Kombination an Krafrichtungen unterschiedlich reagieren zu können, ist die Achsentwicklung stetig vorangeschritten. Heutige Mehrlenkerachsen besitzen das größtmögliche Abstimmpotential. Trotzdem sind hier viele Größen noch nicht unabhängig voneinander einstellbar.

Aufgrund der vielen Abhängigkeiten halten immer mehr mechatronische Fahrwerksysteme Einzug, welche durch ihre aktiven Eingriffe eine weitere Eigenschaftsspreizung ermöglichen. Viele dieser Systeme verändern die Vertikaldynamik des Rades, wie z.B. geregelte Dämpfersysteme oder aktive Stabilisatoren. Durch den Eingriff in die Vertikaldynamik ändern sich in Folge dessen die dynamischen Reifennormalkräfte, die wiederum Einfluss auf die Querdynamik nehmen.

Aktive Lenksysteme wie die Überlagerungslenkung an der Vorderachse oder Lenkwinkelsteller an der Hinterachse können den Schräglaufwinkel des Rades und somit die Reifenseitenkräfte verändern.

Aktive Systeme zur Sturzwinkelbeeinflussung des Rades befinden sich im Forschungsstadium und ermöglichen, das Übertragungspotential des Reifens in lateraler Kraft- richtung zu erhöhen [47], [48], [46]. Ein aktives System, dass beide Raumwinkel des

Rades zur Karosserie beeinflusst, vermag viele Zielkonflikte aufzulösen [47], [48], [46]. So ist es möglich, signifikante situationsabhängige Vorspur- und Sturzwerte unabhängig von den anliegenden Reifenkräften einzustellen. Dies ermöglicht den Reifen abhängig von der Fahrsituation in die optimalste Winkellage zur Fahrbahn zu bringen.

1.2 Ziel der Arbeit

Ziel der Arbeit ist die Entwicklung eines Aktors, der den Spur- und Sturzwinkel des Rades unabhängig voneinander beeinflussen kann. Dabei soll dieses System an der Hinterachse eines heutigen allradbetriebenen Fahrzeugs integrierbar sein, ohne dessen Achskonzept und Bremskonzept radikal ändern zu müssen. Der Aktor muss unter allen fahrdynamisch auftretenden Kräften imstande sein, die Ausrichtung des Rades dynamisch verändern zu können.

Dazu sollen zunächst aktive Systeme zur Beeinflussung der Radausrichtung diskutiert und bewertet werden, um Anforderungen und Randbedingungen an das neue System zu definieren.

Anhand der gewonnen Erkenntnisse, Vorgaben und Randbedingungen soll ein neues Konzept für einen aktiven Radträger erstellt werden, das diesen Forderungen nachkommt.

Der aktive Radträger soll an einem Versuchsfahrzeug integriert werden. Dazu sind alle relevanten Auslegungsuntersuchungen analytisch als auch anhand von Simulationsmodellen durchzuführen.

Ziel ist dabei die mechanische und elektromechanische Auslegung des Systems, so dass es ohne Einschränkungen unter dem Gesichtspunkt des Ganzjahresbetriebs eingesetzt und erprobt werden kann.

Die aktive Beeinflussung des Sturzwinkels und die damit verbundenen fahrdynamischen Auswirkungen sollen mithilfe von Gesamtfahrzeugsimulationen und Fahrversuchen aufgezeigt und diskutiert werden.

2 Grundlagen und Stand der Technik

Dieses Kapitel gliedert sich in vier Themengebiete. Zu Beginn werden im Grundlagenteil die verschiedenen Mechanismen zum Seitenkraftaufbau des Reifens im Reifen-Fahrbahnkontakt diskutiert. Dabei werden die Unterschiede im Seitenkraftaufbau aus Schräglaufwinkel und Sturzwinkel erläutert. Entscheidend sind dabei Überlagerungseffekte, welche das Reifenseitenkraftpotential bis an die physikalischen Grenzen ausnutzen.

Im nächsten Abschnitt wird auf die Fahrwerksentwicklung allgemein eingegangen. Im Fokus stehen dabei die Zielkonflikte und Restriktionen, die sich eigenschaftlich durch passive Fahrwerke ergeben. Es wird ein mögliches Lösungsszenario durch aktive mechatronische Systeme aufgezeigt. Der Hauptaugenmerk richtet sich dabei auf die Verbesserung der Querdynamik und das maximale Seitenübertragungspotential. Im Stand der Forschung und Technik werden zunächst beispielhaft übergeordnete aktive Systeme an der Hinterachse aufgezeigt. Schlussendlich liegt der Fokus auf dem Radträger und dessen technischen Umsetzungen zur variablen und dynamischen Einstellung von Spur- und Sturzwinkel. Dabei werden auch Lösungen und Lösungsansätze aus der Patentliteratur diskutiert.

Aus den Erkenntnissen des aktuellen Technikstandes und der physikalischen Effekte des Reifen-Fahrbahnkontakts erfolgt am Ende dieses Kapitels eine Zieldefinition. Aus diesen Zielen werden Anforderungen an einen aktiven Hinterachsradträger zur dynamischen und radindividuellen Verstellung von Spur- und Sturzwinkel abgeleitet.

2.1 Reifeneigenschaften

Der Reifen als Bindeglied zwischen Fahrbahn und Fahrzeug hat einen sehr großen Einfluss auf das Fahrverhalten des Fahrzeuges. Durch Freischneiden an der Reifenkontaktzone zur Straße wird ersichtlich, dass neben der Aerodynamik sämtliche Kräfte und Momente des Fahrzeuges über die Kontaktflächen des Reifens abgestützt werden [25]. Der Reifen trägt somit signifikant zum Längs- und Querdynamikverhalten des Fahrzeuges bei.

Die Wechselwirkungen des Lagen- und Profilaufbaus und die Reibcharakteristika der Gummimischung erzeugen unterschiedlichste Phänomene, die sich auf den Reifenfahrbahnkontakt auswirken. Übergeordnet behalten jedoch die in dieser Arbeit diskutierten allgemeinen Modellvorstellungen zum Seitenkraftaufbau und deren Beitrag zum querdynamischen Fahrzeugverhalten ihre Gültigkeit. Soweit nicht anders beschrieben gelten die aufgeführten Modelle am frei rollenden Rad ohne transiente Einflüsse. Für weiterführende Vertiefung auf diesem Gebiet sei auf nachstehende Literatur hingewiesen: [49], [25], [42], [17] und [29].



In den nächsten Abschnitten wird nun näher auf die beiden Entstehungsmechanismen der Reifenseitenkraft eingegangen.

2.1.1 Seitenkraft durch Schräglaufwinkel

Der Reifen mit seinen Profilstollen und seinem Karkassenaufbau stellt keine starre Konstruktion dar, sondern lässt sich abhängig von den auftretenden Kräften zur Drehachse unterschiedlich leicht dehnen, verbiegen und tordieren. Dieses kraftinduzierte Ausweichen des Reifens und der dadurch auftretende Querschlupf im Fahrbahnkontakt werden durch kinematische Größen beschrieben. An Hand derer können Reifencharakteristik und Auswirkungen auf das Fahrverhalten abgeleitet werden.

In **Bild 2.1** ist ein Reifen abgebildet, dem eine Kraft F_s normal zu seiner Längsachse aufgeprägt wird. Diese stützt sich in Form der selben Seitenkraft F_s im Reifen-Fahrbahnkontakt ab. Nun ist zu beobachten, dass der Reifen in seiner Rollbewegung der Kraft F_s ausweicht. Dies führt zu einer Geschwindigkeit V_y , die normal zur Reifenlängsgeschwindigkeit V_x steht. Aus der Längs- und Quergeschwindigkeit resultiert die tatsächliche Geschwindigkeit V des frei rollenden Reifens unter Seitenkraft. Der

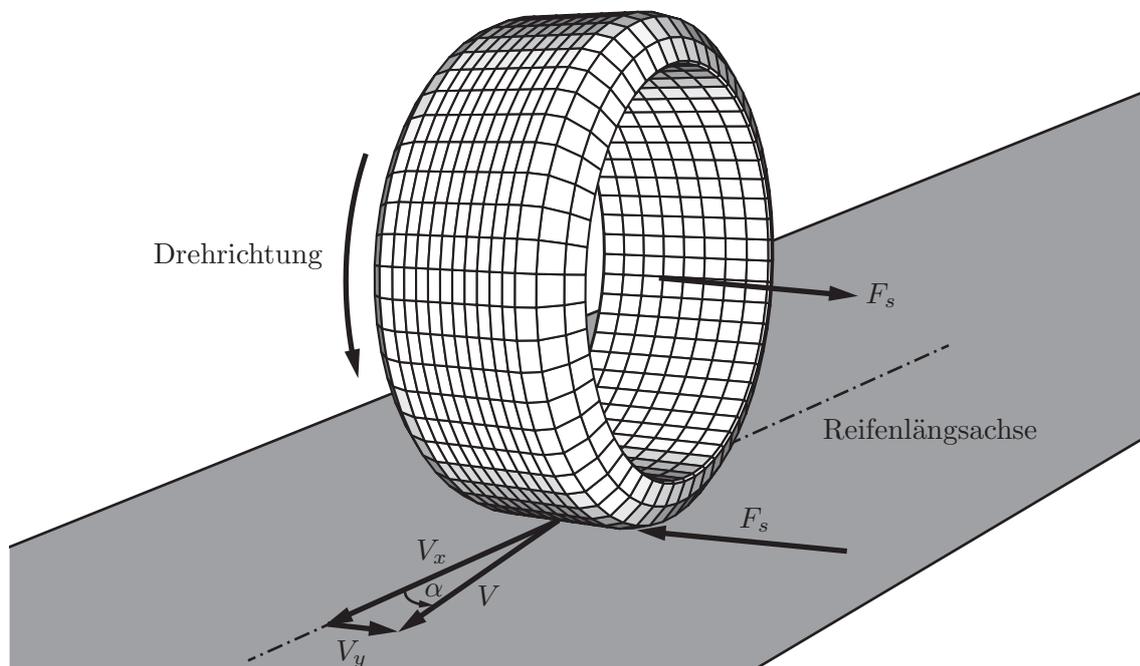


Bild 2.1: Entstehung des Schräglaufwinkels α bei einem frei rollenden Rad unter Seitenkraft F_s . Durch elastische Nachgiebigkeit des Gummis und Gleiten des Reifens auf der Fahrbahnoberfläche entsteht zur Längsgeschwindigkeitskomponente V_x eine Quergeschwindigkeitskomponente V_y und eine daraus resultierende Geschwindigkeit V . Der Winkel zwischen der Reifenlängsachse und der resultierenden Geschwindigkeit V wird als Schräglaufwinkel α bezeichnet (Zusammenfassung aus [32], [25], [29] und [20]).

Winkel zwischen dem resultierenden Vektor V und der Längsachse des Reifens wird als Schräglaufwinkel α bezeichnet [32], [25].

In Abhängigkeit vom Reifen ergibt sich in einem Winkelbereich von $\alpha \leq 3 - 4^\circ$ ein konstanter Zusammenhang zwischen Schräglaufwinkel und Seitenkraft. Ab dieser reifenindividuellen Grenze gerät der Reifen in Sättigung und die Seitenkraft fällt bei weiter steigendem Schräglaufwinkel wieder ab [25].

Um dieses Phänomen besser beschreiben zu können, muss die Reifenaufstandsfläche näher betrachtet werden. Im linken **Bild 2.2** ist der Reifen aus Bild 2.1 in Unteransicht dargestellt. Eingezeichnet ist wiederum die Seitenkraft F_s , die von der Straße abgestützt wird. Im Einlaufbereich (Bereich zwischen grüner und schwarzer Querlinie) haften alle Profilelemente auf der Straße. Es kommt es zur elastischen Aus-

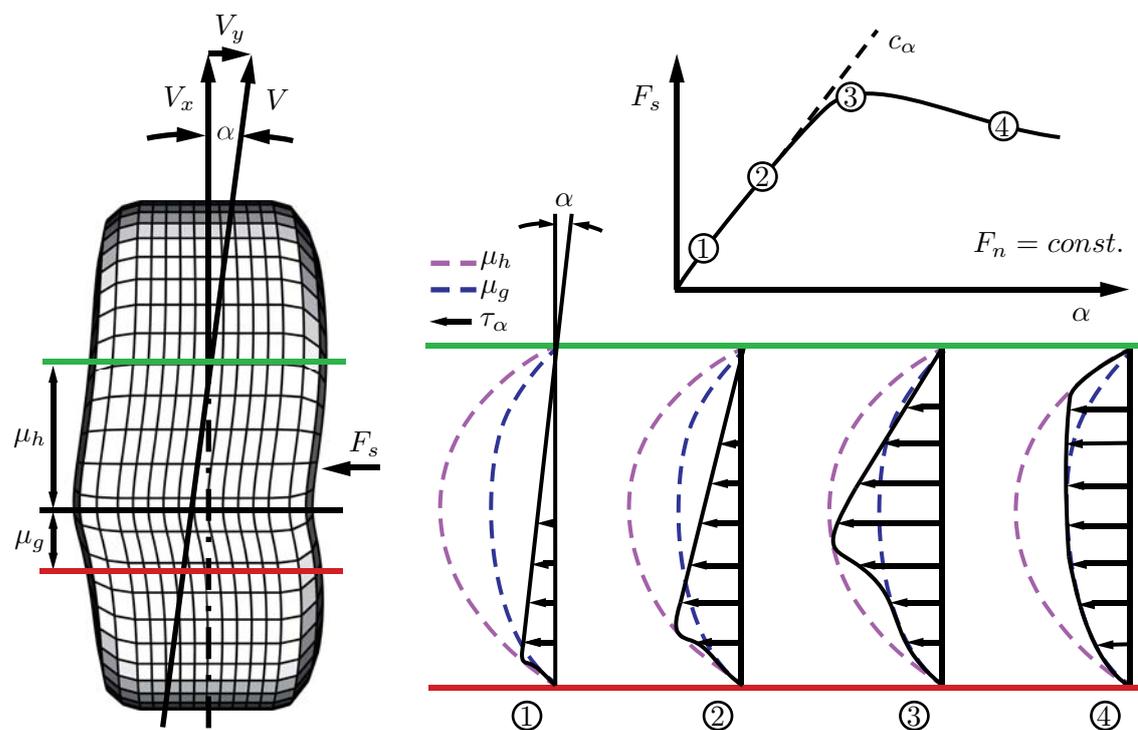


Bild 2.2: Links: Unteransicht des Reifens aus Bild 2.2 der unter Seitenkraft F_s abrollt. Im Einlaufbereich haften die Profilstollen, wodurch diese kinematisch verformt werden und sich der Schräglaufwinkel α einstellt. Im Auslaufbereich gehen die Profilstollen ins Gleiten über und nehmen ihre ursprüngliche Position ein.

Rechts: Vergrößerte Ansicht der Reifenaufstandsfläche mit Linien maximaler Haft- und Gleitreibung μ_h und μ_g . Dargestellt sind die Verformungen der Profilstollen und resultierender Schubspannung für steigende Schräglaufwinkel bei konstant wirkender Normalkraft F_n auf den Reifen. Darüber ist das korrespondierende Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Diagramm für die vier Fälle dargestellt. (Zusammenfassung aus [32], [25], [29], [37], [26], [42] und [20]).

lenkung der Reifenflanken und der Profilelemente, was dazu führt, dass der Reifen längs des resultierenden Geschwindigkeitsvektors V verformt wird. Dies bedeutet, dass der Reifen zu seiner Längsgeschwindigkeit eine Querkomponente V_y aufbaut. Es stellt sich ein Schräglaufwinkel α ein. In der Auslaufzone (Bereich zwischen schwarzer und roter Querlinie) beginnen die Profilelemente zu gleiten, wodurch diese wieder in ihre Ausgangsposition zurückzukehren [29], [25].

Rechts neben dem Reifen in Bild 2.2 ist der Ein- und Auslaufbereich der Reifenaufstandsfläche als Kraft- und Wegverteilung dargestellt. Korrespondierend zu den vier unterschiedlichen Verteilungen sind diese im Seitenkraft-Schräglaufwinkel Diagramm darüber eingezeichnet.

Im ersten Fall wird dem Reifen eine kleine Seitenkraft aufgeprägt. Durch den lokalen Bodendruck der Profilelemente und den Kraftschlussbeiwert μ_h erfolgt unter Vernachlässigung der Auslaufzone auf der gesamten Reifenlatschlänge eine elastische Verformung ohne Gleiten. Der korrespondierende Schräglaufwinkel, der sich durch kinematische Verformung ergibt, ist relativ gering. Die elastische Auslenkung erzeugt eine Schubspannung τ_α in den Profilelementen, welche nun einem Deformationsschlupf unterliegen [25].

Im zweiten Fall liegt eine höhere Reifenseitenkraft an. Der Schräglaufwinkel vergrößert sich. Die eingeschlossene Fläche unterhalb der Kurve steigt. Die Profilelemente sind nahezu alle im Haftreibungsbereich. Punkt zwei im Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Diagramm befindet sich noch im linearen Bereich.

Bei Fall drei ist die Seitenkraft auf den Reifen abermals gestiegen. Der Schräglaufwinkel ist im Vergleich zu den beiden vorhergehenden Fällen überproportional angestiegen. Im hinteren Drittel gehen die Profilelemente ins Gleiten über, da die Haftgrenze überschritten wurde. Diese Profilelemente können aufgrund des verminderten Gleitreibungskoeffizienten μ_g nicht mehr so viel Seitenkraft aufnehmen und fallen auf ein vermindertes Plateau ab. Die Fläche unterhalb der Kurve steigt jedoch noch weiter an. Der Punkt drei im Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Diagramm hat den linearen Bereich verlassen und befindet sich bereits in der Degression.

Im vierten Fall wird dem Reifen so viel Seitenkraft aufgezwungen, dass bis auf wenige Profilelemente in der Einlaufzone nahezu alle gleiten. Der Schräglaufwinkel ist abermals progressiv angestiegen. Die Fläche unterhalb der Kurve hat abgenommen, was im Seitenkraft-Schräglaufwinkel Diagramm ersichtlich ist.

Diese Modellvorstellung gilt für das frei rollende Rad mit gleichbleibender Normalkraft. Werden dem Rad noch Antriebs- oder Bremsmomente aufgeprägt, so ändern sich die Druckverhältnisse im Reifenlatsch und die kinematische Auslenkung der einzelnen Profilelemente.

Im Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Diagramm ist die Kenngröße c_α eingetragen, welche die Steigung im linearen Bereich charakterisiert und als Schräglaufsteifigkeit bezeichnet wird [25]. Die Schräglaufsteifigkeit findet unter anderem bei der Berechnung von Ein- und Zweispurmodellen Anwendung und gilt bis zu einer Querschleunigung von etwa 4 m/s^2 (dies entspricht in etwa einem Schräglaufwinkelbereich $|\alpha| < 3^\circ$) [25]. Das qualitative Seitenkraft-Schräglaufwinkel Diagramm aus Bild 2.2 zeigt, dass der Reifen ein Seitenkraftmaximum besitzt. Befindet man sich bereits an diesem Punkt, so ist ein weiteres Erhöhen des Lenkwinkels und dadurch ein Vergrößern des Schräglaufwinkels kontraproduktiv. Dies muss bei einer späteren Regelung aktiver Stellelemente berücksichtigt werden.

Im nächsten Abschnitt wird nun näher auf einen zweiten Effekt zur Erzeugung von Seitenkraft eingegangen.

2.1.2 Seitenkraft aus Sturz- und Schräglaufwinkel

Neben den Seitenkräften, die aus dem Schräglaufwinkel resultieren, können am Rad über einen weiteren Mechanismus Lateralkräfte abgestützt werden. Hierfür muss das Rad in seiner Längsebene relativ zur Straße geneigt werden. Dieses Reifenverhalten wird nun an Hand einer Modellvorstellung näher erklärt.

Im linken Teil von **Bild 2.3** ist ein Rad abgebildet, welches unter einem Sturzwinkel γ abrollt. Der Sturzwinkel γ wird durch den Winkel zwischen Reifenlängsebene und der Fahrbahnnormalen definiert [32], [25]. Bei dem Abrollvorgang treffen die einzelnen Profilklotzchen in der Einlaufzone auf die Fahrbahn und folgen kinematisch der Fahrzeugbewegung (siehe Bild 2.3 rechts). Durch den Sturzwinkel γ erfolgt eine Verformung des Reifens in seiner Aufstandsfläche relativ zu den Profilstollen, welche auf der Fahrbahn haften (siehe Bild 2.3 rechts). Diese Verformungen der Profilstollen erzeugen Schubspannungen τ_γ , die immer symmetrisch zur Reifenhochachse ausgebildet sind [25]. Die Summe der Schubspannungen τ_γ im Reifenlatsch ergibt die Sturzseitenkraft.

Anders als die Seitenkraftentstehung über Schräglaufwinkel ist keine Richtungsänderung des rollenden Rades von Nöten. Würde das Rad jedoch nicht durch das Fahrwerk gefesselt, so würde es sich durch die Sturzseitenkraft auf einer Kreisbahn bewegen [75]. Die Seitenkräfte, welche durch ein gestürztes Rad entstehen sind bei gleicher Winkelgröße um den Faktor 5 - 10 geringer als Seitenkräfte durch Schräglaufwinkel. Der Grund für die reduzierte Wirkung liegt in den relativ kleinen Profilverformungen und den damit geringen Schubspannungen τ_γ . Bei einem frei rollenden gestürzten Rad liegt daher ausschließlich Deformationsschlupf und kein Gleiten der Profilelemente vor [25].

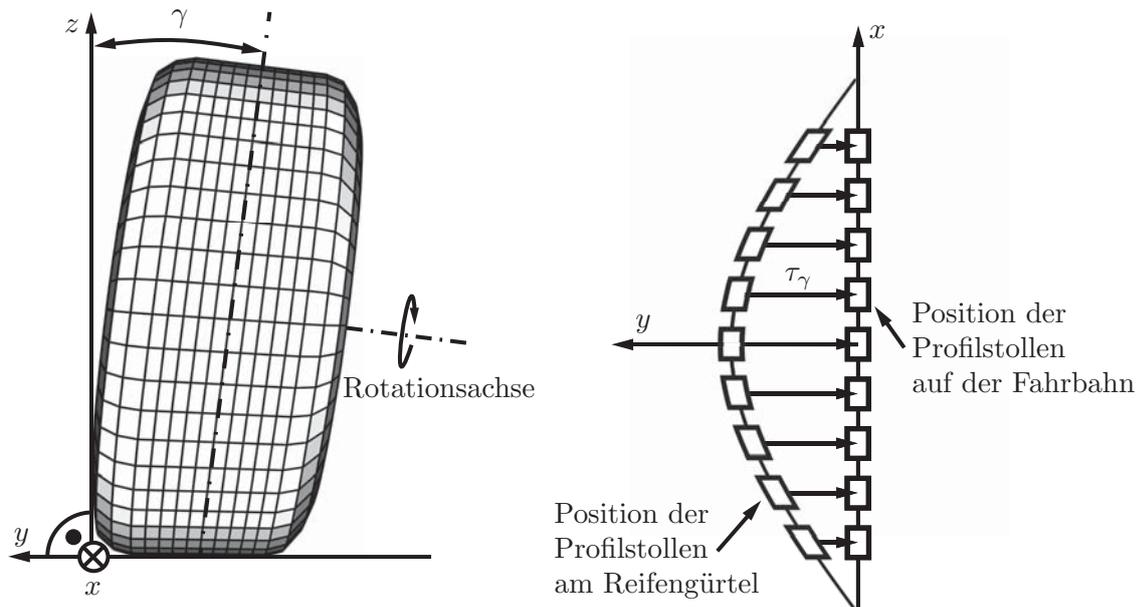


Bild 2.3: Links: Abgebildet ist ein frei rollendes Rad, welches unter einem Sturzwinkel γ abrollt. Der Sturzwinkel ist durch den Winkel zwischen der Reifenlängsebene und der Fahrbahnnormalen definiert.

Rechts: Die Profilstollen werden durch Haftreibung mit dem Fahrbahnkontakt in Richtung der Abrollgeschwindigkeit gefesselt. Durch den Sturzwinkel γ erfolgt eine Deformation des kreisförmigen Reifens relativ zu den Profilstollen, welche auf der Fahrbahn haften. Es entsteht eine Schubspannung τ_γ , deren Summe über den Reifenlatsch bezogen die Sturzseitenkraft entspricht. Zusammenfassung aus [25], [29], [42] und [20])

Wird nun einem frei rollenden Rad, welches unter einem Sturzwinkel γ abrollt, eine Seitenkraft F_s aufgeprägt, wirken auf die Profilstollen die Schubspannungsverteilungen von τ_α und τ_γ . Diese Schubspannungsverteilungen müssen nun unter Berücksichtigung der maximal übertragbaren Schubspannung $\tau_{max}(p_{local}, \mu_h)$ superpositioniert werden [25]. Dabei hat der Sturzwinkel neben des in Bild 2.3 erklärten Effektes der Sturzseitenkraft noch einen Einfluss auf die Bodendruckverteilung p_{local} im Reifenlatsch.

In **Bild 2.4** ist ein frei rollendes Rad unter konstanter Normalkraft abgebildet. Dabei rollt der linke Reifen unter einer Seitenkraft F_s ab. Die Reifenschulter und Profilelemente weichen der Belastung aus. Es ergibt sich eine qualitative Verformung des Reifens wie abgebildet. Unterhalb in Bild 2.4 ist die Bodendruckverteilung und die qualitative Reifenlatschform dargestellt. Der Latsch nimmt durch die anliegende Seitenkraft eine Trapez-Form an. Dabei entstehen ausgeprägte Druckmaxima auf der Seitenkraft zugewandten Seite.

Der Reifen in der Mitte von Bild 2.4 rollt nur unter einem Sturzwinkel von $\gamma = 4^\circ$ ohne Seitenkraft ab. Die Reifenschulter und die Profilelemente erfahren eine Defor-

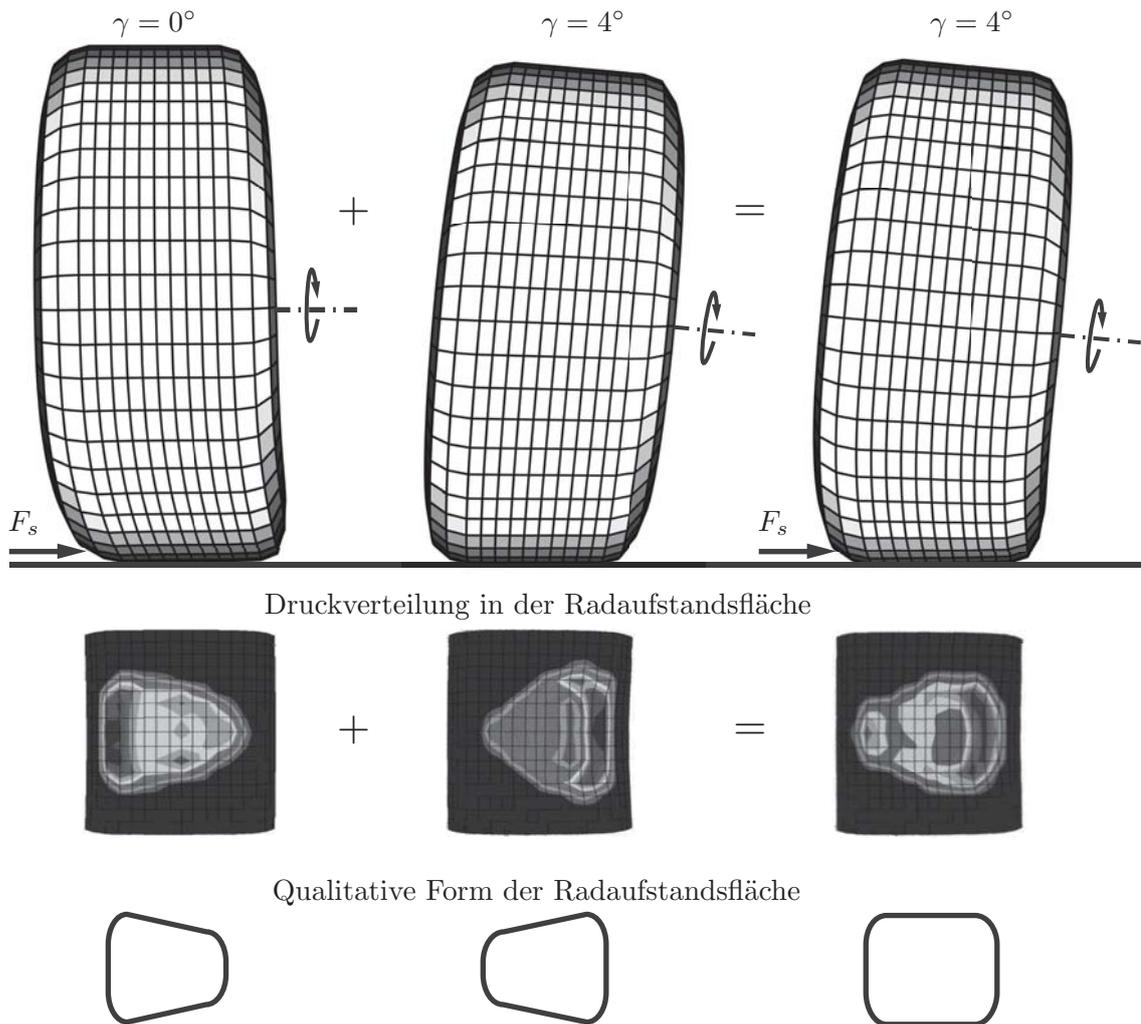


Bild 2.4: Bodendruckverteilung und qualitative Reifenstandsform am frei rollenden Rad: Links unter Seitenkraft, Mitte unter Sturzwinkel $\gamma = 4^\circ$ und rechts unter Seitenkraft und Sturzwinkel $\gamma = 4^\circ$. Durch Überlagerung der Druckformen aus Seitenkraft und Sturzwinkel kann eine homogenere Druckverteilung im Reifenlatsch erzeugt werden. Gleichzeitig kann die Fahrbahnkontaktfläche maximiert werden. Zusammenfassung aus [81], [78] und [2].

mation, wie sie bereits unter Bild 2.3 beschrieben wurden. Die Bodendruckverteilung des gestürzten Rades ähnelt dem eines unter Seitenkraft abrollenden Rades. Die Druckmaxima entstehen an der Seite, die durch den Sturzwinkel am meisten deformiert werden. Die qualitative Form des Reifenlatsches ähnelt einem Trapez. Durch die Richtung des Sturzwinkels kann also die Bodendruckverteilung unabhängig von der auftretenden Seitenkraft beeinflusst werden.

Der rechte Reifen rollt unter Seitenkraft ab und ist dabei entgegen der Seitenkraft mit $\gamma = 4^\circ$ gestürzt. Durch die Überlagerung der beiden Effekte kann eine Homogenisierung der Bodendruckverteilung erreicht werden. Durch die Egalisierung des Druckniveaus im Reifenlatsch kann das Seitenkraftpotential im Reifen-

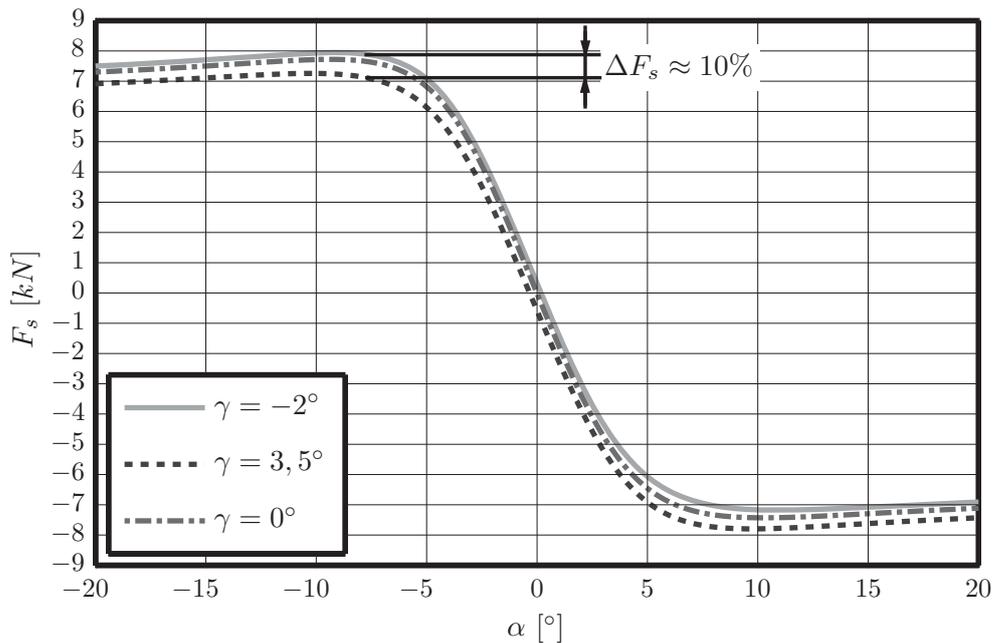


Bild 2.5: Seitenkraft F_s über Schräglaufwinkel α für einen Reifen 235/40 R18 8,0J bei einer Normalkraft von $F_n = 8$ kN und unterschiedlichen Sturzwerten γ . Durch Aufbauwanen und Elastizitäten der Achse gelangt das kurvenäußere Rad in positive Sturzbereiche. Würde das Rad entgegen der Seitenkraft gestützt werden, könnte das Seitenkraftniveau um $\Delta F_s \approx 10\%$ erhöht werden [2], [78], [56].

Fahrbahnkontakt optimal ausgenutzt werden, da der Quotient von übertragbarer Seitenkraft zu Anpressdruck mit zunehmendem Druck degressiv verläuft. Wird der Reifen hingegen in Richtung der abstützenden Seitenkraft gestürzt, so erreicht man eine Erhöhung des Druckgefälles im Reifenlatsch, was das Seitenkraftübertragungspotential mindert, [81], [78] und [2].

Welchen Einfluss dieser Effekt auf das Seitenkraftübertragungsverhalten hat, zeigt **Bild 2.5**. Dargestellt ist der Seitenkraft-Schräglaufwinkelverlauf für den Reifen 235/40 R18 8,0J bei einer Normalkraft von $F_n = 8$ kN bei unterschiedlichen Sturzwinkeln. Der abgebildete Sturzwert von $\gamma = 3,5^\circ$ tritt dabei bei Fahrmanövern mit hoher Querbeschleunigung auf. Induziert durch Aufbauwanen und Elastizitäten der Achse treten je nach Fahrzeugtyp und Schwerpunktslage positive Sturzwinkel am kurvenäußeren Rad auf. Wenn das Rad in dieser Situation mit einem Sturzwinkel zur Straße von $\gamma = -2^\circ$ entgegen der Seitenkraft gestürzt wird, könnte das Seitenkraftniveau um $\Delta F_s \approx 10\%$ erhöht werden [2], [56]. Dieser Effekt tritt bei trockener und teilweise bei nasser Straße, jedoch nicht mehr bei vereister Fahrbahn auf [25].

Im folgenden Kapitel werden die Zielkonflikte passiver Fahrwerkssysteme aufgezeigt und die Auswirkungen aktiver Systeme diskutiert.

2.2 Ziele und Zielkonflikte passiver Fahrwerke

Eine Teilaufgabe des Fahrwerks ist es, den Reifen abhängig von der jeweiligen Fahrsituation gezielt durch kinematische und elastokinematische Effekte exakt zur Straße zu positionieren. Dabei muss das Fahrwerk so abgestimmt werden, dass sich die Reifen-Positionierung positiv auf das Fahrverhalten auswirkt. Das Fahrverhalten ist für jeden Kunden selbst erlebbar und stellt neben Design und Image ein wesentliches Kaufkriterium dar [25].

Laut Definition aus [6] führt ein fahrdynamisch gutes Fahrverhalten dazu, dass der Fahrer die Regelaufgabe der exakten Kurshaltung bestmöglich umsetzen kann. Dabei ist wichtig, dass die vom Fahrer induzierten Stellgrößen vorhersehbar, präzise und unmittelbar durch das Fahrzeug umgesetzt werden [6]. Erst dann ist die Möglichkeit für den Fahrer gegeben, kritische Situationen zu beherrschen oder zu vermeiden [6]. Nach [33] wird ein fahrdynamisch gutes Verhalten mithilfe von Objektiv-Kennwerten wie etwa dem Eigenlenkverhalten, der Fahrstabilität/-agilität bei dynamischen Manövern, das Lastwechselverhalten, usw. beschrieben. Dabei stellt das Fahrverhalten eine Untermenge der Fahrsicherheit dar, neben der der Fahrspaß und der Fahrkomfort das Fahrzeug charakterisieren [33]. Bricht man die genannten Fahrzeugcharakteristika auf Achskonstruktionen herunter, so bestimmen in Hinblick auf Fahrverhalten und Fahrsicherheit folgende übergeordnete Größen die Eigenschaften der Achse [24]:

- Kennwert der Radstellung: Radstand, Spurweite, Sturz, Vorspur, Lenkrollradius, Spreizung, Nachlauf
- Kinematische Veränderung der Radstellung: Momentanzentrums- und Raderhebungskurven
- Elastokinematische Veränderung der Radstellung: Lagersteifigkeiten, Lagerdämpfungen, (Verlustwinkel, hydraulische Dämpfung)
- Ungefederte Massen
- Missbrauchsverhalten

Durch gezielte Beeinflussung und Kombination dieser Parameter können unterschiedlichste Fahrcharakteristika erzeugt werden. Viele dieser Größen sind jedoch nicht ausschließlich zu Gunsten optimaler Querdynamik frei justierbar, da sie beispielsweise zusätzlich auf den Fahrkomfort einwirken.

Der Fahrkomfort beschreibt das Wohlbefinden der Insassen während der Fahrt und hat einen nachgewiesenen Einfluss auf das physische und psychische Leistungsvermögen des Fahrers und somit auch auf die Sicherheit [25], [6]. Neben der Minimierung von z.B. Aufbau-, Aggregat- und Radschwingungen zählen zum Fahrkomfort ebenso akustische Schwingungen und werden unter dem Begriff "Noise, Vibration and Harshness", kurz NVH zusammengefasst [25], [33]. Charakteristische Kriterien für den Fahrkomfort einer Achse sind dabei folgende übergeordnete Größen [24]:

- Schwingungsverhalten: Feder-, Dämpfer- und Lagerabstimmung
- Schrägfederung, Querfederung
- akustisches Verhalten, Krafteinleitung in die Karosserie
- Ungefederte Massen
- Anfahr- und Bremsabstützung
- Lenkaufwand
- Wendekreis

In Summe gilt es, gutes Fahrverhalten und hohen Fahrkomfort miteinander zu kombinieren, was bei einem passiven Fahrwerk Zielkonflikte mit sich bringt. Neben Fahrkomfort und Fahrdynamik sind ebenfalls das Fahrzeugpackage und die Wirtschaftlichkeit von Bedeutung. Diese beiden Punkte stehen ebenfalls in Konkurrenz zueinander. Um eine einfache Achskonstruktion realisieren zu können, sollten gerade lastpfadoptimierte Lenker in vertikaler Montagemöglichkeit im Fahrzeug mit Karosserieeinleitung der Kräfte in bereits bestehende steife Strukturen umgesetzt werden. Hier bestehen Zielkonflikte mit Komfortmaßen wie z.B. Hüftpunkt, Kraftstoffanlage mit Tank und/oder der Ladebreite des Kofferraums. Nachfolgend sind die wichtigsten Oberbegriffe bezüglich Wirtschaftlichkeit und Package zusammengefasst [24]:

Wirtschaftlichkeit:

- Bauaufwand der einzelnen Bauteile
- Modularität des Achssystems
- Montageaufwand, Vormontagefähigkeit
- Karosseriebeanspruchung
- Einzelteilkosten

Package:

- Motorraumgestaltung
- Kofferraumgestaltung
- Tankanordnung, Tankgröße
- Abgasanlagenführung
- Leitungsführung: Kraftstoff- und Bremsleitungen
- Radraumbedarf
- Komfortmaße

Um diese Vielzahl an Parametern und Attributen sinnvoll mit anderen Achssystemen vergleichen zu können, wird häufig ein Eigenschaftsprofil in Form eines Spin-

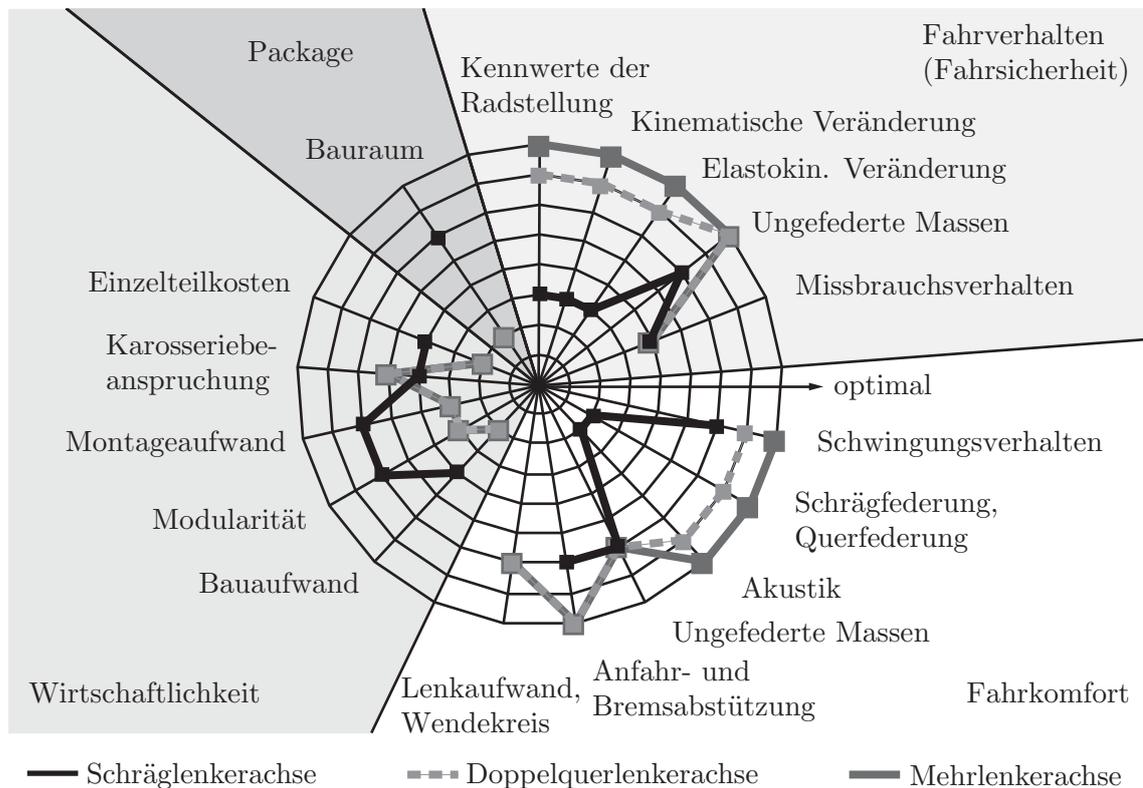


Bild 2.6: Eigenschaftsprofil einer Schräglenker-, Doppelquerlenker- und Mehrlenkerachse. Durch die größere Anzahl der Fahrwerkslenker bei der Doppelquer- und Mehrlenkerachse sind gegenüber der Schräglenkerachse größere Abstimmungsfreiheiten gegeben [25].

nendiagramms verwendet. In **Bild 2.6** sind eine Schräglenkerachse, eine Doppelquerlenkerachse und eine Mehrlenkerachse bezüglich oben genannten Parametern und Attributen für die Hauptbereiche Fahrverhalten/Fahrsicherheit, Fahrkomfort, Wirtschaftlichkeit und Package in einem Diagramm dargestellt [25]. Während die Schräglenkerachse in den Bereichen Wirtschaftlichkeit und Package besser bewertet wird, schneidet diese in den Bereichen Fahrverhalten/Fahrsicherheit und Fahrkomfort schlechter ab, als die beiden anderen Achssysteme. Dies resultiert bauartbedingt aus der Zwangskopplung der Freiheitsgrade von Kinematik und Elastokinematik miteinander, da nur ein Lenker verwendet wird. Umgekehrt sind Doppelquerlenker- und Mehrlenkerachsen aufgrund der höheren Anzahl der Lenker aufwändiger zu fertigen und zu montieren. Sie sind deshalb teurer in der Anschaffung und benötigen mehr Bauraum. Dabei ist gerade die Anzahl der Fahrwerkslenker dafür entscheidend, wie viele Zielkonflikte aus Sicht des Fahrverhaltens und des Fahrkomforts aufgetrennt werden können. Die Mehrlenkerachse bietet ein Maximum an unabhängigen Einstellmöglichkeiten bei passiven Achssystemen, siehe Bild 2.6 [25]. Trotzdem vermag eine Mehrlenkerachse nicht immer den Reifen optimal zu Straße auszurichten. Ein

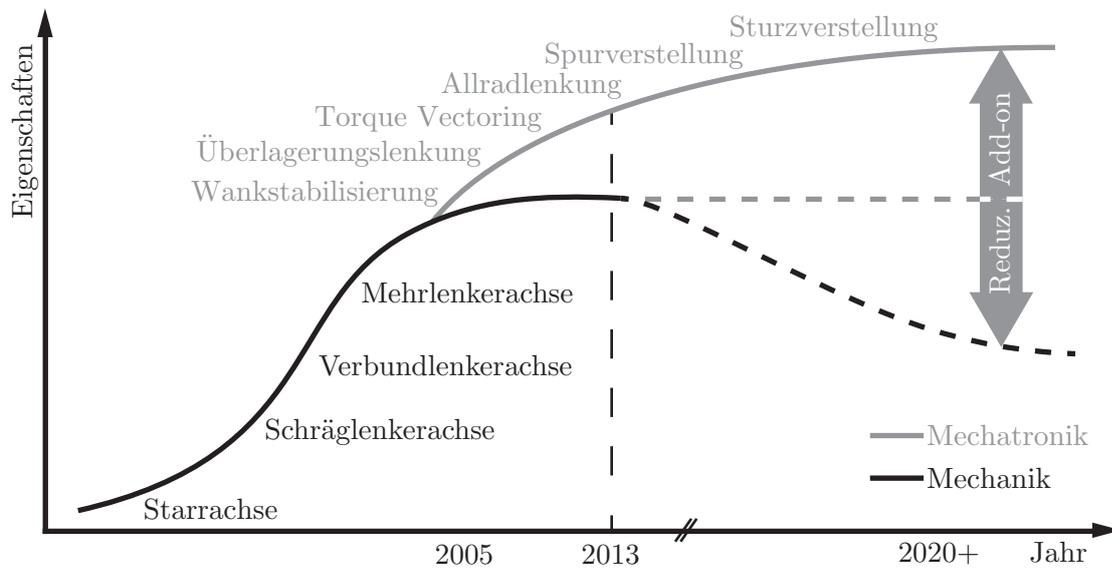


Bild 2.7: Eigenschaftszuwachs der einzelnen Achssysteme im Verlauf der Zeit. Durch Integration von mechatronischen Fahrwerkskomponenten können mehr kundenrelevante Eigenschaften erzeugt werden. Ein Zukunftsszenario könnte dabei eine Reduzierung der mechanischen Komponenten auf ein Minimum vorsehen. Gleichzeitig können durch Einsatz der Mechatronik die Gesamteigenschaften weiterhin anwachsen [35].

Beispiel hierfür ist die Aufbauwankbewegung bei Kurvenfahrt, die trotz negativen Sturzgradienten der Achse, das kurvenäußere Rad in positiven Sturz zur Straße zwingt.

Die für Kunden erlebbaren Eigenschaften der rein mechanischen Achssysteme sind nur noch begrenzt steigerbar. Um trotzdem für den Kunden einen Mehrwert an Fahrkomfort bei gleichzeitiger Steigerung der Fahrdynamik bieten zu können, halten immer mehr mechatronische Systeme Einzug im Fahrwerksbereich.

In **Bild 2.7** ist der Eigenschaftszuwachs der rein mechanischen Achssysteme qualitativ aufgezeigt. Durch Integration von z.B. einer Wankstabilisierung kann der Wankwinkel und die Wankrate unabhängig von Momentanzentrum und Schwerpunktlage verändert werden. Der Einsatz einer Überlagerungslenkung reduziert z.B. den Lenkaufwand und kann durch Winkelzugabe beim Anlenken agilisieren. Torque-Vectoring-Systeme können durch ihre Antriebsmomentenverteilung den Eigenlenkgradienten beeinflussen und ermöglichen dadurch, das Fahrverhalten bis in hohe Querbeschleunigungsbereiche softwaretechnisch zu modellieren [25]. Mit einer Allradlenkung, also einem Fahrzeug mit aktiver Hinterachslenkung kann dies agilisiert als auch stabilisiert werden, indem die Hinterachse gegensinnig oder gleichsinnig zur Vorderachse lenkt. Eine aktive Sturzverstellung kann den Sturzverlust aus Achselastizitäten und Aufbauwanken kompensieren und ermöglicht somit, das Rad optimal

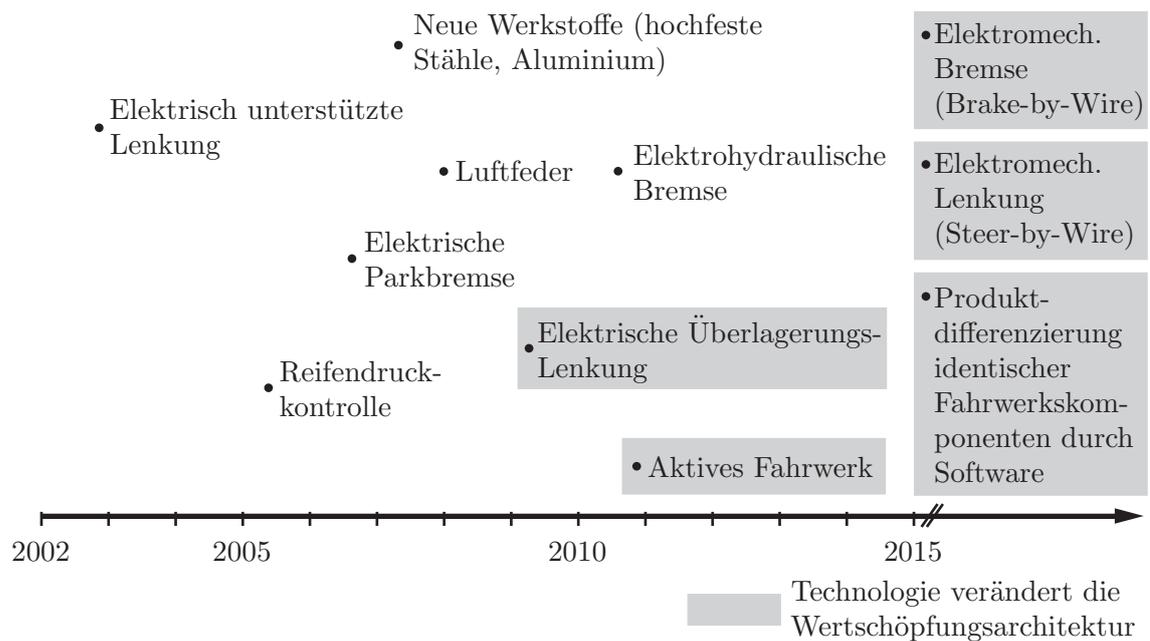


Bild 2.8: Auszug der Innovations-Roadmap der Kompaktklasse für Europa aus [43]. Aufgezählt sind Technologien aus dem Fahrwerks-Segment, welche bereits am Markt eingeführt wurden und Innovationen, welche sich im Forschungsstatus befinden.

zur Fahrbahn auszurichten. Dadurch ist es möglich, wie eingangs angesprochen, das volle Reifenseitenkraftpotential auszuschöpfen. In Kombination mit einer Spurverstellung/Hinterachslenkung könnten gemeinsam mit einer aktiven Sturzverstellung viele Zielkonflikte im Fahrwerksbereich aufgebrochen werden.

Zeichnet man ein mögliches Zukunftsszenario auf, so kann der Mechanikaufwand durch eine aktive Beeinflussung von Spur- und Sturzwinkel bei gleichzeitiger Steigerung der Eigenschaften reduziert werden (siehe Bild 2.7). Dies könnte beispielsweise neue Innenraumkonzepte ermöglichen, da ehemals lange Fahrwerkslenker zur Umsetzung der notwendigen Kinematik gekürzt werden könnten.

Eine Weitere Möglichkeit zur Verwendung aktiver Fahrwerksysteme stellt der Auszug der Innovations-Roadmap der Kompaktklasse für Europa aus [43]. Dort sind unterschiedliche Meilensteine der Fahrwerks-Entwicklung aufgezählt. **Bild 2.8** zeigt Technologien, welche bereits am Markt etabliert sind sowie Innovationen, die sich im Forschungsstatus befinden. Dort wird das aktive Fahrwerk als eine Technologie gesehen, welche die Wertschöpfungsarchitektur verändert. Ein aufgeführter Punkt lautet: Die „Produktdifferenzierung identischer Fahrwerkskomponenten durch Software“ benötigt als Enabler-Technologie aktive Fahrwerkskomponenten.

Nachfolgend werden nun aktive Fahrwerkssysteme vorgestellt, welche sich auf die Änderung der Fahrwerksgeometrie und somit auf die Neuausrichtung des Reifens zur Straße konzentrieren. Im Fokus stehen schlussendlich Konzepte, die sich mit Aktoren am Radträger beschäftigen.

2.3 Aktive Fahrwerkssysteme

Viele aktive Fahrwerkskomponenten haben bereits in Serienfahrzeugen Einzug gehalten. Gleichzeitig wird an neuen aktiven Komponenten gearbeitet, die eine weitere Eigenschaftsspreizung im Fahrwerksbereich zulassen. Im Folgenden werden aktive System sortiert nach ihrem Betätigungsort und ausgehend von der Karosserie des aktuellen Technikstandes besprochen.

Einleitend werden Beispiele von zentral über Spurstangen gelenkten Hinterachsen aufgezeigt. Nachfolgend wird exemplarisch das Prinzip einer Lenkerfusspunktverstellung besprochen. Schließlich erfolgt eine intensivere Betrachtung von Systemen, deren Wirkungen sich auf den Radträger beziehen. Hier werden Systeme aufgezeigt, die Spur- und Sturzwinkel oder nur eine der Größen beeinflussen können.

Aktive Wankstabilisationssysteme und aktive Feder-Dämpfer-Aktuatoren sowie aktive und teilaktive Hydrolager werden hier explizit nicht aufgezeigt. Eine Zusammenfassung dieser Systeme kann in [25] nachgelesen werden.

Hinterachslenkungen sind keine Erfindung aus dem Zeitraum der Mechatronik, sondern haben ihre Wurzeln in der reinen Mechanik. Der Honda Prelude war 1987 das erste Groß-Serienfahrzeug, das mit einer mechanisch gekoppelten Hinterachslenkung ausgestattet war. Dabei wurde der Lenkwinkel an der Vorderachse abgegriffen und über eine Welle an das hintere Lenkgetriebe geleitet. Das Hinterachslenkgetriebe war dabei so konstruiert, dass es eine gleichsinnige Lenkbewegung bei kleinen Lenkwinkeln ausführt. Dadurch wurden die Ansprechzeiten der Querbeschleunigung des Fahrzeugs verringert. Gleichzeitig konnte die Überschwingneigung der Giergeschwindigkeit reduziert werden, was die Stabilität des Fahrzeugs erhöhte. Bei größeren Lenkwinkeln, wie sie nur bei niedrigeren Geschwindigkeiten auftreten, lenkte die Hinterachse dagegen gegensinnig und reduzierte dabei Wendekreis und Fahrschlauch [6].

Ausgehend von dieser rein mechanischen Lösung ging die Entwicklung von rein hydromechanisch gesteuerten Systemen wie die Hinterradlenkung von Mitsubishi im Jahre 1988 über in elektronisch gesteuerte hydromechanische Systeme. BMW setzte eine Hinterradlenkung im 850i ein, welche jedoch aufgrund der zu diesem Zeitpunkt nicht existenten Fahrdynamiksensorik nur auf die Größen Lenkradwinkel und Fahrzeuggeschwindigkeit zurückgreifen konnte. Eine detaillierte Beschreibung des Sys-

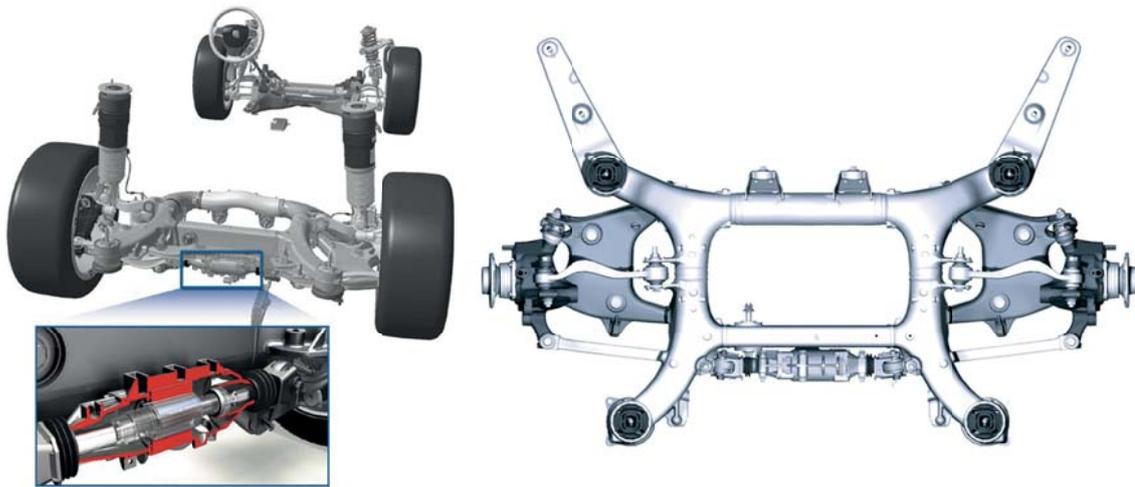


Bild 2.9: Links: Schnitt durch den zentralen Hinterachsstellers eines BMW der 7er Reihe [82]. Rechts: Aufsicht auf die Trapezlenkerachse mit Hinterachslenkung [79].

tems und des hinterlegten Steuerkonzepts kann in [13], [14], [11], [83], [15] und [12] nachgelesen werden.

Erst mit Einzug von Fahrdynamiksensoren, wie die Sensierung der Querbeschleunigung und der Gierrate des Fahrzeugs, ist eine detailliertere Aussage über den aktuellen Fahrzustand möglich. Dadurch kann die Hinterachslenkung abhängig vom aktuellen Fahrzustand angesteuert werden.

Aktuell werden bei BMW wieder Hinterachslenkungen in den Modellen der 7er und 5er Reihe eingesetzt. Im linken **Bild 2.9** ist der elektromechanische Lenkaktor dargestellt, der sich am Hilfsrahmen abstützt. Die rechte Seite des Bildes zeigt die Hinterachse der 7er Modellreihe in der Aufsicht. Die Trapezlenkerachse mit vorne liegender Koppel ist so gestaltet, dass die Verschiebung des Zentralstellers eine entkoppelte Lenkbewegung erzeugt. Das System kann an der Hinterachse Lenkeingriffe bis zu 3° umsetzen und wird nur in Kombination mit einer Überlagerungslenkung an der Vorderachse angeboten. Dadurch ist es möglich, Gierrate und Querbeschleunigung des Fahrzeugs unabhängig voneinander zu beeinflussen [82].

Bei der Regelung des Fahrzeugs werden abhängig von der Fahrgeschwindigkeit unterschiedliche Schwerpunkte gesetzt. Im niedrigen Geschwindigkeitsbereich wird das Fahrzeug durch gegensinnige Lenkbewegungen der Hinterachse agilisiert. Bei höheren Geschwindigkeiten liegt der Fokus auf der Fahrzeugstabilität. Hier wird an der Hinterachse gleichsinnig gelenkt. Weiterhin werden durch fahrstabilisierende Ansteuerungen der Lenkung Bremsengriffe des Elektronischen Stabilitätsprogrammes (ESP) reduziert [82].

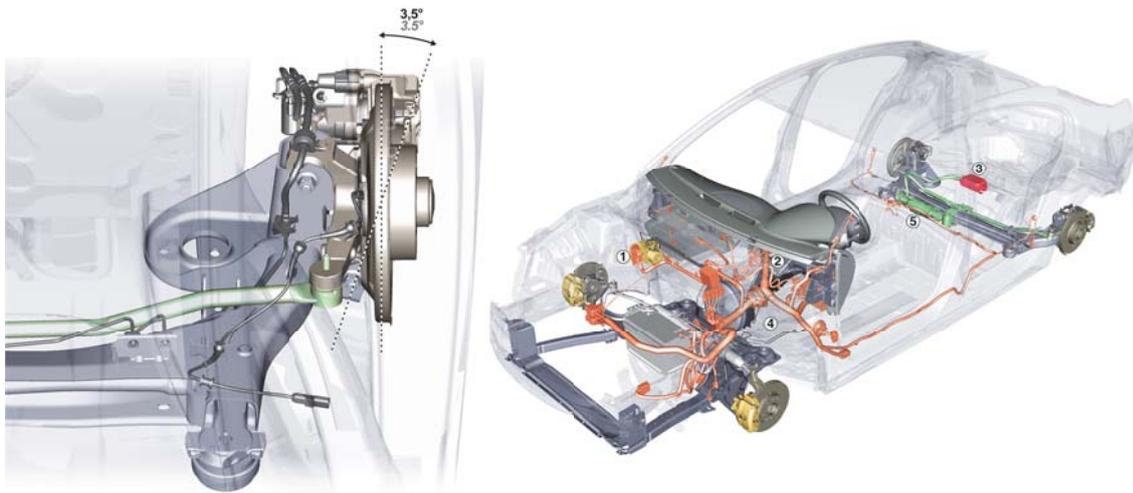


Bild 2.10: Verbundlenker-Hinterachse des Laguna mit Hinterachszentralsteller. Die elastisch gelagerten Radträger werden über Spurstangen mit einem Hebel gekoppelt, der sich wiederum an einem elektromechanischen Zentralsteller abstützt [23].

Dass eine Hinterachslenkung auch mit einer Verbundlenkerachse kombiniert werden kann, zeigt Renault mit dem Laguna und Laguna GT mit „Active Drive“, siehe **Bild 2.10** [52], [51]. Das System besitzt ebenfalls einen Zentralsteller, der in Fahrtrichtung vor dem torsionsweichen Profil der Verbundlenkerachse sitzt. Mithilfe eines Umlenkhebels, der über das Torsionsprofil greift, werden die Spurstangen betätigt. An diesen sind die elastisch gelagerten Radträger angebunden. Der maximale Lenkwinkel an der Hinterachse beträgt $3,5^\circ$ und reduziert dadurch bei gegensinnigem Lenken unterhalb von 60 km/h den Wendekreis um bis zu 10%. Bei höheren Geschwindigkeiten wird ebenfalls wie bei dem Reglerkonzept von BMW gleichsinnig zur Vorderachse gelenkt. Dabei werden nur bei Sondermanövern wie z.B. Ausweichsituationen Lenkwinkel von 2° überschritten. Berücksichtigung findet hierbei die Lenkradwinkelhistorie, an Hand derer eine Ausweichsituation erkannt und der Hinterachslenkwinkel dementsprechend angepasst wird [52], [51].

Bei den zentral angelenkten Hinterachssystemen, die eine Verschiebung der Spurbel hervorrufen, liegt der Fokus auf der Erzeugung einer möglichst proportionalen, stetigen und linearen Lenkbewegung des Rades. Andere Konzepte versuchen durch gezielte Verschiebungen von Lenkerfusspunkten die Achskinematik zu beeinflussen, sodass über den Einfederweg die Raderhebungskurve gezielt verändert werden kann. Eine mögliche Umsetzung zeigt Hyundai mit dem „Active Geometry Control Suspension“ System. In **Bild 2.11** ist dieses System an der Hinterachse des Sonatas ersichtlich. Der Linearsteller (100) betätigt mit seiner Schubstange (114) den verti-

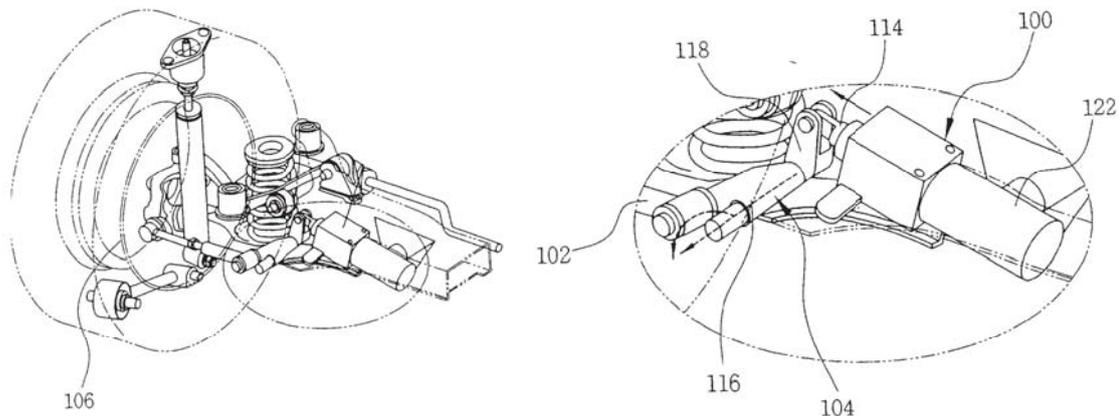


Bild 2.11: „Active Geometry Control Suspension“ System von Hyundai, installiert an einer Hinterachse des Sonatas. Die Verschiebung des inneren Radaufhängungspunktes erfolgt über den Hebel (116), der in der Achse (104) drehbar gelagert ist und durch den elektromechanischen Linaeraktuator (100) betätigt wird. Dadurch kann die Vorspurkurve über den Einfederweg verändert werden [30], [8].

kalen Hebel (118), der in der Achse (104) gelagert ist. Dies führt zur rotatorischen Bewegung des horizontalen Hebels (116) und der daraus resultierenden Verschiebung des Anlenkpunktes der Spurstange (102). Prinzipiell kann das System abhängig von seinem Einbauort und der hinterlegten Achskinematik den Radsturzwinkel, den Nachlauf der Lenkachse oder die Rolleigenschaften verändern [30], [8].

Weitere Beispiele zur Verstellung von Lenkeranbindungspunkten sind unter [16] und [18] zu finden.

Im Folgenden werden nun Systeme beschrieben, welche eine Änderung der Radausrichtung direkt über den Radträger durchführen. Das bekannteste Beispiel hierfür stellt die Konzeptstudie F400 Carving dar, die die Daimler Chrysler AG auf der 35. Tokyo Motor Show 2001 präsentierte. Das Fahrwerk ermöglicht eine aktive Verstellung des Radsturzwinkels von bis zu -20° am kurvenäußeren Rad.

Bild 2.12 zeigt ein Piktogramm des Systems „Active Tire Tilt Control“ [1]. Der Radträger (20) wird dabei zweiteilig ausgeführt (21) und (22), wobei die beiden Teile über ein Gelenk (23) im Bereich des oberen Querlenkers (30) miteinander verbunden sind. Als Aktuator kommt ein Hydraulikzylinder (25) zum Einsatz. Ausgelegt auf die großen negativen Sturzwinkel wurde ein neues asymmetrisches Reifenkonzept (3) entwickelt. Der Reifen weist an der Innenflanke einen starken Radius (4) auf, bei dem eine sehr weiche Gummimischung zum Einsatz kommt. Für den Normalbetrieb bei Geradeausfahrt rollt der Reifen auf einer harten Gummimischung (6) ab, was die Laufleistung erhöht und den Rollwiderstand senkt. Im Bremsfall werden beide Radträger auf negativen Sturz gestellt, sodass die weiche

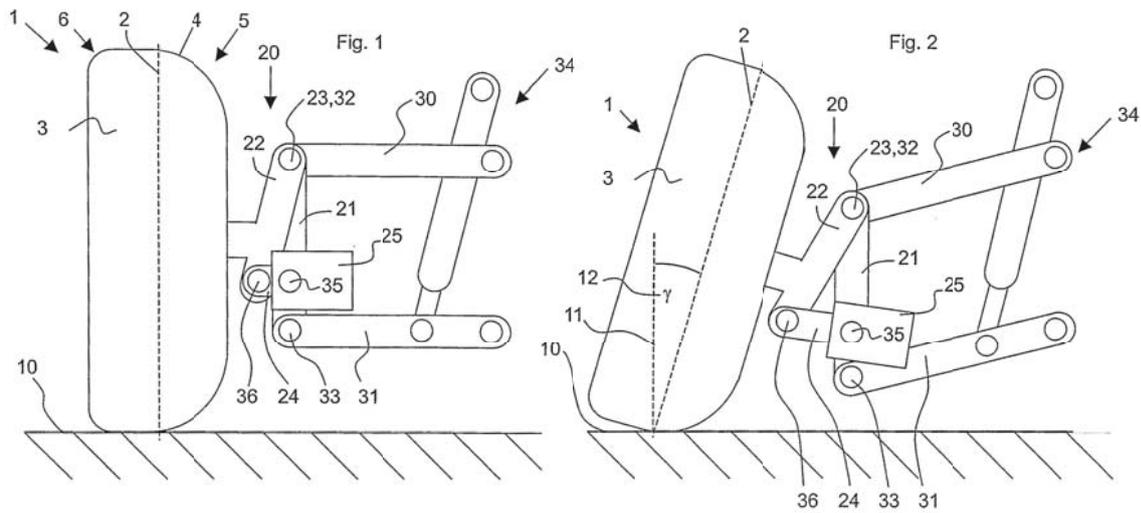


Bild 2.12: Piktogramm des „Active Tire Tilt Control“ Systems des Konzeptfahrzeugs F400 Carving. Der Radträger (20) ist zweigeteilt (21) und (22) und kann das Rad über einen hydraulischen Aktuator (25) bis zu 20° in negative Sturzrichtung schwenken [34], [1].

Gummimischung zum Einsatz kommt. Bei Kurvenfahrt rollt ebenfalls das kurvenäußere Rad auf der reibungsoptimierten Gummimischung ab. Das kurveninnere Rad wird dabei nicht gestürzt, da der Zugewinn an Seitenkraft durch das entlastete Rad minimal wäre. Gleichzeitig müsste ein großer Schwenkraum in Richtung Fahrzeugmitte vorgehalten werden [34]. Durch das Abrollen des Reifens auf der gekrümmten



Bild 2.13: „Active Tire Tilt Control“ System des Konzeptfahrzeugs F400 Carving [36].

Innenflanke des Reifens ergibt sich eine homogene ellipsenförmige Druckverteilung im Reifenlatsch, die einem Motorradreifen ähnelt. Durch diesen Effekt in Kombination mit der weicheren Gummimischung kann mit diesem System das Seitenkraftpotential um 30% gegenüber einem herkömmlichen Reifen gesteigert werden [34]. **Bild 2.13** zeigt das System integriert am Forschungsfahrzeug F400 Carving. Deutlich ist das massive Schwenkgelenk an der Oberseite des Radträgers zu erkennen. Der Hydraulikzylinder befindet sich unterhalb der Raddrehachse und schwenkt mit dem Radträger mit.

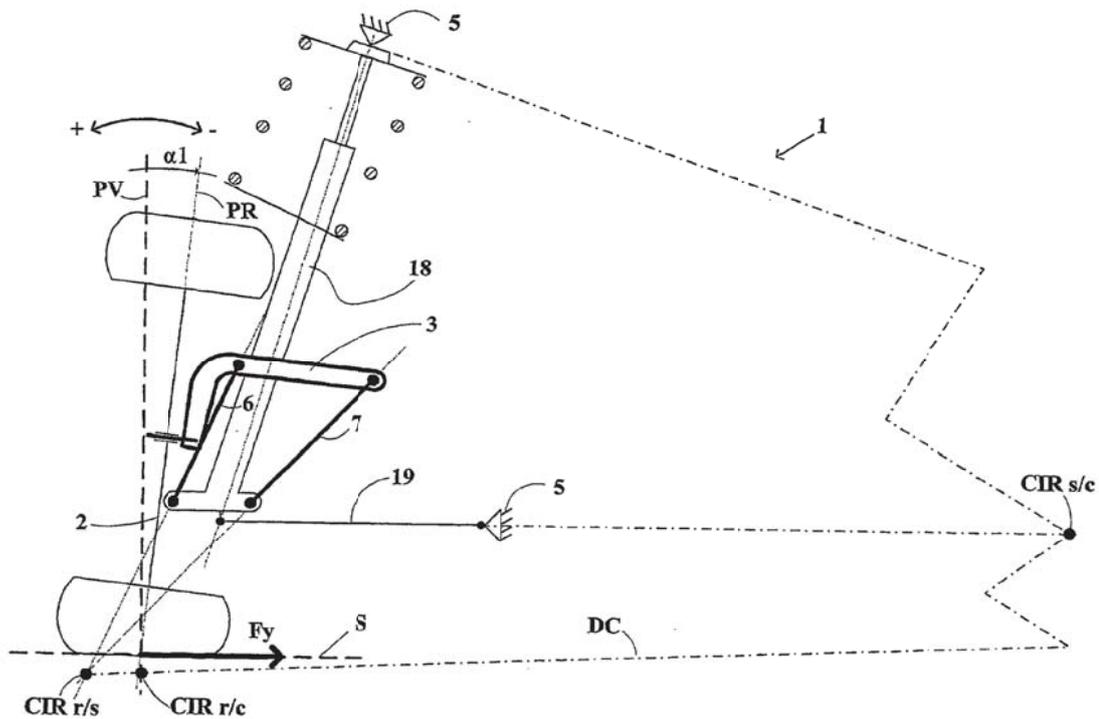


Bild 2.14: „Optimised Contact Patch“ Fahrwerkssystem (OCP) von Michelin. Der Radträger (3) wird mit dem McPherson Federbein (18) über ein Viergelenk (6, 7) verbunden, dessen Momentanpol unterhalb der Fahrbahn liegt [77], [2].

Einen anderen Weg geht der Reifenhersteller Michelin, dessen „Optimised Contact Patch“ Fahrwerkssystem (OCP) die eingangs besprochene Problematik der inhomogenen Druckverteilung in der Reifenaufstandsfläche kompensiert.

Bild 2.14 zeigt ein Piktogramm einer McPherson Vorderachse mit dem OCP-Radträger. Das System beruht auf einem beweglich gelagerten Radträger (3), der über ein Viergelenk (6, 7) mit dem McPherson Federbein (18) verbunden ist. Durch das Viergelenk wird ein Momentanpol (CIR r/s) definiert, der sich unterhalb der Fahrbahn befindet [2].

Durch die Lage des Momentanpols (CIR r/s) erzeugen auftretende Reifenseitenkräfte ein Moment um diesen Pol, das den Reifen veranlasst, sich gegen die Seitenkraft zu stürzen. Dadurch können abhängig von der Krafrichtung negative als auch positive Sturzwinkel umgesetzt werden [2].

Durch das kraftinduzierte Stürzen des Rades wird versucht, die Druckverteilung im Reifen zu egalisieren, was zu einer Erhöhung des Reifenseitenkraftpotentials führt. Neben dieser Potentialerweiterung kann im Vergleich zu einem konventionellen Achssystem bei gleicher Querkraft ebenso die Längskraft erhöht werden [2].

Bild 2.15 zeigt eine konstruktive Umsetzung eines in der Sturzebene beweglichen Radträgers an Vorder- und Hinterachse. Durch die konstruktive Anordnung der Ge-

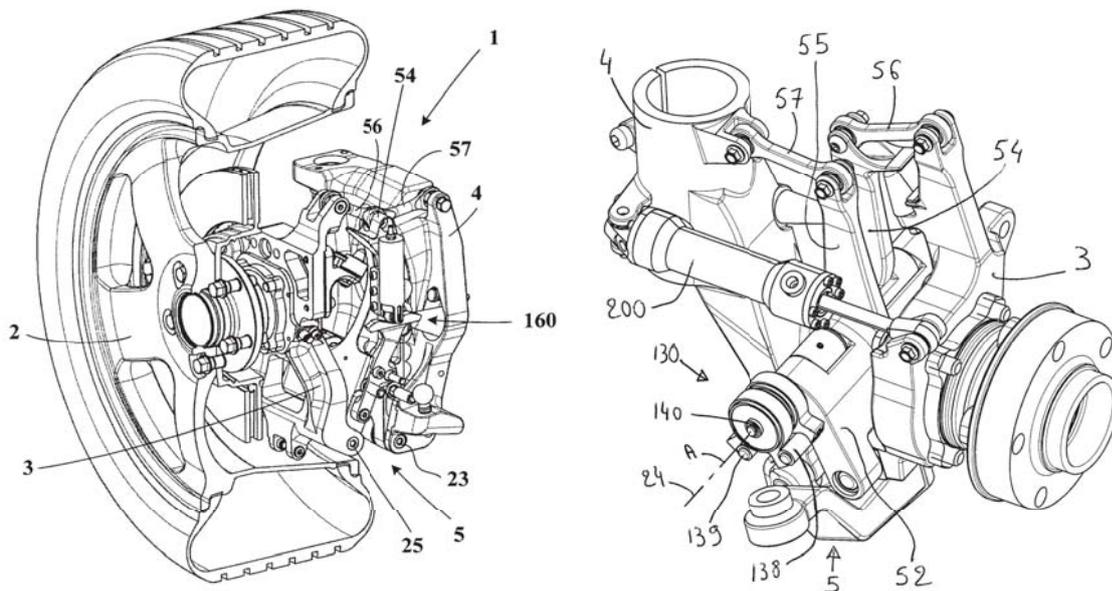


Bild 2.15: Beispiel der konstruktiven Umsetzung der OCP-Fahrwerksystem. Abgebildet sind die Radträger für Vorder- und Hinterachse [5], [77].

lenke befindet sich der Momentanpol unterhalb der Fahrbahn. Ähnliche Konzepte, welche auf einen nahe oder unterhalb der Fahrbahn liegenden Momentanpol beruhen, können unter [31], [3] und [41] nachgelesen werden.

Die bisher genannten Systeme können das Rad nur in einer Dimension verstellen. In [50], abgebildet in **Bild 2.16** wird ein Radträger vorgestellt, welcher die Orientierung des Rades in Spur- und Sturzrichtung aktiv beeinflussen kann. Bei diesem Konzept wird ein Radlager (3) vorgeschlagen, dessen Gehäuse nicht klassischerweise am Radträger verschraubt, sondern in einer Kugelkalotte (7) im Radträger (2) geführt wird. Das System wird mit zwei Linearstellern (10) und (10') betätigt. Diese sind zum einen an einer radträgerfesten Konsole (18) und zum anderen an den Hebeln (9) am Radlager (3) befestigt. Bild 2.16 rechts zeigt das System in der Aufsicht mit den Anbindungspunkten der Linearsteller (11) und (18). Durch die gerichtete Ansteuerung der beiden Zylinder können Spur- und/oder Sturzwinkel radindividuell aktiv eingestellt werden.

Aufgrund der Lage der Bremsscheibe (17) auf der Radnabe (4) muss der Bremssattel ebenfalls mit geschwenkt werden. Dazu wird dieser mit dem mitschwenkenden Radlagerteil verbunden, siehe Bild 2.16 rechts. Durch diese Konfiguration müssen alle auftretenden Bremsmomente über die Linearsteller (10) und (10') abgestützt werden. In [67] wird als Neuerung vorgeschlagen, die Bremsmomente über einen weiteren mechanischen Pfad zu übertragen. Infolgedessen müssen die Linearaktuatoren in [67] nicht das auftretende Bremsmoment abstützen.

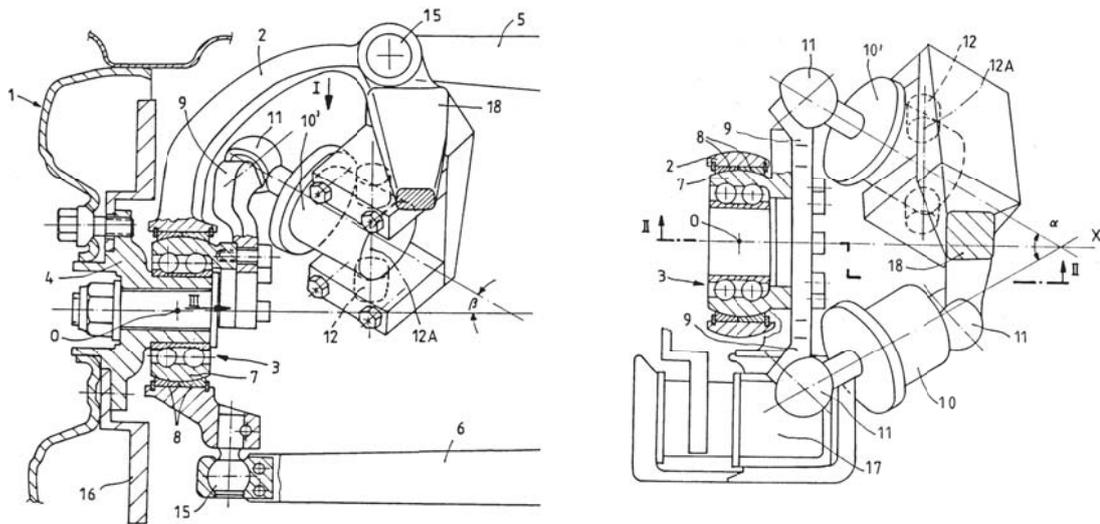


Bild 2.16: Links: Das Radlager des aktiven Radträgers ist über eine Kugelkalotte im Radträger eingefasst. Rechts: Aufsicht des Radträgers, der über zwei Linearaktuatoren angesteuert wird [50].

Ein weiteres Konzept, welches über zwei Linearaktuatoren den Spur- als auch den Sturzwinkel des Rades beeinflussen kann, ist unter [84] aufgeführt.

Neben den klassischen linearen Verstellaktuatoren in Kombination mit Gelenken sind noch andere Konzepte bekannt, die die Orientierung des Rades variabel in Spur- und Sturzrichtung einstellbar machen.

In der Patentschrift aus dem Jahre 1960, abgebildet in **Bild 2.17**, ist eine Achse dargestellt, welche eine Verstellung des Rades durchführen kann. Hierzu werden zwei Zylinder (16) und (20), deren beide Zylinderachsen nicht koaxial laufen sondern einen Pfeilungswinkel zueinander aufweisen, ineinander gesteckt und auf einer Achse (11) gelagert. Das Rad wird in Bild 2.17 drehbar in Form eines Gleitlagers auf dem Zylinder (20) gelagert. Durch gleichzeitige Betätigung der Hebel (22) und (13), die über die Achsen (11) und (15) mit den jeweiligen Zylindern (16) und (22) rotatorisch verbunden sind, führt dies zu einer Drehbewegung beider Zylinder. Durch die simultane gegensinnige Drehbewegung kommt es zu einer Lenkbewegung des Rades, da die Zylinderachsen einen Pfeilungswinkel zueinander aufweisen.

In [9] wird vorgeschlagen, diese Konstruktion an allen vier Rädern anzubringen. Durch eine Verschaltung aller Verdrehhebel soll somit eine Lenkbewegung an allen vier Rädern umgesetzt werden können.

Eine Betriebsbremse ist in Bild 2.17 nicht dargestellt. Falls sich die Bremsscheibe wie bei konventionellen Fahrzeugen auf der Radnabe befindet, muss ein Bremsattel installierbar sein, der ebenfalls mitschwenken und sein Bremsmoment über das Fahr-

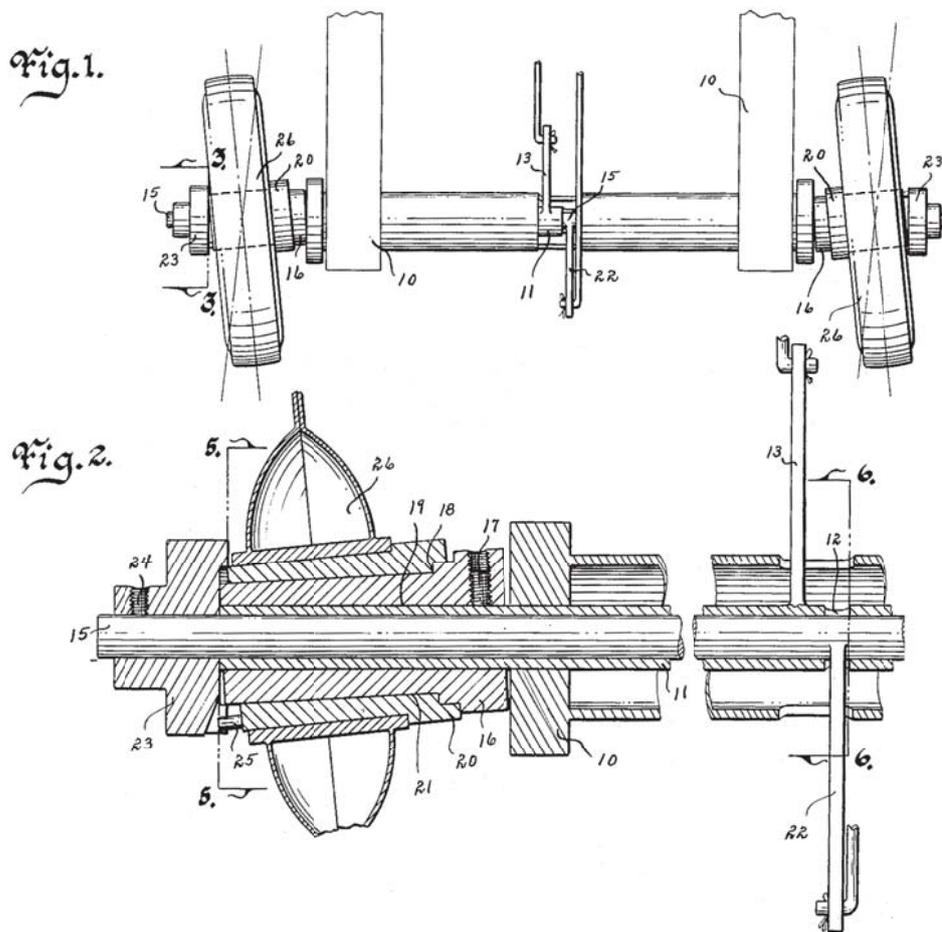


Bild 2.17: Lenkvorrichtung über zwei Zylinder (20) und (16), welche ineinander gelagert auf einer Achse (11) sitzen. Die Achsen der beiden Zylinder weisen dabei einen Pfeilungswinkel zueinander auf. Durch gleichzeitige Rotation der beiden Zylinder über die Hebel (13) und (22) führt dies zur Lenkbewegung des Rades (26), [9].

werk abstützen kann. Dies ist bei dem Konzept aus [9] nicht möglich. Hier müsste der Bremssattel drehbar auf dem Zylinder (20) installiert werden, welcher dann mit dem Rad mitschwenkt und gleichzeitig das Bremsmoment in das Fahrwerk einleitet, was systemimmanent über eine Drehverbindung nicht möglich ist. Weiterhin ist das Konzept aus [9] für gezogene Achsen konzipiert, da ein Antrieb des Rades über ein Kardan- oder Gleichlaufgelenk in dieser Konfiguration nicht möglich ist.

Ein ähnliches Konzept, das ebenfalls auf der Verdrehung von Zylindern beruht, wird in der Patentschrift [53] vorgestellt. In **Bild 2.18** ist ein solches Verstellsystem abgebildet. Der starre Radträger, der am angedeuteten Federbein (37) und Fahrwerkslenker (41) befestigt ist, trägt einen drehbar gelagerten Verstellzylinder (42). Die Rotationsachse des Verstellzylinders (42) ist dabei die Achse A. Die radzugewandte Seite des Zylinders (42) ist nicht rechtwinklig zu der Drehachse A, sondern weist

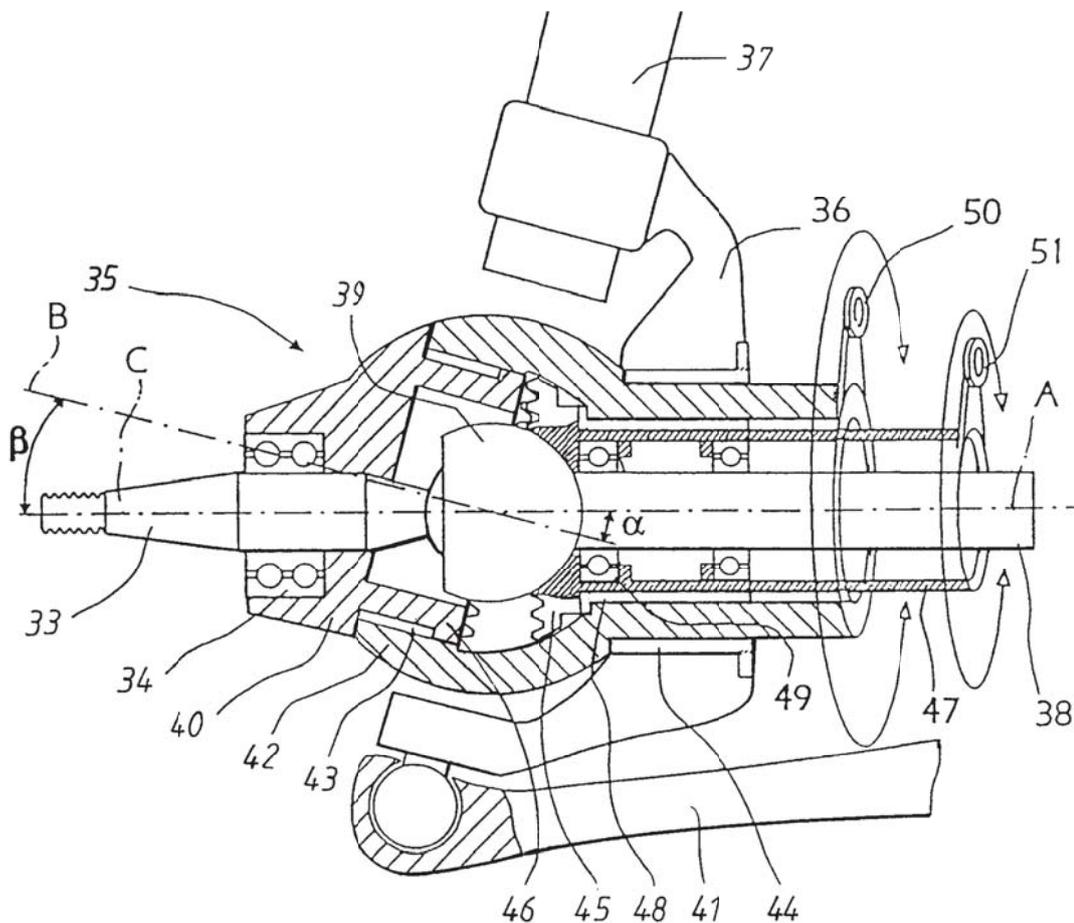


Bild 2.18: Schnitt durch die Verstelleinheit aus [53]: Zylinder (42) ist drehbar im Radträger (36) gelagert, der mit dem Fahrwerkslenker (41) bzw. dem radführenden Dämpfer (37) verbunden ist. Durch Rotation der Zylinder (42) und (40) wird eine Lenkbewegung der Radnabe (33) erzwungen, die über das Radlager (34) mit dem Zylinder (40) gefesselt ist.

einen Schrägungswinkel auf. In dieser angeschrägten Seite des Zylinders befindet sich ein weiterer drehbar gelagerter Verstellzylinder (40) mit der Rotationsachse B. Diese Rotationsachse weist einen Pfeilungswinkel zur Längsachse C des Zylinders (40) auf. Die beiden Winkel sind hier gleich groß gewählt. Zylinder (40) trägt wiederum das Radlager (34), das seinerseits Radnabe (33) aufnimmt. Das Rad ist hier nicht abgebildet und würde auf Nabe (33) sitzen. Rotieren nun die Zylinder (42) und (40) um ihre Rotationsachsen A und B, so kommt es zu einer Schwenkbewegung des Rades. Für eine gerichtete Bewegung müssen dabei beide Zylinder gleichzeitig angesteuert werden. Die Einleitung der Rotationsbewegung des Zylinders (42) erfolgt direkt über einen Hebel (50). Die Ansteuerung des Verstellzylinders (40) erfolgt über eine Zwischenwelle (47), welche mit dem Tellerrad (45) in die stirnseitige Verzahnung des Verstellzylinders (40) greift. Dadurch wird unabhängig von der Schwenkbewegung des Zylinders (40) ein Antreiben gewährleistet. [53] zeigt verschiedene Verstellstra-

tegien auf, wie durch die Lenkbewegung der Räder Einfluss auf das Fahrverhalten genommen werden kann.

Das System ist für angetriebene Achsen ausgelegt. Durch die Verstelleinheit (35) verläuft die Antriebswelle (38), welche über ein Gelenk (39) mit der Radnabe (33) verbunden ist. Das Gelenk liegt dabei im Momentanzentrum der Verstelleinheit (35) und muss dadurch keinen Längenausgleich vollführen. Eine Betriebsbremse ist in Bild 2.18 nicht dargestellt. Wieder ausgehend von einer konventionellen Bremsanlage, müsste sich die Bremsscheibe auf Radnabe (33) befinden. Der Bremsattel müsste mit der Bremsscheibe mitgeführt werden, die kinematisch über das Radlager (34) mit dem Zylinder (40) gekoppelt mitschwenkt. Gleichzeitig müsste das System in der Lage sein, das auftretende Bremsmoment über das Fahrwerk abzustützen. Dies ist bei dem Konzept aus [53] wie auch im Vorfeld im Konzept aus [9] nicht möglich. Hier müsste wiederum der Bremsattel drehbar auf dem Zylinder (40) installiert werden, da dieser bei einer Verstellung rotiert. Gleichzeitig müsste über diese drehbare Lagerung das Bremsmoment in das Fahrwerk eingeleitet werden, was simultan nicht möglich ist. Ein weiteres Konzept, dargestellt in **Bild 2.19**, basiert ebenfalls auf der Verdrehung von zwei Zylindern. Ähnlich wie im vorangegangenen Konzept aus Bild 2.18 trägt der Radträger (3) den darin drehbar gelagerten Verstellzylinder (5). Dieser besitzt an seiner Mantelinnenfläche eine Lagerung (6), die zur Rotationsachse des Zylinders (5) einen Pfeilungswinkel aufweist. An dieser Lagerung (6) ist

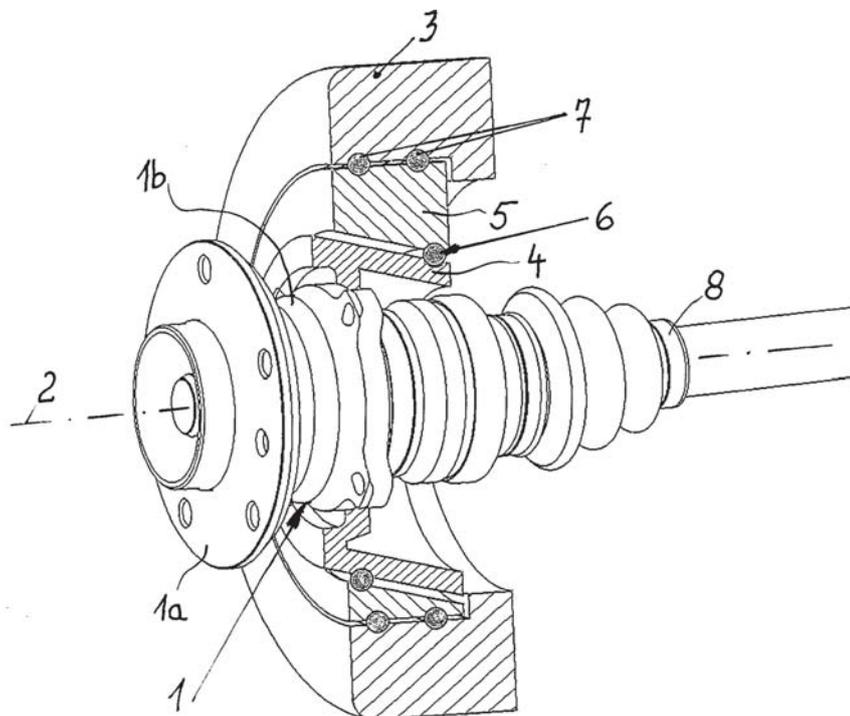


Bild 2.19: Schnitt durch einen mehrteiligen Radträger aus [74].

ein zweiter Verstellzylinder (4) angebracht, der seinerseits die Radlagereinheit (1b) aufnimmt. Die Radnabe 1a ist wiederum drehbar im Radlager (1b) angebunden. Die Antriebswelle (8) verläuft wie in dem Beispiel aus Bild 2.18 durch die Mechanik. Durch Rotation der beiden Zylinder (5) und (4) vollführt die Radnabe eine Schwenkbewegung.

Da dieses Konzept kinematisch mit dem aus Bild 2.18 aus [53] identisch ist, besteht bezüglich der Bremsenanordnung die gleiche Problematik und ist systembedingt in dieser Anordnung nicht möglich.

Im folgenden Kapitel werden nun Anforderungen an eine Verstellmechanik zusammengetragen, die es ermöglicht die Radausrichtung in Spur- als auch in Sturzrichtung zu verändern.

2.4 Spezifikation eines neuen Entwicklungsansatzes

Der Stand der Technik verdeutlicht, dass nur die Hinterachslenkung in heutigen Serienfahrzeugen anzutreffen ist. Systeme, welche z.B. an der Hinterachse aktiv und dynamisch den Spur- und Sturzwinkel verändern können, sind bisweilen nur theoretisch diskutiert und veröffentlicht worden.

Hauptgründe hierfür sind, wie bereits aufgezeigt, folgende nicht erfüllten Punkte:

- Weitgehend packageneutrale Integration im Fahrzeugkonzept
- Mögliche Aktorintegration an Standardachsbauarten
- Verwendung einer Standardbremsanlage
- Einsatz des Aktors an angetriebenen Achsen
- Geringe Komplexität, Kosten und Gewicht des Aktors

Die wichtigste Anforderung an ein solches System ist, dass es in bestehende Fahrzeugkonzepte weitgehend packageneutral integrierbar sein muss. Dies setzt voraus, dass der Aktuator mit heute üblichen Standardachsbauarten verwendet werden kann, da aus Packagesicht sämtliche Fahrzeugkonzepte darauf ausgelegt sind. Bedingung für eine aktive Spur- und Sturzverstellung ist, dass die Radräume für die maximalen Schwenkwinkel des Rades ausgelegt sind. Weiterhin essentiell ist der Einsatz einer Standardbremsanlage am Radträger. Eine Änderung dieses Konzepts, z.B. durch Verlagerung der Bremsanlage hin zum Differential, erzeugt zahlreiche Sekundär- und Tertiäreffekte, die ein sehr hohes zusätzliches Entwicklungsrisiko mit sich bringen. Außerdem muss das aktive System an einer angetriebenen Achse zum Einsatz kommen können. Voraussetzung dafür ist, dass in der Standardkonfiguration das Antriebsmoment ausgehend vom Differential über die Antriebswellen an die Radnaben geleitet werden kann.

Eine geringe Komplexität und gleichzeitige Robustheit stellen ebenso globale Parameter des Aktors dar, wie das Gewicht und die Kosten. Diese werden jedoch individuell je nach einzusetzendem Fahrzeugsegment bewertet und gewichtet.

Für die Entwicklung einer aktiven Verstellereinheit zur Beeinflussung der Radausrichtung in Spur- und Sturzrichtung ergeben sich somit oben genannte Punkte als zwingende Voraussetzung. Für den neuen Entwicklungsansatz werden weiterhin allgemeine Randbedingungen aus dem Stand der Technik und den physikalischen Gegebenheiten vorausgesetzt.

Als maximale Schwenkwinkel werden in Spur-Richtung $\pm 5^\circ$ gefordert. Dabei finden die großen Lenkwinkel an der Hinterachse nur zur Wendekreisreduzierung Anwendung. Aus fahrdynamischer Sicht sind $\pm 2^\circ$ Verstellweg zur signifikanten Änderung des Fahrverhaltens ausreichend, [56].

In Sturz-Richtung ergeben sich je nach Fahrzeugtyp unterschiedliche Wankwinkel und Elastizitäten der Achsen, welche durch den Aktor kompensiert werden müssen. Aus diesem Grund werden hier minimal $\pm 4^\circ$ gefordert, um ausreichend Spielraum zu erhalten.

Die Aktordynamik muss so gewählt werden, dass ein Nachlaufen des Ist-Wertes am späteren Versuchsfahrzeug keine Zweiphasigkeit im Anlenken des Fahrzeuges erzeugt. Als Verstellgeschwindigkeit unter Last wird dabei ein erster Richtwert von $10^\circ/\text{s}$ angestrebt. Dieser Wert muss an einer späteren Vollfahrzeugsimulation validiert werden.

Das Aktorgewicht sollte als Zielgröße möglichst gering ausfallen, da es sich hier um ungedeckelte Massen handelt, welche sich negativ auf den Fahrkomfort auswirken. Der Fokus bei der verwendeten Material- und Technologiewahl soll dabei auf einem eventuellen Serieneinsatz liegen. Dabei gilt abzuwägen, mit welchen Kosten welche Eigenschaften erzeugt werden können.

Vorab muss ein Entwicklungsansatz gefunden werden, der die oben genannten Anforderungen erfüllt. Mithilfe eines morphologischen Kastens, dargestellt in **Bild 2.20**, werden zunächst die unterschiedlichen Teilfunktionen und Attribute eines möglichen Aktuators aufgezeigt. Die Teilfunktionen gliedern sich dabei in: physikalischer Effekt zur Krafterzeugung, Getriebeart zur Wandlung der Kraft und Aktuierungsort. Die weiteren Teilfunktionen beschäftigen sich mit dem Montageort der Bremsscheibe und des Bremssattels sowie mit der Abstützung des resultierenden Bremsmoments. Anhand dieser Teilfunktionen werden verschiedene Lösungsvarianten ermittelt und farblich kodiert in die Matrix eingetragen. Die im Stand der Technik aufgezeigten Aktoren sind als Übersicht ebenfalls eingetragen, auch wenn sie nur eine Verstellrichtung (Spur- oder Sturzwinkel) umsetzen können.

Physikalischer Effekt	Getriebe	Aktuierungsort	Montage des Bremssattels	Montage der Bremsscheibe	Abstützung des Bremsmoments
Hydraulische Druckkraft	Verdrängungs-Zylinder	Hilfsrahmen	Karosserie	Antriebswelle	Karosserie
Reluktanzkraft	Kugelumlaufspindel	Lenkerfußpunkt	Differentialgetriebe	Radlager	Differentialgetriebe
Lorentzkraft	Viergelenk	Fahrwerkslenker	Hilfsrahmen	Radnabe	Hilfsrahmen
Reibungskraft	Kurvengetriebe	Radträger	Radträger	Felge	Fahrwerkslenker
Piezoeffekt	Schrägachsensystem	Radträgerfußpunkt	Radlager		Verstellaktuator
Mechanische Dehnung	Elastische Biegung	Radlager			Radträger
Thermische Dehnung	Hebel	Radnabe			
Quantenmechanische Ausdehnung	Kugelgelenk	Felge			

Bild 2-20: Morphologischer Kasten: In der ersten Zeile sind fett gedruckt die Attribute und in den jeweiligen Spalten die Ausprägungen dargestellt. Die im vorhergehenden Kapitel beschriebenen Konzepte sind farblich codiert: Zentralstarrer Hinterachsstenker aus Bild 2.9 und Bild 2.10 braun; Lenkerfußpunktverstellung aus Bild 2.11 grau; „Active Tire Tilt Control“ aus Bild 2.13 orange; OCP-Fahrwerksystem aus Bild 2.14 und 2.15 rot; Radträger mit schwenkbaren Radlager aus Bild 2.16 blau; Aktiver Radträger über Schrägzyylinder aus Bild 2.17, 2.18 und 2.19 pink. Grün und gelb sind jeweils die zwei neuen Konzepte markiert.

Die Zentralsteller der Hinterachslenkungen aus Bild 2.9 und Bild 2.10 sind zusammengefasst im morphologischen Kasten braun dargestellt. Betätigt werden diese über einen Elektromotor (Lorentzkraft), der mithilfe einer Kugelumlaufspindel den Lenkerfußpunkt der Spurstange verschiebt. Die Bremsscheibe befindet sich an der Radnabe, der Bremssattel am Radträger. Die Bremsmomente werden dabei über den Radträger aufgenommen.

Die direkte Lenkerfußpunktverstellung aus Bild 2.11, grau codiert, wird ebenso über einen Elektromotor angetrieben. Durch die Kugelumlaufspindel und einen Hebel wird der Lenkerfußpunkt verschoben. Die Anbringung der Bremsanlage, als auch die Abstützung der Bremsmomente erfolgt konventionell.

Das „Active Tire Tilt Control“ System aus Bild 2.13, orange eingefärbt, wirkt über die hydraulische Druckkraft an einem Verdrängungszyylinder, der an einem Hebel am Radträger angreift. Es kann eine konventionelle Bremsanlage eingesetzt werden.

Das OCP-Fahrwerksystem aus Bild 2.14 und 2.15, rot kodiert, bezieht seine Verstellkraft aus der Seitenkraft, die am Reifen angreift. Diese führt beim verwendeten Viergelenk zu einer Verstellung am Radträger. Die Bremsanlage kann ebenfalls konventionell ausgeführt werden.

Der Radträger mit schwenkbarem Radlager aus Bild 2.16, blau eingefärbt, wird elektromotorisch angetrieben. Dieses System wird mithilfe einer Kombination aus Kugelumlaufspindel und einem Hebel an einem Kugelgelenk aktuiert. Die Verstellung findet am Radlager statt. Die Montage des Bremssattels erfolgt am mitschwenkenden Teil des Radlagers, die der Bremsscheibe hingegen konventionell an der Radnabe. Das Bremsmoment muss hier über die Verstellaktorik gehalten werden.

Die aktiven Systeme aus den Bildern 2.17, 2.18 und 2.19 sind im morphologischen Kasten pink eingefärbt. Die Verstellung geschieht über einen Elektromotor in Kombination mit einem Schrägachsensystem, dessen Verstellung am Radträger umgesetzt wird. Eine konventionelle Bremsanlage ist bei allen drei Konzepten nicht möglich.

Der morphologische Kasten verdeutlicht, dass die Aktoren aus dem Stand der Technik die eingangs genannten Anforderungen nicht erfüllen.

Um eine konventionelle Bremsanlage verwenden zu können, muss der Bremssattel am Radträger und die Bremsscheibe an der Radnabe befestigt werden können. Idealerweise sollte das Bremsmoment nicht über die Aktorik abgestützt werden. Bild 2.20 zeigt, dass die blau und pink eingefärbten Konzepte dieses nicht erfüllen.

Die hydraulische Aktuierung des orangen Konzeptes wird ebenso nicht favorisiert, da hier ein großer Peripherieaufwand betrieben werden muss (Schlauchverlegung, Hydroaggregat, Druckspeicher, Ventilblock, usw.).

Da das Aktuierungskonzept an allen Standarddachbauarten einsetzbar sein soll, scheiden die braun und grau eingefärbten Systeme ebenfalls aus. Hier werden Lenkerfusspunkte verschoben, wodurch z.B. der Einsatz einer Verbundlenkerachse nicht mehr möglich ist.

Das Konzept mit dem Viergelenk, rot kodiert, ist bereits mit seinem eindimensionalen Verstellfreiheitsgrad sehr bauraumintensiv. Bei der Umsetzung einer Verstellung in Spur- und Sturzrichtung wird dieses Konzept noch größer bauen.

Im morphologischen Kasten sind weiterhin zwei neue Aktorkonzepte farblich hinterlegt. Eine mögliche Aktuierung ist in Bild 2.20 gelb eingefärbt und in **Bild 2.21** näher beschrieben. Dieses neue System basiert auf einem gerichtet elastischen, biegeweichen Radträger (4), der z.B. über Carbon Nanotubes (9) aktuiert wird. Carbon Nanotubes verändern bei Anlegen einer Niedervoltspannung über quantenmechanische Effekte ihre Länge [19]. In Kombination mit dem biegeweichen Radträger (4) kann eine Verstellung in Spur- und Sturzrichtung umgesetzt werden [72].

Der Einsatz einer konventionellen Bremsanlage (in Bild 2.21 aus Übersichtsgründen nicht dargestellt) ist in gewohnter Weise möglich. Dabei wird das Bremsmoment

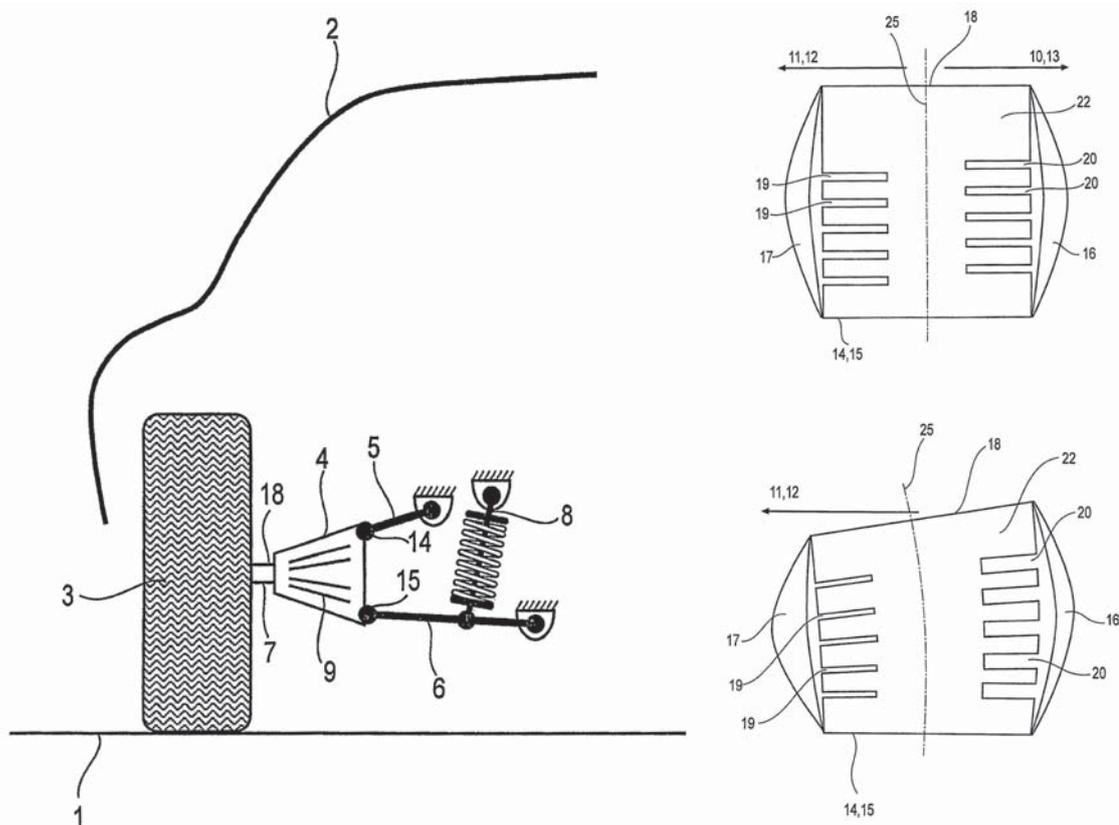


Bild 2.21: Aktiver Radträger bestehend aus gerichtet biegeelastischem Radträger und z.B. Carbon Nanotubes als Aktoren [72].

ohne Belastung der Aktorik über den Radträger abgestützt, da die Richtung des Bremsmoments normal zum Freiheitsgrad des Aktors steht. Der biegeeweiche Radträger kann dabei aus laminiertem Kohlefasergewebe mit integrierten Carbon Nanotubes, oder aus Metall bestehen, welches gewollt strukturell geschwächt (20) wird [72]. Bei dieser Ausführung erfolgt die Verstellung über extern angebrachte Carbon Nanotubes (siehe Bild 2.21 rechts) [72].

Carbon Nanotubes befinden sich jedoch noch im Forschungsstadium und können aufwändig nur in kleinen Mengen unter Laborbedingungen hergestellt werden. Aus diesem Grund wird dieses Konzept nicht weiter verfolgt.

Im morphologischen Kasten von Bild 2.20 ist grün noch ein weiteres Konzept eingezeichnet, das mithilfe von Elektromotoren und einem Schrägachsensystem am Radträger arbeitet, bei dem jedoch eine konventionelle Bremsanlage verwendet werden kann, ohne dass das eingeleitete Bremsmoment über die Aktorik abgehalten werden muss. Aus Konzeptseite erfüllt diese Aktuierung viele der eingangs erwähnten Spezifikationen und Anforderungen. Allerdings können einige Eigenschaften erst beantwortet werden, wenn das Konzept weiter ausdetailliert wird.

Deshalb wird nachfolgend nun auf dieses neuen Aktuatorkonzept eingegangen und dessen Funktionen anhand von Piktogrammen erläutert.

3 Systembeschreibung des neuen Aktors

Im vorangegangenen Kapitel wurden Systeme erläutert, die den Stand der Technik beschreiben. Ziel des neuen Systems ist zum einen, den genannten Spezifikationen gerecht zu werden (aktive und dynamische Spur- und Sturzwinkelverstellung unabhängig vom verwendeten Achssystem) und zum anderen die Umsetzung über ein robustes und einfaches mechatronisches System.

Im Folgenden wird zunächst das neue Aktorkonzept anhand von Piktogrammen erklärt und dessen Integration im Fahrwerk beschrieben. Abgeleitet vom Aktorkonzept erfolgt die Definition der Verstellgrößen des mechatronischen Konzeptes. Im Weiteren werden die systembedingten Herausforderungen der Bremsmomentenabstützung und der Aktuierung des mechatronischen Systems beschrieben und deren technische Lösungen aufgezeigt.

3.1 Schrägachsensystem als Verstellmechanismus

Das neue Aktorkonzept, das eine Verstellung von Spur- und Sturzwinkel zulässt und gleichzeitig unabhängig vom Achssystem ist, basiert auf einem aktiven Radträger. Bei gewöhnlichen Achssystemen wird das Rad über den Radträger geführt. Der Radträger wiederum ist - abhängig vom Achssystem - beweglich oder starr an die Fahrwerkslenker gebunden, welche sich ihrerseits am Fahrzeug abstützen, siehe **Bild 3.1** links, [56].

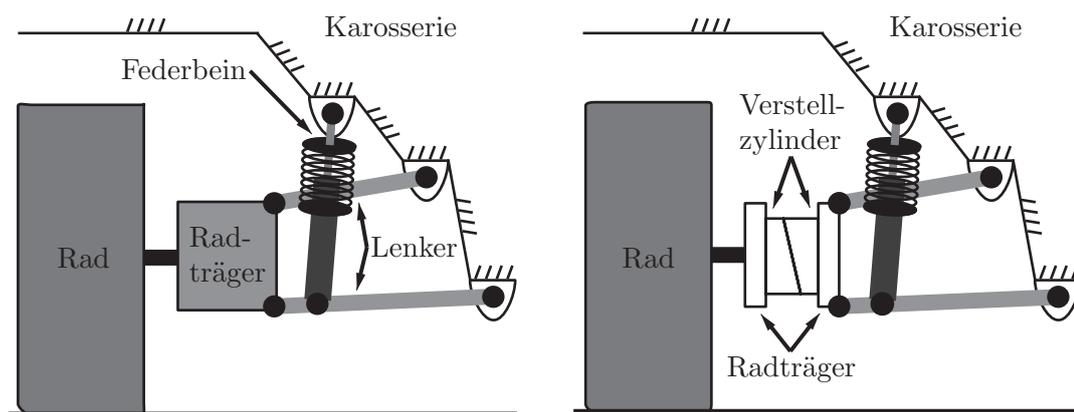


Bild 3.1: Links: Konventionelle Achskonstruktion (Doppelquerlenker-Achse), bestehend aus Rad, Radträger, Fahrwerkslenkern, Federbein und Fahrwerksanbindungspunkten an der Karosserie; Rechts: Der passive Radträger wird durch einen zweiteiligen aktiven Radträger ersetzt. Zwischen den beiden Radträgerhälften werden zwei Verstellzylinder integriert, die zueinander einen rotatorischen Freiheitsgrad besitzen [66], [73], [61], [56].

Bei dem neuen Aktorkonzept wird der starre Radträger in zwei Hälften, nämlich einen radseitigen und einen achsseitigen Radträger aufgeteilt. Der radseitige Radträger trägt dabei über ein Radlager die Radnabe, an die das Rad angebunden ist. Der achsseitige Radträger ist wiederum an die Fahrwerkslenker gebunden. Zwischen den beiden Radträgerhälften werden zwei Verstellzylinder integriert, wobei jeder dieser Zylinder zwei Drehachsen besitzt, siehe Bild 3.1 rechts [66], [73], [61], [56].

Der aktive Radträger auf der rechten Seite des Bildes 3.1 ist zum besseren Verständnis in **Bild 3.2** räumlich dargestellt. Zu erkennen sind die beiden Radträgerhälften und die zwei Zylinder mit jeweils einer zur Zylinderlängsachse koaxialen Drehachse. Jeder dieser Drehachsen ist eine korrespondierende Radträgerhälfte zugeordnet, [56].

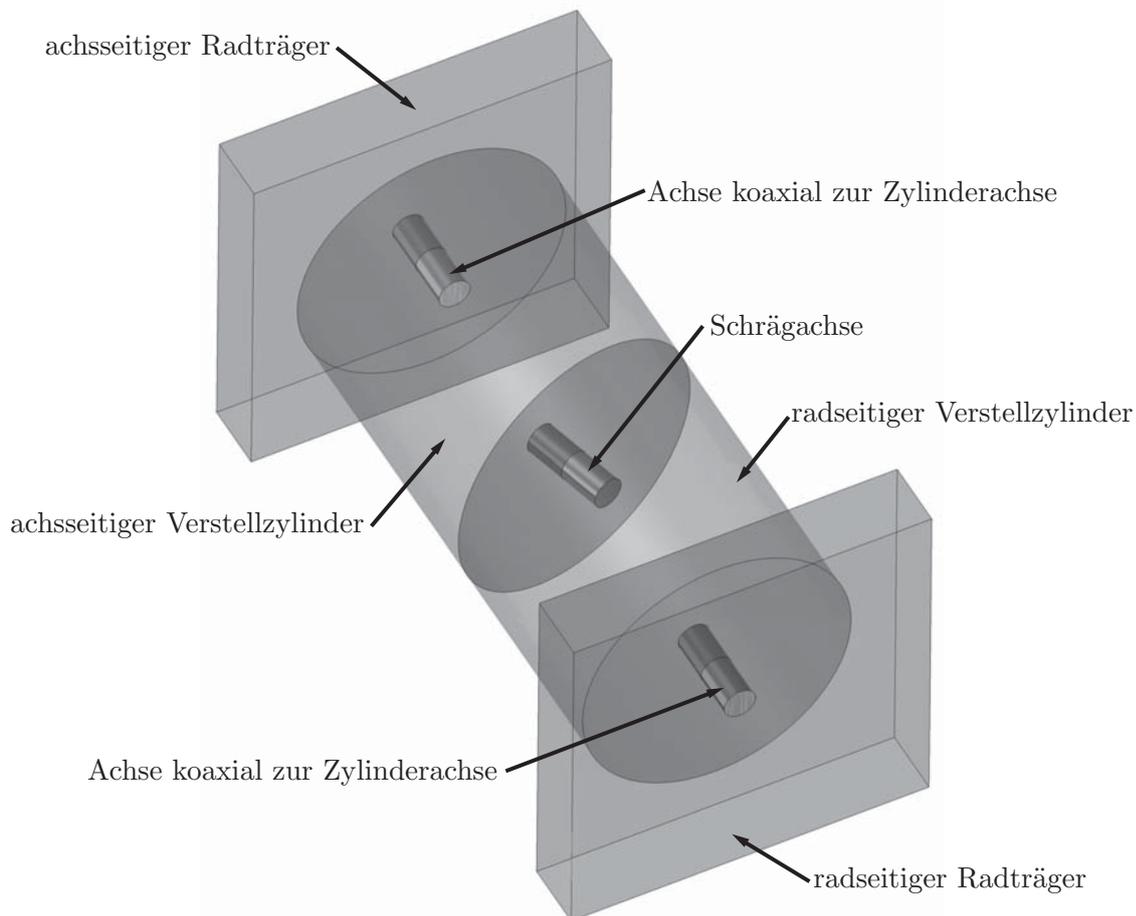


Bild 3.2: Dreidimensionales Piktogramm des aktiven Radträgers aus Bild 3.1. Dargestellt sind der achsseitige bzw. radseitige Radträger und die beiden Verstellzylinder. Die Verstellzylinder sind jeweils mit der korrespondierenden Radträgerhälfte über eine zur Zylinderachse koaxialen Drehachse miteinander verbunden. Die beiden Verstellzylinder sind über eine Drehachse (Schrägachse) zueinander gekoppelt, die jedoch einen Pfeilungswinkel zu den anderen Drehachsen aufweist [66], [73], [61], [56].

Die beiden Verstellzylinder können über eine schräge Achse gegeneinander verdreht werden, [56].

Dieser Aufbau unterscheidet sich signifikant zu den Patentschriften [9], [53] und [74], dargestellt in den Bildern 2.17, 2.18 und 2.19. Bei diesen Konzepten nimmt der radseitige Verstellzylinder das Radlager auf, welches das Rad über die Radnabe koppelt. Bei dem neuen Aktorkonzept, dargestellt in Bild 3.2, koppelt der radseitige Verstellzylinder mit dem radseitigen Radträger. Der radseitige Radträger nimmt dabei das Radlager auf, welches wiederum das Rad über die Radnabe drehbar lagert (in Bild 3.2 aus Übersichtsgründen nicht dargestellt). Diese Teilung des passiven Radträgers in zwei Hälften -einem achsseitigen und einem radseitigen Radträger- ermöglicht erst die notwendige Bremsmomentenabstützung, welche später in diesem Kapitel detailliert erläutert wird.

Erfährt nun der radseitige Verstellzylinder eine Rotationsbewegung um die mittlere Drehachse, siehe **Bild 3.3** links, so schwenkt der Zylinder aufgrund der schrägen Rotationsachse aus. Dabei wird der radseitige Radträger gegenüber dem achsseitigen Radträger ausgelenkt, [56].

Durch diese Rotation erfolgt eine gekoppelte Verstellung des Radträgers in Spur- und Sturzrichtung. Um eine entkoppelte Bewegung des Rades in Spur- und Sturzrichtung umsetzen zu können, muss zusätzlich zu der radseitigen Zylinderrotation der achsseitige Zylinder gedreht werden, siehe Bild 3.3 rechts, [56].

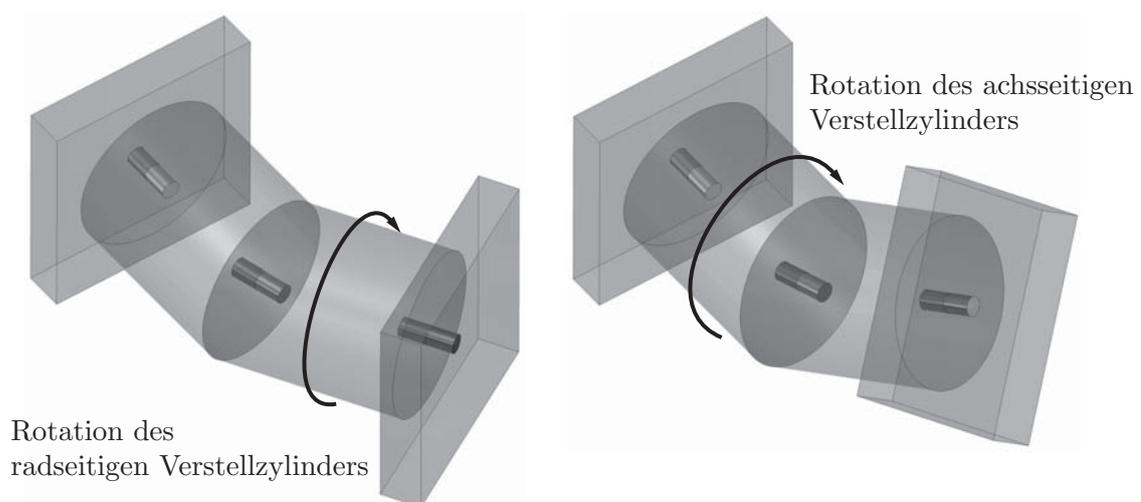


Bild 3.3: *Dreidimensionales Piktogramm des aktiven Radträgers. Durch unabhängige Rotationen der beiden Verstellzylinder kann der radseitige Radträger gegenüber dem achsseitigen Radträger in Spur- und Sturzrichtung entkoppelt ausgelenkt werden [66], [73], [61], [56].*

Durch die gleichzeitige Betätigung der beiden Verstellzylinder können die Radträgerhälften innerhalb der geometrischen Grenzen frei in jede Raumrichtung (Spur- und Sturzwinkel) ausgelenkt werden, [56].

Der aktive Radträger muss die Betriebsbremse aufnehmen und die im Betrieb auftretenden Bremsmomente abstützen können, was im folgenden Kapitel näher erläutert wird.

3.2 Bremsmomentenabstützung

Der aktive Radträger stellt in Spur- und Sturzrichtung ein variables Bindeglied zwischen der Radnabe und den Fahrwerkslenkern dar. Der Bremssattel wird bei einer passiven Achskonstruktion auf dem Radträger montiert. Bei Betätigung der Bremse muss das eingeleitete Bremsmoment dabei vom Radträger über die Fahrwerkslenker am Fahrzeug abgestützt werden. Für ein Fahrzeug der Mittelklasse können so typischerweise an der Hinterachse Bremsmomente im Bereich von $\sim 1600 \text{ Nm}$ auftreten, [56].

Dieses sehr hohe Bremsmoment müsste von der Aktorik des aktiven Radträgers abgestützt werden, siehe **Bild 3.4** links. Da dies aus elektromechanischer Sicht nicht möglich ist, kommt ein Kardangelenk zum Einsatz, das zum aktiven Radträger parallel geschaltet ist [54], [55], [56]. Das Kardangelenk koppelt die beiden Radträgerhälften rotatorisch miteinander, siehe Bild 3.4 rechts und sperrt den Drehfreiheitsgrad,

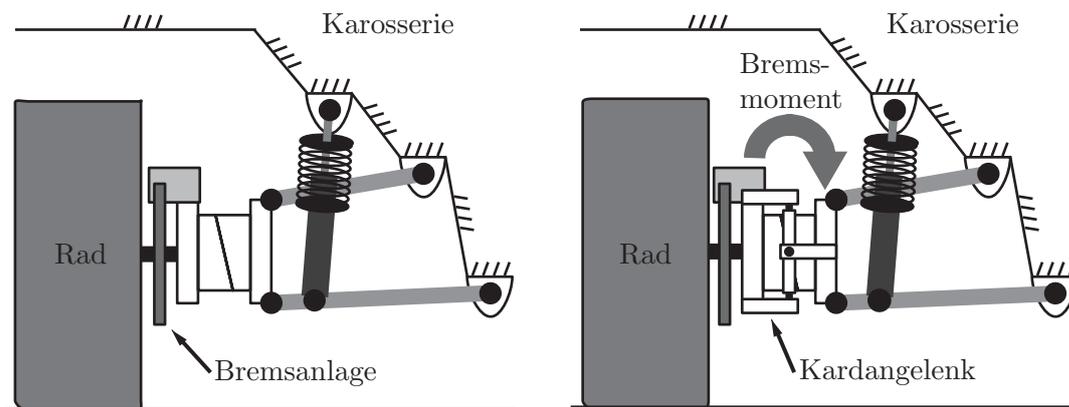


Bild 3.4: Links: Aktiver Radträger mit Bremsanlage bestehend aus Bremsscheibe und Bremssattel; Rechts: Zum aktiven Radträger wird ein Kardangelenk parallel geschaltet, das das auftretende Bremsmoment vom radseitigen Radträger auf den achsseitigen Radträger überträgt [54], [55], [56].

über den das Bremsmoment abgestützt wird. Gleichzeitig bleiben die Drehfreiheitsgrade in Spur- und Sturzrichtung erhalten. Möglich macht diese Parallelschaltung von Kardangelenken und Verstellzylinder die Lage ihrer Momentanpole. Diese sind beide in Deckung und befinden sich lokal auf Höhe des Kardansterns, der in Bild 3.4 als Kardanring ausgeführt ist, [56].

Das Kardangelenken kann über diese zusätzliche Kopplung zum gegenseitigen Vorspannen des Radträgerverbandes verwendet werden [71], [55], [56]. Dadurch ist es möglich den aktiven Radträger mit einfach wirkenden Lagern zwischen den Verstellzylindern aufzubauen.

Allgemeine Informationen zu Kardangelenken können in [76] nachgelesen werden.

Eine alternative Möglichkeit, die beiden Radträgerhälften bei gleichzeitiger Entkopplung in Spur- und Sturzrichtung rotatorisch miteinander zu fesseln, bieten Metallbälge. Diese besitzen bei großen Durchmessern trotz der dünnen Wandstärken ein ausreichendes Flächenträgheitsmoment, um auch höchste Bremsmomente übertragen zu können. Gleichzeitig ist die Balgstruktur biegeweich und ermöglicht dadurch wiederum das Verschwenken des Rades in Spur- und Sturzrichtung. Eine detaillierte Beschreibung des aktiven Radträgers mit Bremsmomentenabstützung über einen Metallbalg ist unter [54] und [55] erläutert.

Nachteilig an dieser Variante der Bremsmomentenabstützung ist, dass das Verstellsystem nicht wie bei dem Kardangelenken über den Metallbalg vorgespannt werden kann. Dadurch müssen die Lagerstellen der Verstellzylinder doppelreihig ausgeführt werden, um auftretende Zug-Druck-Kräfte in axialer Richtung abstützen zu können. Durch die Duplizierung der Lagerstellen kann das System in axialer Richtung länger bauen, weswegen die Bremsmomentenabstützung über das Kardangelenken favorisiert wurde.

Im nächsten Abschnitt wird nun näher auf die Aktuierung der beiden Verstellzylinder eingegangen, die es ermöglichen, im Fahrbetrieb die Radausrichtung aktiv und dynamisch zu verändern.

3.3 Antrieb des Schrägachsensystems

Der Systemverbund der beiden Radträgerhälften mit ihren jeweiligen Rotationszylindern und Kardangelenken zur Bremsmomentenabstützung stellt das Grundsystem des aktiven Radträgers dar. Da die beiden Verstellzylinder nicht statisch, sondern vielmehr dynamisch, abhängig von der hinterlegten Regelstrategie betätigt werden, müssen diese unabhängig voneinander einstellbar sein.

Die Aktuatoren müssen mit ihrer Stelleistung in der Lage sein, alle auftretenden Reaktionskräfte, induziert durch Seiten-, Längs- und Normalkräfte am Rad abstützen zu können. Diese wirken als Reaktionsmomente an den Rotationszylindern und können von Standard-Elektromotoren in dem geringen zur Verfügung stehenden Bauraum nicht abgestützt werden. Aufgrund dessen ist eine Übersetzungsstufe notwendig, die es ermöglicht, das hohe Momentenniveau zu senken. Wie eine mögliche Lösung mit Reduktionsgetriebe aussehen kann, zeigt **Bild 3.5** [54], [55], [56]. Dargestellt sind die Verstellzylinder und die korrespondierenden Radträgerhälften, die über ihre Kardangabeln und Kardangelenkbolzen am Kardanring miteinander verbunden sind. An jeder Radträgerseite befindet sich ein Elektromotor (aus Übersichtsgründen ist in Bild 3.5 nur ein Elektromotor abgebildet), der mit seinem Antriebsritzel in dem korrespondierenden Abtriebszahnrad am Verstellzylinder eingreift. Die Motoren werden dabei so angeordnet, dass diese den jeweiligen Freiraum, der sich 90° zur Kardangabel ergibt, für den Verzahnungseingriff nutzen können, [56].

Abhängig von der Dimensionierung der Zahnradpaarung kann somit die Übersetzung des Systems gesteuert werden. Der radseitige Antriebsmotor schwenkt bei der

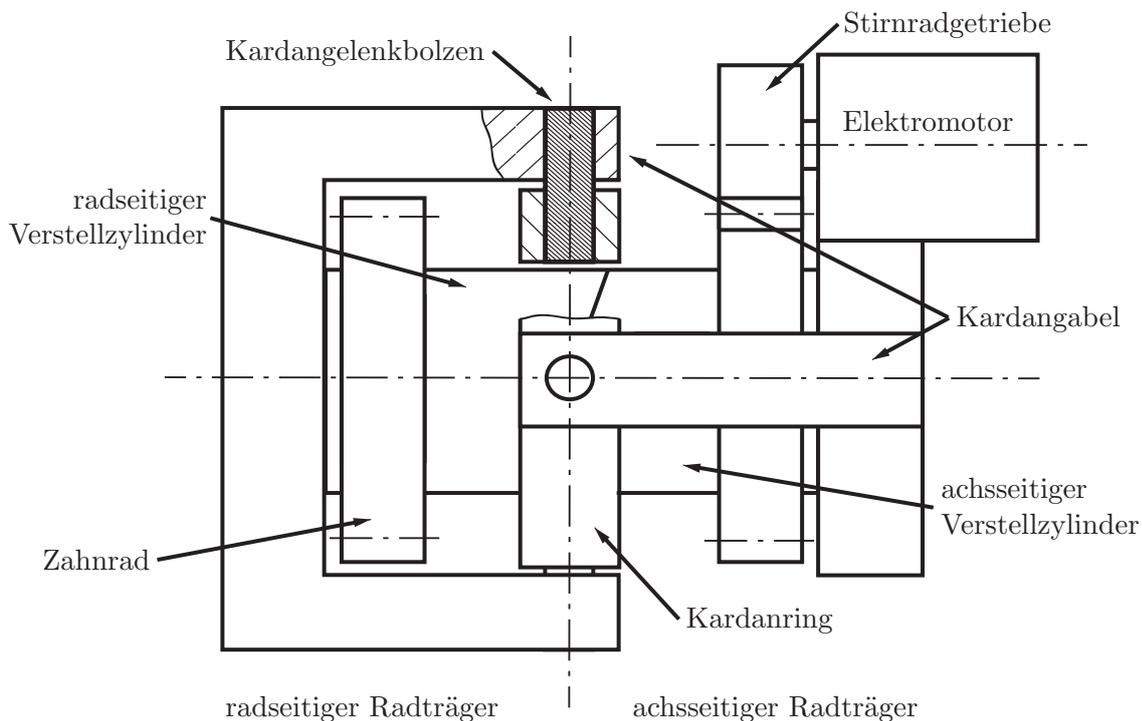


Bild 3.5: Piktogramm des Schrägachsensystems, bestehend aus radseitigen und achsseitigen Verstellzylinder und korrespondierenden Radträgerhälften mit Kardangelenkgabeln, die mithilfe des Kardanrings und den Kardangelenkbolzen miteinander verbunden sind. Jeder Verstellzylinder weist ein Zahnrad auf, in das jeweils ein an der jeweiligen Radträgerhälfte fest installierter Elektromotor eingreift (aus Übersichtgründen ist nur ein Motor abgebildet) [54], [55], [56].



Verstellbewegung des Radträgers mit, dabei muss gewährleistet sein, dass dieser in jeder möglichen Radträgerposition nicht mit anderen Bauteilen kollidieren kann, [56].

Eine weitere Möglichkeit, das Schrägachsensystem anzutreiben, kann unter [59] und [60] nachgelesen werden. Dort wird ein Planetengetriebe verwendet, bei dem das Hohlrads als Antrieb über einen Scheibenmotor fungiert und das Sonnenrad als Abtrieb dient. Der Planetenträger ist fest mit der jeweiligen Radträgerhälfte verbunden und ermöglicht so in Verbindung mit den vier Planeten den Durchgriff durch die Kardangabeln.

4 Geometrische Herleitung der Winkelzusammenhänge

In den folgenden Kapiteln wird auf die geometrischen Herleitungen der Aktorik näher eingegangen. Im Bereich der Robotik unterscheidet man zwischen einer Vorwärtsberechnung und einer Rückwärtsberechnung. Dabei beschreibt die Vorwärtsberechnung abhängig von den eingestellten Winkeln der Servomotoren die Position eines Manipulators im Raum. In Analogie des aktiven Radträgers kommt dies einer Winkelvorgabe der beiden Stellzylinder gleich, wobei die Position des Rades im Raum daraus berechnet werden kann. Die Rückwärtsberechnung indes beschreibt die beiden Winkel der Stellzylinder abhängig von der Raumposition des Rades [56].

Zur Visualisierung der Aktorik kommt eine vereinfachte Darstellung zur Anwendung, die es ermöglicht, das gesamte Problem auf Drehungen von elementargeometrischen Körpern wie Geraden, Ebenen und Punkten zu reduzieren [56]. In der Robotik werden diese meist über Quaternionen oder homogene Koordinaten berechnet und vereinfachen bzw. verkürzen den Rechengang [27], [22]. Zum besseren Verständnis der Raumbewegungen des Aktors werden die folgenden Herleitungen bewusst im kartesischen oder Kugelkoordinatensystemen durchgeführt, da geometrische Deutungen bei Quaternionen oder homogenen Koordinaten schwer durchzuführen sind [27].

Die vereinfachte Darstellung des in Kapitel 3 beschriebenen Aktormodells substituiert die Verstellzylinder und deren Drehgelenke als Geraden, Vektoren und Punkte im Raum, siehe **Bild 4.1**. Auf der linken Seite ist zum besseren Verständnis das dreidimensionale Piktogramm und auf der rechten Seite das substituierte Aktormodell dargestellt. Abgebildet sind der achsseitige Verstellzylinder \vec{a} , der radseitige Verstellzylinder \vec{r} und die Schrägachse \vec{s} [56].

Das zur achseitigen Radträgerhälfte ortsfeste Koordinatensystem befindet sich mit seinem Ursprung im Momentanpol der Aktorik. Die beiden Radträgerhälften werden in dem substituierten Modell nicht übernommen, da das Koordinatensystem als Referenz dient. In der Ausgangslage liegen die Vektoren \vec{a} und \vec{r} in der y-Achse und der Schrägachsenvektor \vec{s} in der x-y-Ebene. Der Schrägachsenvektor \vec{s} weist dabei zur y-Achse einen Pfeilungswinkel Γ auf [56].

An der Spitze des radseitigen Verstellzylinders \vec{r} befindet sich ein Punkt P_r . Durch Rotation der beiden Verstellzylinder geht der Punkt P_r in den Punkt P_r^{**} über. Die Auslenkung des radseitigen Verstellzylinders \vec{r} und somit des radseitigen Radträgers wird in eine relative Spur- und Sturzwinkeländerung aufgeteilt. Der relative Spurwinkel δ_{rel} beschreibt den eingeschlossenen Winkel zwischen der y-Achse und der

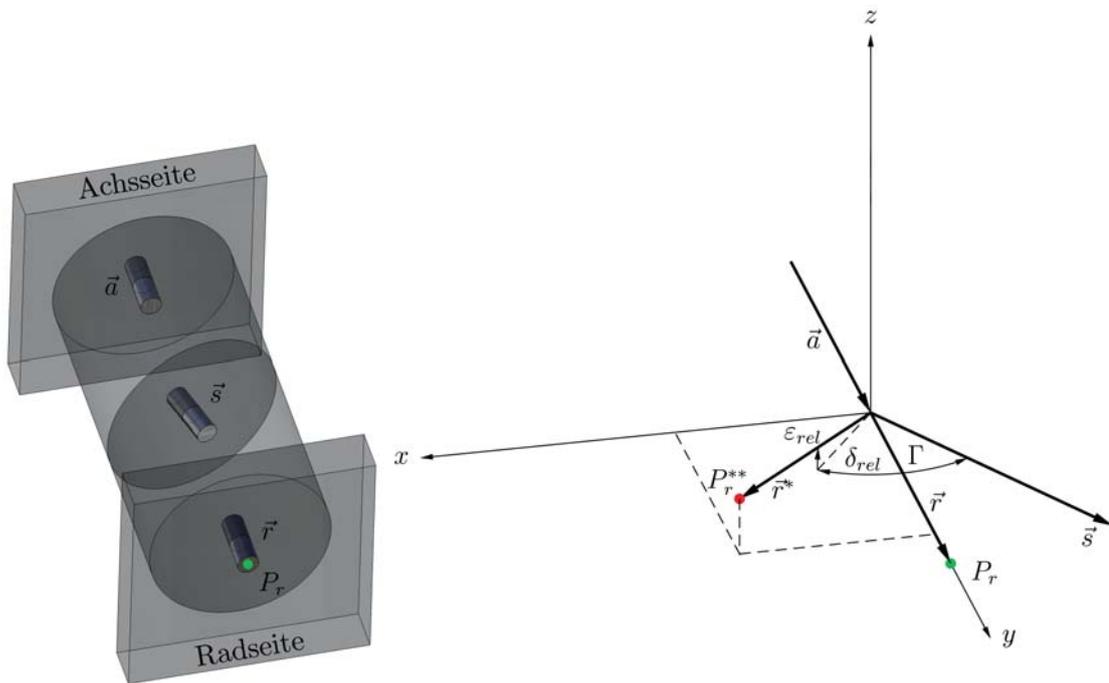


Bild 4.1: Dreidimensionales Piktogramm und substituiertes Aktormodell zur Darstellung des achsseitigen Verstellzylinders \vec{a} , des radseitigen Verstellzylinders \vec{r} und der Schrägachse \vec{s} . Das zum Radträger ortsfeste Koordinatensystem liegt mit dem Koordinatenursprung im Momentanpol der Aktorik, wobei die x -Achse in Fahrtrichtung und die y -Achse in Richtung Rad zeigt (abgebildet ist die linke Fahrzeugseite). Die Vektoren \vec{r} und \vec{a} liegen in ihrer Ausgangsposition in der y -Achse. Der Schrägachsenvektor \vec{s} befindet sich in der x - y -Ebene und weist einen Pfeilungswinkel Γ zur y -Achse auf. An der Spitze von Vektor \vec{r} befindet sich der Punkt P_r , der durch Rotation der Verstellzylinder in den Punkt P_r^{**} übergeht und um einen relativen Spur- und Sturzwinkel δ_{rel} und ε_{rel} ausgelenkt wird [56].

Projektion des ausgelenkten Vektors \vec{r}^* in die x - y -Ebene. Der relative Sturzwinkel ergibt sich aus dem Winkel zwischen der x - y -Ebene und dem ausgelenkten Vektor \vec{r}^* . Diese Winkel werden als positiv definiert, wenn sie in mathematisch negativer Richtung drehen, um der Vorzeichenkonvention der Norm DIN 70000 „Fahrer- und Fahrverhalten“ [10] gerecht zu werden. Bei dem Systemverbund aktiver Radträger und hinterlagerter Achse addieren sich die relativen Spur- und Sturzwinkel des Aktors zu den Spur- und Sturzwinkeln des achsseitigen Radträgers der Achse [56].

Für das allgemeine Verständnis der Aktorik und zur Visualisierung der Aktorbewegungen werden zunächst die Herleitungen der Abbildungen $f : \mathbb{R}^2 \rightarrow \mathbb{R}, (\chi, \xi) \mapsto \varepsilon_{rel}(\chi, \xi)$ und $g : \mathbb{R}^2 \rightarrow \mathbb{R}, (\chi, \xi) \mapsto \delta_{rel}(\chi, \xi)$ erläutert. Der Winkel χ ist dabei der Winkel zwischen dem achsseitigen Verstellzylinder und dem achsseitigen Radträger. Der Winkel zwischen den beiden Verstellzylindern wird als Winkel ξ definiert. Für die Aktoransteuerung sind die Abbildungen der Vorwärtsrechnung

$h : \mathbb{R}^2 \rightarrow \mathbb{R}, (\chi, \theta) \mapsto \varepsilon_{rel}(\chi, \theta)$ und $i : \mathbb{R}^2 \rightarrow \mathbb{R}, (\chi, \theta) \mapsto \delta_{rel}(\chi, \theta)$ und die Abbildung der Rückwärtsberechnung relevant. Der Winkel θ entspricht dem Winkel zwischen dem radseitigen Verstellzylinder und dem radseitigen Radträger. Die Rückwärtsberechnung gliedert sich in folgende Schritte $j/j' : \mathbb{R}^2 \rightarrow \mathbb{R}, (\varepsilon_{rel}, \delta_{rel}) \mapsto \chi/\chi'(\varepsilon_{rel}, \delta_{rel})$, $k : \mathbb{R}^3 \rightarrow \mathbb{R}, (\varepsilon_{rel}, \delta_{rel}, \chi/\chi') \mapsto \xi(\varepsilon_{rel}, \delta_{rel}, \chi/\chi')$ und $l : \mathbb{R}^4 \rightarrow \mathbb{R}, (\varepsilon_{rel}, \delta_{rel}, \chi/\chi', \xi) \mapsto \theta(\varepsilon_{rel}, \delta_{rel}, \chi/\chi', \xi)$.

4.1 Herleitung der Vorwärtsberechnung über die Winkel χ und ξ

Wie in der Einleitung dieses Kapitels erläutert, wird nun auf die Abbildungsvorschrift $f : \mathbb{R}^2 \rightarrow \mathbb{R}, (\chi, \xi) \mapsto \varepsilon_{rel}(\chi, \xi)$ und $g : \mathbb{R}^2 \rightarrow \mathbb{R}, (\chi, \xi) \mapsto \delta_{rel}(\chi, \xi)$ eingegangen. Die Vorwärtsberechnung dient dazu, ein besseres Verständnis für die Raumbewegungen des Aktors zu erlangen und dessen Bewegungen interpretieren zu können. In **Bild 4.2** ist die Ausgangsposition der Aktorik dargestellt. Der radseitige Verstellzylinder \vec{r} und der achsseitige Verstellzylinder \vec{a} liegen in der y-Achse. Für die Berechnung der relativen Spur- und Sturzwinkel sind die wahren Längen der Verstellzylinder nicht relevant und werden deshalb als Einheitsvektoren dargestellt:

$$\vec{r} = \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix} \quad [\text{Gl. 4.1}]$$

$$\vec{a} = \begin{pmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \end{pmatrix} \quad [\text{Gl. 4.2}]$$

Weiterhin wird ein dritter Vektor \vec{s} eingeführt, der die schräge Drehachse darstellt und in seiner Ausgangsposition in der x-y-Ebene liegt:

$$\vec{s} = \begin{pmatrix} -\sin \Gamma \\ \cos \Gamma \\ 0 \end{pmatrix} \quad [\text{Gl. 4.3}]$$

Erfolgt nun eine Rotationsbewegung des achsseitigen Verstellzylinders um den Winkel χ , so werden die Vektoren \vec{r} und \vec{s} um die y-Achse gedreht. Da der Vektor \vec{r} in der y-Achse liegt und um diese gedreht wird, bleibt der Vektor \vec{r} von der Rotation

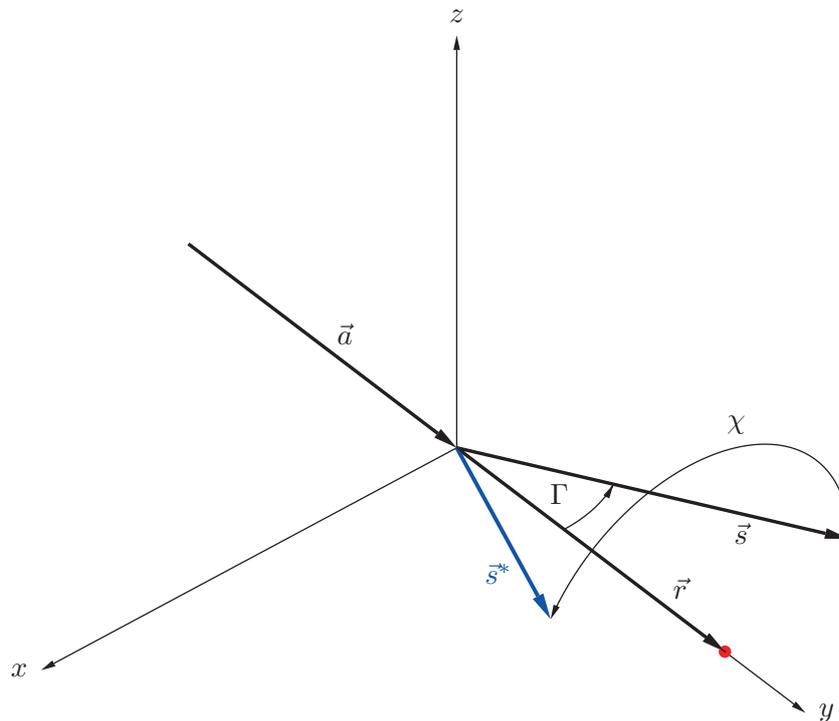


Bild 4.2: Substituiertes Aktormodell zur Darstellung der Drehung um den Winkel χ . Der Koordinatenursprung liegt im Momentanpol zwischen dem achsseitigen Verstellzylinder \vec{a} und radseitigen Verstellzylinder \vec{r} . Die Schrägachse \vec{s} liegt in der x - y -Ebene und wird durch Rotation mit dem Winkel χ um die y -Achse in den gedrehten Schrägachsenvektor \vec{s}^* übergeführt.

unangetastet. Die Rotation im dreidimensionalen euklidischen Raum wird mit der Drehmatrix \mathbf{V}_y um die y -Achse umgesetzt:

$$\mathbf{V}_y = \begin{bmatrix} \cos \chi & 0 & \sin \chi \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \chi & 0 & \cos \chi \end{bmatrix} \quad [\text{Gl. 4.4}]$$

Durch Rotation wird der ursprüngliche Vektor \vec{s} in den gedrehten Vektor \vec{s}^* aus Gleichung 4.6 übergeführt (siehe Bild 4.2).

$$\vec{s}^* = \mathbf{V}_y \cdot \vec{s} \quad [\text{Gl. 4.5}]$$

$$\vec{s}^* = \begin{pmatrix} -\cos \chi \sin \Gamma \\ \cos \Gamma \\ \sin \chi \sin \Gamma \end{pmatrix} \quad [\text{Gl. 4.6}]$$

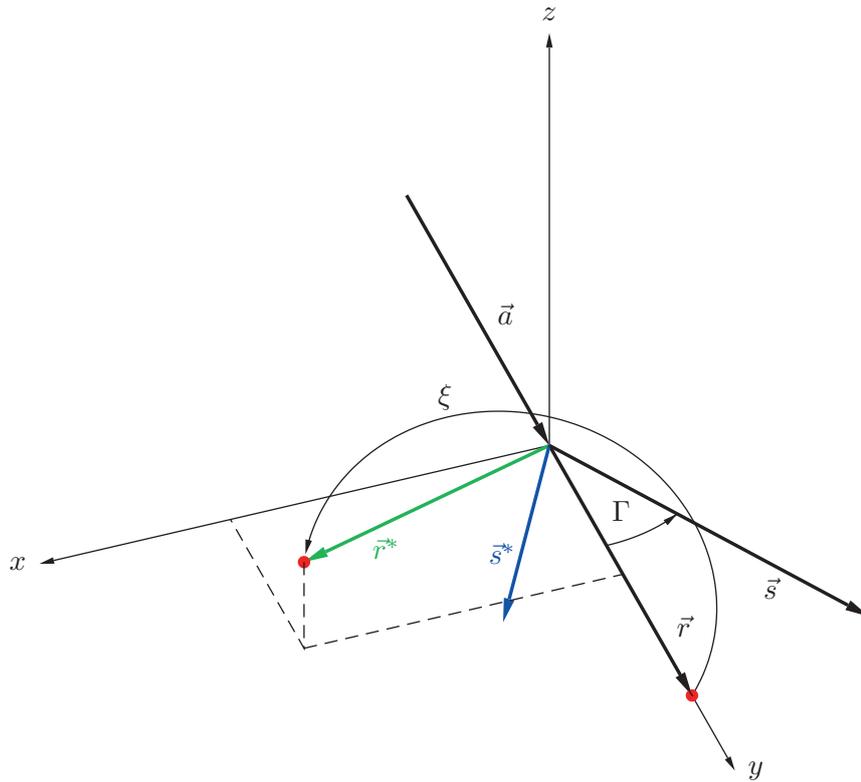


Bild 4.3: Überführung des radseitigen Verstellzylinders \vec{r} durch Rotation um den Richtungsvektor \vec{s}^* mit dem Winkel ξ in die Endposition \vec{r}^* .

Im nächsten Schritt wird der Vektor \vec{r} mit dem Winkel ξ um den Richtungsvektor \vec{s}^* gedreht, siehe **Bild 4.3**. Da dieser Richtungsvektor nicht in den Hauptachsen liegt, können keine Elementarrotationsmatrizen verwendet werden. In diesem Fall findet die Euler-Formel Anwendung [22]. Für eine Drehung $E^3 \rightarrow E^3, X \mapsto X^* : \vec{s}^* = \mathbf{U} \cdot \vec{s}$ um eine orientierte Drehachse mit dem normierten Richtungsvektor \vec{r}_r unter der Bedingung $a \ni 0$ mit dem Drehwinkel ζ , für den gelten muss $-\pi < \zeta \leq \pi$ kann für alle $X \in E^3$ folgende allgemeine Vorschrift berechnet werden [22]:

$$\mathbf{U} \cdot \vec{x} = \cos \zeta \cdot \vec{x} + \sin \zeta \cdot \vec{r}_r \times \vec{x} + (1 - \cos \zeta) (\vec{r}_r^T \vec{x}) \cdot \vec{r}_r \quad [\text{Gl. 4.7}]$$

Aus Gleichung 4.7 lässt sich folgende vereinfachte Drehmatrix ableiten [22]:

$$\mathbf{U} = \left(\cos \zeta E + \sin \zeta \begin{bmatrix} 0 & -\vec{r}_{r3} & \vec{r}_{r2} \\ \vec{r}_{r3} & 0 & -\vec{r}_{r1} \\ -\vec{r}_{r2} & \vec{r}_{r1} & 0 \end{bmatrix} + (1 - \cos \zeta) (\vec{r}_r \vec{r}_r^T) \right) \quad [\text{Gl. 4.8}]$$

Setzt man den gedrehten Richtungsvektor \vec{s}^* aus Gleichung 4.6 in Gleichung 4.8 ein und substituiert Winkel ζ durch den Verdrehwinkel ξ , kann folgende Drehmatrix entwickelt werden, welche die Rotation um den Vektor \vec{s}^* beschreibt (siehe Bild 4.3):

$$\mathbf{U} = \begin{bmatrix} a_{1,1} & a_{1,2} & a_{1,3} \\ a_{2,1} & a_{2,2} & a_{2,3} \\ a_{3,1} & a_{3,2} & a_{3,3} \end{bmatrix} \quad [\text{Gl. 4.9}]$$

Mit den Einträgen:

$$\begin{aligned} a_{1,1} &= \cos \xi + (1 - \cos \xi) \cos^2 \chi \sin^2 \Gamma \\ a_{1,2} &= -\sin \xi \sin \chi \sin \Gamma - (1 - \cos \xi) \cos \chi \sin \Gamma \cos \Gamma \\ a_{1,3} &= \sin \xi \cos \Gamma - (1 - \cos \xi) \cos \chi \sin^2 \Gamma \sin \chi \\ a_{2,1} &= \sin \xi \sin \chi \sin \Gamma - (1 - \cos \xi) \cos \chi \sin \Gamma \cos \Gamma \\ a_{2,2} &= \cos \xi + (1 - \cos \xi) \cos^2 \Gamma \\ a_{2,3} &= \sin \xi \cos \chi \sin \Gamma + (1 - \cos \xi) \cos \Gamma \sin \chi \sin \Gamma \\ a_{3,1} &= -\sin \xi \cos \Gamma - (1 - \cos \xi) \cos \chi \sin^2 \Gamma \sin \chi \\ a_{3,2} &= -\sin \xi \cos \chi \sin \Gamma + (1 - \cos \xi) \cos \Gamma \sin \chi \sin \Gamma \\ a_{3,3} &= \cos \xi + (1 - \cos \xi) \sin^2 \chi \sin^2 \Gamma \end{aligned}$$

Mithilfe der Drehmatrix aus Gleichung 4.9 entsteht durch Multiplikation mit dem Vektor aus Gleichung 4.1 der gedrehte Vektor \vec{r}^* , der den neu orientierten radseitigen Zylinder darstellt (siehe Bild 4.3):

$$\vec{r}^* = \mathbf{U} \cdot \vec{r} \quad [\text{Gl. 4.10}]$$

$$\vec{r}^* = \begin{pmatrix} -\sin \xi \sin \chi \sin \Gamma - (1 - \cos \xi) \cos \chi \sin \Gamma \cos \Gamma \\ \cos \xi + (1 - \cos \xi) \cos^2 \Gamma \\ -\sin \xi \cos \chi \sin \Gamma + (1 - \cos \xi) \cos \Gamma \sin \chi \sin \Gamma \end{pmatrix} \quad [\text{Gl. 4.11}]$$

Für die Berechnung des relativen Spurwinkels erfolgt die Projektion des Vektors \vec{r}^* in die x-y-Ebene:

$$\vec{r}_{xy}^* = \begin{pmatrix} -\sin \xi \sin \chi \sin \Gamma - (1 - \cos \xi) \cos \chi \sin \Gamma \cos \Gamma \\ \cos \xi + (1 - \cos \xi) \cos^2 \Gamma \\ 0 \end{pmatrix} \quad [\text{Gl. 4.12}]$$

Mithilfe des projizierten Vektors \vec{r}_{xy}^* kann nun der eingeschlossene Winkel zwischen diesem und der y-Achse abgeleitet werden, was dem relativen Spurwinkel δ_{rel} entspricht. Da der Vektor durch die Projektion kein Einheitsvektor mehr ist, muss durch seine Länge geteilt werden:

$$\delta_{rel} = \arcsin \left(\frac{\vec{r}_{xy,1}^*}{|\vec{r}_{xy}^*|} \right) \quad [\text{Gl. 4.13}]$$

Einfacher lässt sich der relative Sturzwinkel ε_{rel} bestimmen. Da der Vektor \vec{r}^* die Länge eins besitzt ergibt sich dieser zu:

$$\varepsilon_{rel} = -\arcsin r_3^* \quad [\text{Gl. 4.14}]$$

Der relative Sturzwinkel ε_{rel} aus den Gleichungen 4.14 wurden mit -1 multipliziert, um der Vorzeichenkonvention aus [10] gerecht zu werden. Nach Umrechnung ergibt sich für die relativen Spur- und Sturzwinkel unter der Einschränkung $r \in \mathbb{R}^+$ und $0 < \Gamma \leq \frac{\pi}{2}$ folgender Zusammenhang:

$$\begin{aligned} \delta_{rel} = \arcsin \left(\right. & \left(-\sin \xi \sin \chi \sin \Gamma - (1 - \cos \xi) \cos \chi \sin \Gamma \cos \Gamma \right) \cdot \\ & \cdot \left(\left(-\sin \xi \sin \chi \sin \Gamma - (1 - \cos \xi) \cos \chi \sin \Gamma \cos \Gamma \right)^2 + \right. \\ & \left. \left. + \left(\cos \xi + (1 - \cos \xi) \cos^2 \Gamma \right)^2 \right)^{-\frac{1}{2}} \right) \quad [\text{Gl. 4.15}] \end{aligned}$$

$$\varepsilon_{rel} = \arcsin(\sin \xi \cos \chi \sin \Gamma - (1 - \cos \xi) \cos \Gamma \sin \chi \sin \Gamma) \quad [\text{Gl. 4.16}]$$

Mit den Gleichungen 4.15 und 4.16 können in Abhängigkeit des Parameters Γ und der beiden Verdrehwinkel χ und ξ die relativen Spur- und Sturzwinkel berechnet werden.

4.2 Herleitung der Vorwärtsberechnung über die Winkel χ und θ

Wie aus Kapitel 3 ersichtlich, werden über die beiden Servomotoren die Zylinderwinkel relativ zur jeweiligen Radträgerhälfte eingestellt. Die Winkel χ und θ werden also direkt beeinflusst und der Winkel ξ ergibt sich aus der Zwangsbedingung des überlagerten Kardangelenks.

Im Folgenden wird nun auf die Herleitung der Abbildungen $h : \mathbb{R}^2 \rightarrow \mathbb{R}, (\chi, \theta) \mapsto \varepsilon_{rel}(\chi, \theta)$ und $i : \mathbb{R}^2 \rightarrow \mathbb{R}, (\chi, \theta) \mapsto \delta_{rel}(\chi, \theta)$ eingegangen.

In **Bild 4.4** ist die Ausgangsstellung der Aktorik abgebildet, welche die Vektoren \vec{r} , \vec{a} und \vec{s} zeigt. Für die Herleitung werden die beiden Zylinderhälften \vec{r} und \vec{a} mechanisch entkoppelt voneinander betätigt. Wichtig ist dabei, dass jede Zylinderhälfte ihre eigene Schrägachse in Form von Vektor \vec{s} erhält.

Im ersten Schritt erfolgt eine Drehung des Vektors \vec{a} mit der Rotationsmatrix aus Gleichung 4.4 um die y -Achse mit dem Winkel χ .

Der Vektor \vec{s} wird dabei in den Vektor \vec{s}_a^* übergeführt (siehe Bild 4.4):

$$\vec{s}_a^* = \mathbf{V}_y \cdot \vec{s} \quad [\text{Gl. 4.17}]$$

$$\vec{s}_a^* = \begin{pmatrix} -\cos \chi \sin \Gamma \\ \cos \Gamma \\ \sin \chi \sin \Gamma \end{pmatrix} \quad [\text{Gl. 4.18}]$$

Simultan erfährt der Vektor \vec{r} eine Drehung um die y -Achse mit dem Winkel θ (Rotationsmatrix aus Gleichung 4.4 und Substitution von χ durch θ), was zur Folge hat, dass der Vektor \vec{s} in den Vektor \vec{s}_r^* übergeführt wird:

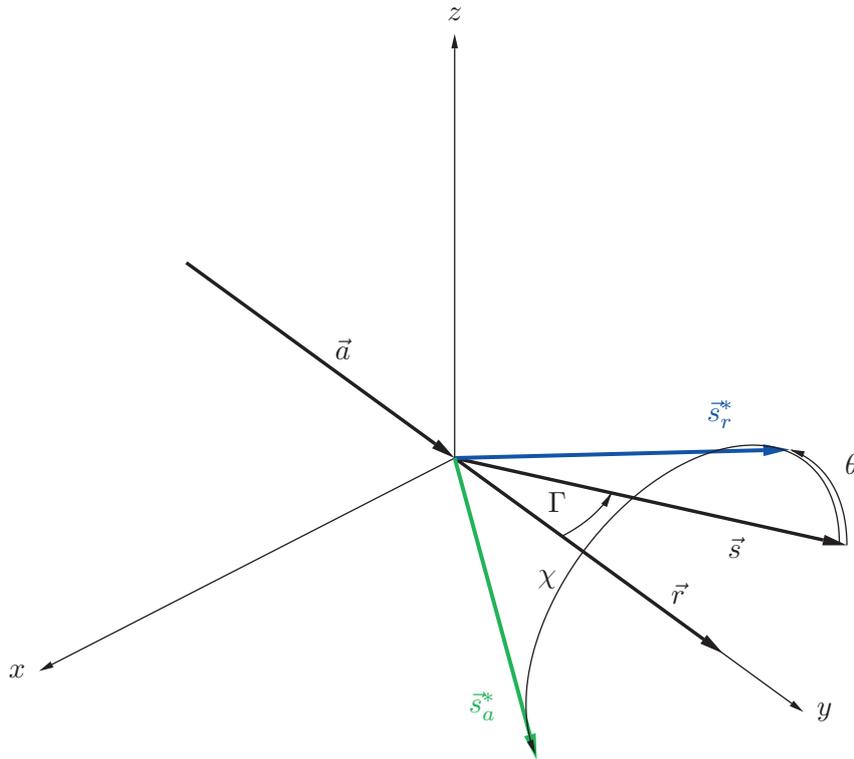


Bild 4.4: Entkoppelte Drehung der Vektoren \vec{a} und \vec{r} um die y -Achse mit den jeweiligen Winkeln χ und θ , wodurch die Schrägachse \vec{s} durch die Drehung in die entsprechenden Vektoren \vec{s}_a^* und \vec{s}_r^* übergeführt wird.

$$\vec{s}_r^* = \mathbf{V}_y \cdot \vec{s} \quad [\text{Gl. 4.19}]$$

$$\vec{s}_r^* = \begin{pmatrix} -\cos \theta \sin \Gamma \\ \cos \Gamma \\ \sin \theta \sin \Gamma \end{pmatrix} \quad [\text{Gl. 4.20}]$$

Es gilt nun die beiden verdrehten Schrägachsenvektoren \vec{s}_r^* und \vec{s}_a^* wieder in Deckung zu bringen, was nur durch zwei Einzeldrehungen um die x -Achse und z -Achse umgesetzt werden darf, da der Drehfreiheitsgrad um die Zylinderachsen \vec{a} und \vec{r} kinematisch durch das überlagerte Kardangelock gesperrt ist.

Die kinematische Bewegung des Verstellzylinders \vec{r} im Raum wird dadurch erzeugt, dass beide Schrägachsen in Deckung gebracht werden. Dies bedeutet eine Auslenkung

des Aktors aus seiner Ausgangsposition hin zu den relativen Spur- und Sturzwinkeln δ_{rel} und ε_{rel} .

Zunächst werden die Rotationsmatrizen für die Drehungen um die x- und z-Achse aufgestellt:

$$\mathbf{V}_x = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varepsilon_{rel} & \sin \varepsilon_{rel} \\ 0 & -\sin \varepsilon_{rel} & \cos \varepsilon_{rel} \end{bmatrix} \quad [\text{Gl. 4.21}]$$

$$\mathbf{V}_z = \begin{bmatrix} \cos \delta_{rel} & \sin \delta_{rel} & 0 \\ -\sin \delta_{rel} & \cos \delta_{rel} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad [\text{Gl. 4.22}]$$

Die Rotation um die x-Achse ist gleichbedeutend mit dem Ausschwenken der Aktorik um den negativen relativen Sturzwinkel ε_{rel} . Die Drehung um die z-Achse gibt das Auslenken um einen negativen relativen Spurwinkel δ_{rel} wieder, siehe dazu **Bild 4.5**. Wird nun der Vektor \vec{s}_r^* zunächst um die x-Achse und dann um die ursprüngliche z-Achse gedreht, so muss dieser identisch mit dem Vektor \vec{s}_a^* sein, damit die Zwangsbedingung der Aktorik erfüllt ist. Dabei besteht die Forderung, dass die Einbaulage des Kardangelenks ebenso dieser Drehreihenfolgen entspricht:

$$0 = (\mathbf{V}_z \cdot \mathbf{V}_x \cdot \vec{s}_r^*) - \vec{s}_a^* \quad [\text{Gl. 4.23}]$$

Wird hingegen zunächst um die z-Achse gedreht, so muss anschließend um die neu orientierte x-Achse gedreht werden, was nach Umformung (siehe dazu [22]) der oben beschriebenen Reihenfolge der Drehungen entspricht. Multipliziert man nun Gleichung 4.23 aus, erhält man folgenden Zusammenhang:

$$0 = \begin{pmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{pmatrix} \quad [\text{Gl. 4.24}]$$

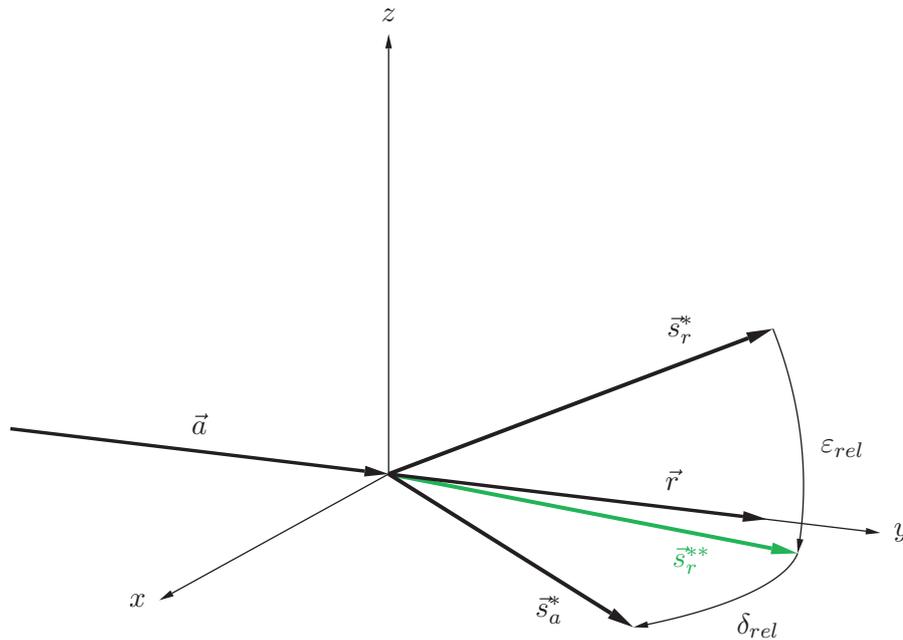


Bild 4.5: Berechnung des relativen Spur- und Sturzwinkels δ_{rel} und ε_{rel} durch sequentielle Rotation des Vektors \vec{s}_r^* zunächst um die x -Achse und anschließend um die z -Achse. Eine Rotation um die y -Achse ist nicht erlaubt, da diese Drehung kinematisch durch das überlagerte Kardangelenck gesperrt ist.

Mit den Einträgen:

$$a_x = -\cos \delta_{rel} \cos \theta \sin \Gamma + \sin \delta_{rel} \cos \varepsilon_{rel} \cos \Gamma + \sin \delta_{rel} \sin \varepsilon_{rel} \sin \theta \sin \Gamma + \cos \chi \sin \Gamma$$

$$a_y = \sin \delta_{rel} \cos \theta \sin \Gamma + \cos \delta_{rel} \cos \varepsilon_{rel} \cos \Gamma + \cos \delta_{rel} \sin \varepsilon_{rel} \sin \theta \sin \Gamma - \cos \Gamma$$

$$a_z = -\sin \varepsilon_{rel} \cos \Gamma + \cos \varepsilon_{rel} \sin \theta \sin \Gamma - \sin \chi \sin \Gamma$$

Es ist zu erkennen, dass die z -Komponente der Gleichung 4.24 nur vom relativen Sturzwinkel ε_{rel} abhängt. Löst man diese nach ε_{rel} auf, so erhält man zwei Arkustangens-Funktionen. Aus technischer Sicht ist jedoch nur eine Lösung sinnvoll.

Um die technisch sinnvolle Lösung auswählen zu können, wird der Arkustangens, der einen Wertebereich von $-\frac{\pi}{2} < f(x) < \frac{\pi}{2}$ in seinem Hauptwert besitzt [7], auf

vier Quadranten erweitert. Diese Funktion wird in vielen Programmiersprachen mit $\text{atan2}(y,x)$ aufgerufen und nach [80] definiert als:

$$\text{atan2}(y, x) := \begin{cases} \arctan \frac{y}{x} & \text{für } x > 0 \\ \arctan \frac{y}{x} + \pi & \text{für } x < 0, y \geq 0 \\ \arctan \frac{y}{x} - \pi & \text{für } x < 0, y < 0 \\ +\pi/2 & \text{für } x = 0, y > 0 \\ -\pi/2 & \text{für } x = 0, y < 0 \\ 0 & \text{für } x = 0, y = 0 \end{cases} \quad [\text{Gl. 4.25}]$$

Durch die atan2 -Funktion ist der Wertebereich der zyklometrischen Funktion des Tangens nun in allen vier Quadranten definiert. Löst man Gleichung 4.24 nach ε_{rel} mit Hilfe der atan2 -Funktion auf, so besitzt eine Lösung den Wertebereich von $-\pi/2 < f(x) < \pi/2$ und die zweite Lösung den Wertebereich von $-\pi < f(x) < -\pi/2 \cup \pi > f(x) > \pi/2$. Mathematisch sind beide Lösungen gültig, technisch ist jedoch nur die Lösung mit dem Wertebereich von $-\pi < f(x) < \pi$ von Interesse.

Nach Auswahl der mechanisch sinnvollen Lösungen ist die atan2 -Funktion nicht mehr notwendig und man erhält folgende gültige Lösung:

$$\varepsilon_{rel} = \arctan \left(\frac{\tan \Gamma \left(\sin \theta \sqrt{\sin^2 \theta \tan^2 \Gamma - \sin^2 \chi \tan^2 \Gamma + 1} - \sin \chi \right)}{\sin \theta \tan^2 \Gamma \sin \chi + \sqrt{\sin^2 \theta \tan^2 \Gamma - \sin^2 \chi \tan^2 \Gamma + 1}} \right) \quad [\text{Gl. 4.26}]$$

Für die Berechnung des relativen Spurwinkels δ_{rel} wird Gleichung 4.26 in Gleichung 4.21 eingesetzt. Nach Umformen der Gleichung 4.23 folgt, dass die Vektoren \vec{s}_r^* und \vec{s}_a^* durch die jeweilige Rotation identisch sind (siehe Bild 4.5 Vektor \vec{s}_r^{**}):

$$0 = (\mathbf{V}_x \cdot \vec{s}_r^*) - (\mathbf{V}_z^{-1} \cdot \vec{s}_a^*) \quad [\text{Gl. 4.27}]$$

Man erhält schließlich folgenden Vektor:

$$0 = \begin{pmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{pmatrix} \quad [\text{Gl. 4.28}]$$

Mit den Einträgen:

$$\begin{aligned} a_x &= -\cos \theta \sin \Gamma + \cos \delta_{rel} \cos \chi \sin \Gamma + \sin \delta_{rel} \cos \Gamma \\ a_y &= \sin \delta_{rel} \cos \chi \sin \Gamma - \cos \delta_{rel} \cos \Gamma + \\ &\quad + \operatorname{sgn}(\cos \Gamma) \sqrt{\cos^2 \Gamma - \cos^2 \theta + \cos^2 \theta \cos^2 \Gamma + \cos^2 \chi - \cos^2 \chi \cos^2 \Gamma} \\ a_z &= 0 \end{aligned}$$

Löst man die x-Komponente der Gleichung 4.28 nach dem relativen Spürwinkel δ_{rel} auf, so erhält man nach Vorbild der Herleitung von ε_{rel} zwei atan2-Funktionen, dessen Wertebereiche einmal im Intervall $-\pi < f(x) < \pi$ und einmal im Intervall $-\pi < f(x) < -\pi/2 \cup \pi > f(x) > \pi/2$ definiert sind. Hier wird ebenfalls wieder die technisch sinnvolle Lösung ausgewählt und die atan2-Funktion, wie bereits oben beschrieben, durch den Hauptwert der Umkehrfunktion des Tangens ersetzt. Man erhält schließlich die geschlossene Lösung für δ_{rel} :

$$\delta_{rel} = \arctan \left(\frac{\tan \Gamma \left(\cos \theta - \cos \chi \sqrt{\cos^2 \chi \tan^2 \Gamma - \cos^2 \theta \tan^2 \Gamma + 1} \right)}{\cos \theta \tan^2 \Gamma \cos \chi + \sqrt{\cos^2 \chi \tan^2 \Gamma - \cos^2 \theta \tan^2 \Gamma + 1}} \right) \quad [\text{Gl. 4.29}]$$

Mit den Gleichungen 4.26 und 4.29 können nun die relativen Spür- und Sturzwinkel δ_{rel} und ε_{rel} in Abhängigkeit der beiden Verstellzylinderwinkel χ und θ mit dem Parameter Γ als Schrägachsenwinkel berechnet werden.

Dabei gelten folgende Einschränkungen: $r \in \mathbb{R}^+$ und $0 < \Gamma \leq \frac{\pi}{2}$. Die Gleichungen 4.26 und 4.29 entsprechen dabei den Abbildungsvorschriften $h : \mathbb{R}^2 \rightarrow \mathbb{R}$, $(\chi, \theta) \mapsto \varepsilon_{rel}(\chi, \theta)$ und $i : \mathbb{R}^2 \rightarrow \mathbb{R}$, $(\chi, \theta) \mapsto \delta_{rel}(\chi, \theta)$.

4.3 Herleitung der Rückwärtsberechnung über die Winkel χ , ξ und θ

Für die Aktoransteuerung ist unter Vorgabe der Winkel δ_{rel} und ε_{rel} die Berechnung der Sollpositionen der Verstellzylinder von Interesse. Mit der Vorwärtsberechnung aus dem vorhergehenden Kapitel wäre es prinzipiell möglich, die daraus berechneten Ergebnisse in Form von mehreren 3D-Lookup-Tabellen abzuspeichern. Unter Vorgabe der Winkel δ_{rel} und ε_{rel} könnten so die gesuchten Winkel χ und θ erzeugt werden. Diese Methode ist jedoch auf Grund der geforderten Auflösung sehr speicherintensiv und wurde deshalb wieder verworfen.

Bei einer mathematischen Herleitung der Rückwärtsberechnung muss beachtet werden, dass bei der mechanischen Umsetzung der Aktorik die Winkel χ und θ direkt beeinflusst werden und sich der Winkel ξ aus der Zwangskopplung mit dem überlagerten Kardangelenk ergibt. Prinzipiell ist die Herleitung der Rückwärtsberechnung ausgehend von dem Winkel ξ und dem resultierenden Winkel χ leichter, bedingt jedoch bei einer späteren Umsetzung ein aufwendigeres Programm, das aufgrund der vielen Rück- und Vorwärtstransformationen numerische Instabilitäten aufweist. Aus diesem Grund wird hier nur auf die Herleitung der Rückwärtsberechnung ausgehend vom Winkel χ und dem daraus abgeleitenden Winkel ξ eingegangen. Diese gestaltet sich in der Herleitung aufwändiger, ermöglicht jedoch später eine sequentielle analytische Berechnung der Abbildungen, die eine minimale Logik aufweist [56].

Für die Herleitung der beiden Abbildungsvorschriften $j/j' : \mathbb{R}^2 \rightarrow \mathbb{R}$, $(\varepsilon_{rel}, \delta_{rel}) \mapsto \chi/\chi'(\varepsilon_{rel}, \delta_{rel})$ werden zunächst die Bewegungsabläufe der Aktorik in **Bild 4.6** gesamttheitlich aufgezeigt. Dargestellt sind nur die zur Visualisierung notwendigen Vektoren und Punkte. Der Ursprung des Koordinatensystems liegt im Momentanpol, äquivalent zu Bild 4.2 [56]. In der Initialstellung verläuft der radseitige Verstellzylinder kollinear zur y-Achse des Koordinatensystems, an dessen Ende sich der Punkt P_r befindet [56]. Durch eine relative Spur- und Sturzwinkelvorgabe erhält der radseitige Verstellzylinder \vec{r} seine Soll-Position (siehe Bild 4.6), dessen Endpunkt mit dem roten Punkt P_r^{**} gekennzeichnet ist [56]. Durch die Kinematik des Gelenks, die eine Rotation um den Vektor \vec{s} erzwingt, ist es nicht möglich, den Punkt P_r direkt in den Punkt P_r^{**} überzuführen [56]. Vielmehr erfolgt zunächst eine Drehung um den Winkel ξ senkrecht zum Vektor \vec{s} , solange bis die y-Komponente des Punktes P_r identisch mit der von Punkt P_r^{**} ist [56]. Der neue Punkt P_r^* kann nun durch eine Drehung um die y-Achse mit dem Winkel χ in den Punkt P_r^{**} übergeführt werden [56]. Gleichzeitig wird der Vektor \vec{s} um die y-Achse gedreht (die Rotation ist aus Übersichtsgründen nicht dargestellt) [56]. Für die Herleitung des Winkels χ ist nur der eingeschlossene Winkel zwischen den Punkten P_r^* und P_r^{**} relevant. Bei Betrachtung

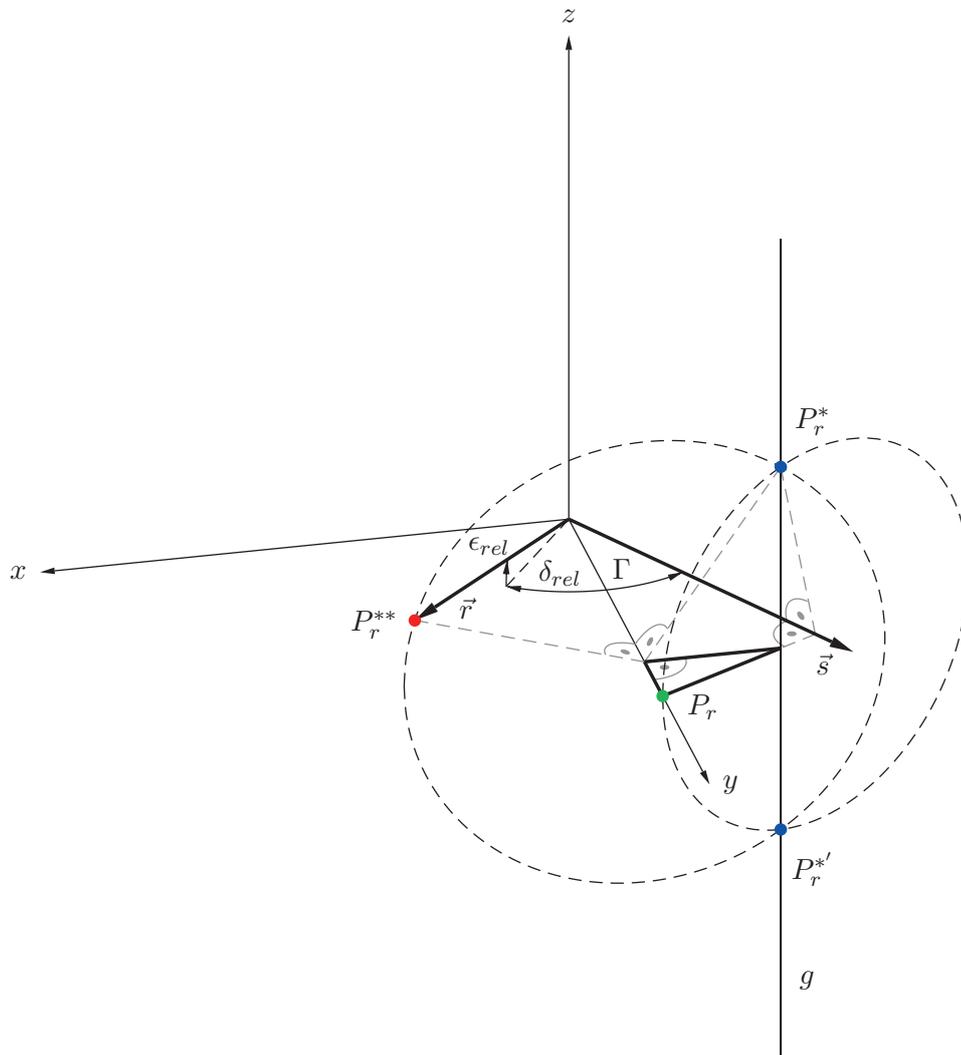


Bild 4.7: Ermittlung der Schnittgerade g auf den Kreisbahnen der ξ - und χ - Rotationen in den Punkten P_r^* und $P_r^{*'}$; Dreieck in der x - y -Ebene zur Bestimmung der y -Komponente des Geradenaufpunktes

Nach kurzer Umrechnung folgt für den Punkt P_r^{**} :

$$P_r^{**} = \begin{pmatrix} r \cos \varepsilon_{rel} \sin \delta_{rel} \\ r \cos \varepsilon_{rel} \cos \delta_{rel} \\ -r \sin \varepsilon_{rel} \end{pmatrix} \quad [\text{Gl. 4.30}]$$

Durch die beiden Schnittpunkte P_r^* bzw. $P_r^{*'}$ kann eine Gerade gelegt werden (siehe **Bild 4.7**), deren Positionen zur Berechnung der Winkel χ/χ' benötigt wird.

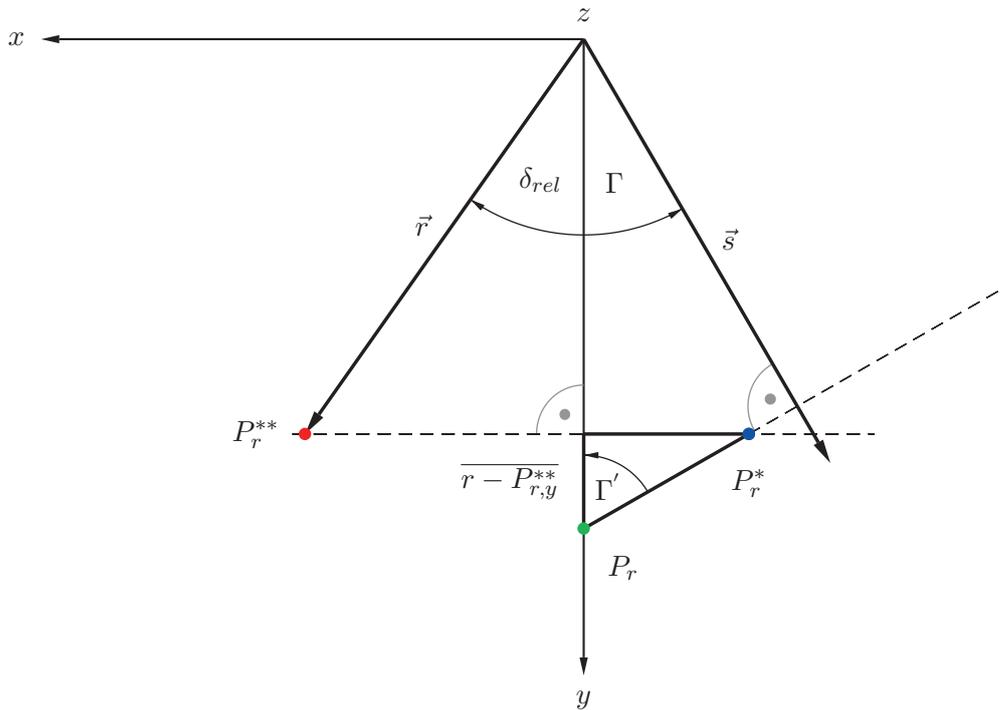


Bild 4.8: Ansicht entgegen der z -Achse. Dargestellt sind die beiden Kreisbahnen der ξ - und χ -Rotationen (gestrichelte Linien), Punkt P_r in seiner Initialposition, Punkt P_r^* im Schnittpunkt der Kreisbahnen und Punkt P_r^{**} als Endposition. Mithilfe des eingezeichneten Dreiecks kann die x -Komponente des Punktes P_r^* über den Winkel Γ' und die Ankathete mit der Länge $r - P_{r,y}^{**}$ berechnet werden.

Der Richtungsvektor der Gerade \vec{g}_r liegt parallel zur z -Achse des Koordinatensystems und ergibt sich zu:

$$\vec{g}_r = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad [\text{Gl. 4.31}]$$

Als Aufpunkt der Gerade g bietet sich ein Punkt in der x - y -Ebene an, da sein z -Anteil Null ist. Für die Herleitung der x -Komponente des Aufpunktes wird ein Dreieck eingezeichnet, das sich aus der y -Achse und den beiden Kreisbahnen ergibt. **Bild 4.8** zeigt zur besseren Veranschaulichung die Ansicht von Bild 4.7 entgegen der z -Achse. Die Länge der Ankathete ist bekannt und ergibt sich aus dem Radius r (Länge des Vektors \vec{r}) subtrahiert von der y -Komponente des Punktes P_r^{**} . Mit dem Winkel Γ' , welcher sich nach dem Satz von Thales zu $\Gamma' = 90 - \Gamma$ ergibt, kann die

x-Komponente des Aufpunktes ermittelt werden. Gemeinsam mit der y-Komponente von Punkt P_r^{**} ergibt sich somit der Aufpunkt der Gerade:

$$g_a = \begin{pmatrix} -\cot \Gamma (r - r \cos \varepsilon_{rel} \cos \delta_{rel}) \\ r \cos \varepsilon_{rel} \cos \delta_{rel} \\ 0 \end{pmatrix} \quad [\text{Gl. 4.32}]$$

Aus Gleichung 4.32 und 4.31 folgt somit für die Gerade g :

$$g = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \lambda \cdot \begin{pmatrix} -\cot \Gamma (r - r \cos \varepsilon_{rel} \cos \delta_{rel}) \\ r \cos \varepsilon_{rel} \cos \delta_{rel} \\ 0 \end{pmatrix} \quad [\text{Gl. 4.33}]$$

Im nächsten Schritt wird der Punkt P_r^{**} mit dem Winkel χ um die y-Achse gedreht. Da die Drehung im mathematisch negativen Sinn erfolgt, muss die inverse Drehmatrix aus Gleichung 4.4 verwendet werden [56]:

$$P_r^* = \mathbf{V}_y^{-1} \cdot P_r^{**} \quad [\text{Gl. 4.34}]$$

$$P_r^* = \begin{pmatrix} r (\cos \chi \cos \varepsilon_{rel} \sin \delta_{rel} + \sin \chi \sin \varepsilon_{rel}) \\ r \cos \varepsilon_{rel} \cos \delta_{rel} \\ r (\sin \chi \cos \varepsilon_{rel} \sin \delta_{rel} - \cos \chi \sin \varepsilon_{rel}) \end{pmatrix} \quad [\text{Gl. 4.35}]$$

Für die Berechnung des Winkels χ wird nun der gedrehte Punkt P_r^* mit der Geradengleichung aus 4.33 gleichgesetzt und erhält folgenden Zusammenhang:

$$\vec{0} = \begin{pmatrix} (\cos \chi \cos \varepsilon_{rel} \sin \delta_{rel} + \sin \chi \sin \varepsilon_{rel} + \cot \Gamma (1 - \cos \varepsilon_{rel} \cos \delta_{rel})) r \\ 0 \\ r \sin \chi \cos \varepsilon_{rel} \sin \delta_{rel} - r \cos \chi \sin \varepsilon_{rel} - \lambda \end{pmatrix} \quad [\text{Gl. 4.36}]$$

Anhand von Gleichung 4.36 ist zu erkennen, dass die y-Komponente unabhängig von der Drehbewegung χ ist, da eine Drehung um die y-Achse erfolgt. Die x-Komponente der Gleichung ist bei gegebenen ε_{rel} , δ_{rel} und Γ hingegen nur vom Winkel χ abhängig:

$$0 = \cos \chi \cos \varepsilon_{rel} \sin \delta_{rel} + \sin \chi \sin \varepsilon_{rel} + \cot \Gamma (1 - \cos \varepsilon_{rel} \cos \delta_{rel}) \quad [\text{Gl. 4.37}]$$

Löst man Gleichung 4.37 nach χ auf, so erhält man zwei Arkustangens-Funktionen, die durch atan2-Funktionen ersetzt werden. Durch die atan2-Funktion ist der Wertebereich der zyklometrischen Funktion des Tangens in allen vier Quadranten definiert, wie bereits im vorangegangenen Kapitel beschrieben. Es ergeben sich nach Auflösung der Gleichung 4.37 nach χ unter den Einschränkungen $r \in \mathbb{R}^+$ und $0 < \Gamma < \frac{\pi}{2}$ sowie $\cos^2 \varepsilon_{rel} \cdot \sin^2 \delta_{rel} + \sin^2 \varepsilon_{rel} \leq \sin^2 (2\Gamma)$ folgende zwei gültige Lösungen für die Rückwärtsberechnung [56]:

$$\chi = \text{atan2}(y_1, x_1) \quad [\text{Gl. 4.38}]$$

$$\chi' = \text{atan2}(y_2, x_2) \quad [\text{Gl. 4.39}]$$

Dabei werden die Argumente y_1 , x_1 und y_2 , x_2 durch folgende Zusammenhänge substituiert:

$$\begin{aligned} y_1 = & \left(\cos \Gamma + \cos \delta_{rel} \cos^3 \varepsilon_{rel} \cos \Gamma - \cos^2 \varepsilon_{rel} \cos \Gamma - \cos \varepsilon_{rel} \sin \delta_{rel} \cdot \right. \\ & \cdot \left((\cos \varepsilon_{rel} - 1) (\cos \varepsilon_{rel} + 1) (\cos \varepsilon_{rel} \cos \delta_{rel} - 1) \cdot \right. \\ & \cdot \left. \left. \left(\cos \varepsilon_{rel} \cos \delta_{rel} + 1 - 2 \cos^2 \Gamma \right) \right)^{-\frac{1}{2}} - \cos \Gamma \cos \varepsilon_{rel} \cos \delta_{rel} \right) \cdot \\ & \cdot \left((\cos \varepsilon_{rel} \cos \delta_{rel} - 1) \sin \varepsilon_{rel} \sin \Gamma \right)^{-1} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x_1 = & - \left(\cos \delta_{rel} \sin \delta_{rel} \cos^2 \varepsilon_{rel} \cos \Gamma - \cos \varepsilon_{rel} \sin \delta_{rel} \cos \Gamma - \right. \\
 & - \left((\cos \varepsilon_{rel} - 1) (\cos \varepsilon_{rel} + 1) (\cos \varepsilon_{rel} \cos \delta_{rel} - 1) \cdot \right. \\
 & \left. \left. \cdot (\cos \varepsilon_{rel} \cos \delta_{rel} + 1 - 2 \cos^2 \Gamma) \right)^{-\frac{1}{2}} \left((\cos \varepsilon_{rel} \cos \delta_{rel} - 1) \sin \Gamma \right)^{-1} \right)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 y_2 = & \left(\cos \Gamma + \cos \delta_{rel} \cos^3 \varepsilon_{rel} \cos \Gamma - \cos^2 \varepsilon_{rel} \cos \Gamma + \cos \varepsilon_{rel} \sin \delta_{rel} \cdot \right. \\
 & \cdot \left((\cos \varepsilon_{rel} - 1) (\cos \varepsilon_{rel} + 1) (\cos \varepsilon_{rel} \cos \delta_{rel} - 1) \cdot \right. \\
 & \left. \cdot (\cos \varepsilon_{rel} \cos \delta_{rel} + 1 - 2 \cos^2 \Gamma) \right)^{-\frac{1}{2}} - \cos \Gamma \cos \varepsilon_{rel} \cos \delta_{rel} \left. \right) \cdot \\
 & \cdot \left((\cos \varepsilon_{rel} \cos \delta_{rel} - 1) \sin \varepsilon_{rel} \sin \Gamma \right)^{-1}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x_2 = & - \left(\cos \delta_{rel} \sin \delta_{rel} \cos^2 \varepsilon_{rel} \cos \Gamma - \cos \varepsilon_{rel} \sin \delta_{rel} \cos \Gamma + \right. \\
 & + \left((\cos \varepsilon_{rel} - 1) (\cos \varepsilon_{rel} + 1) (\cos \varepsilon_{rel} \cos \delta_{rel} - 1) \cdot \right. \\
 & \left. \left. \cdot (\cos \varepsilon_{rel} \cos \delta_{rel} + 1 - 2 \cos^2 \Gamma) \right)^{-\frac{1}{2}} \left((\cos \varepsilon_{rel} \cos \delta_{rel} - 1) \sin \Gamma \right)^{-1} \right)
 \end{aligned}$$

Da mit den Gleichungen 4.38 und 4.39 der Winkel χ bzw. χ' bestimmt ist, können nun mit diesen Winkeln die korrespondierenden Winkel ξ/ξ' hergeleitet werden.

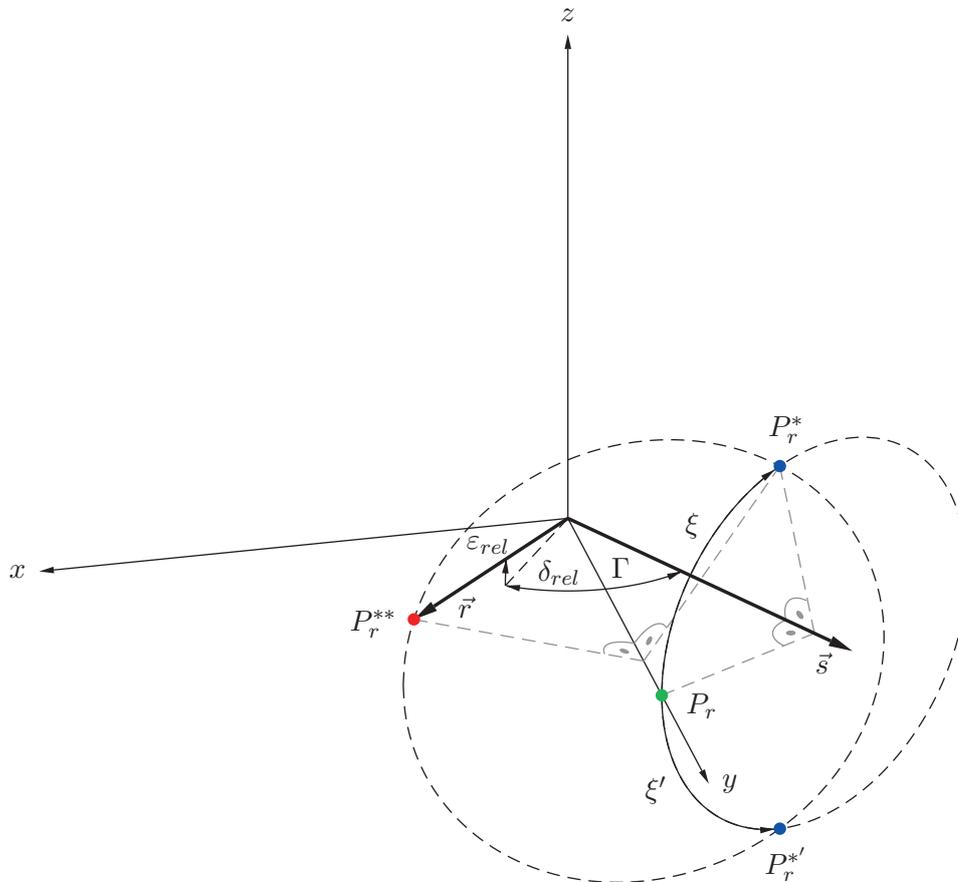


Bild 4.9: Berechnung der Winkel ξ/ξ' durch Rotation des Punktes P_r um den Schrägachsenvektor \vec{s} bis die y -Komponenten der rotierten Punkte $P_r^*/P_r^{*'}$ mit denen des Punktes P_r^{**} identisch sind.

Zur Bestimmung der ξ -Drehung muss der Punkt P_r um den Richtungsvektor der Schrägachse \vec{s} gedreht werden, bis die y -Komponente des gedrehten Punktes P_r^* bzw. $P_r^{*'}$ identisch mit der y -Komponente vom Punkt P_r^{**} ist (siehe **Bild 4.9**).

Die Drehung des Punktes P_r erfolgt mit der Euler-Formel aus Gleichung 4.8, bei der dieser Winkel ζ durch den Verdrehwinkel ξ und der Richtungsvektor \vec{r} durch den Richtungsvektor der Schrägachse \vec{s} substituiert wird:

$$\mathbf{U} = \begin{bmatrix} \cos \xi + (1 - \cos \xi) \sin^2 \Gamma & -(1 - \cos \xi) \sin \Gamma \cos \Gamma & \sin \xi \cos \Gamma \\ -(1 - \cos \xi) \sin \Gamma \cos \Gamma & \cos \xi + (1 - \cos \xi) \cos^2 \Gamma & \sin \xi \sin \Gamma \\ -\sin \xi \cos \Gamma & -\sin \xi \sin \Gamma & \cos \xi \end{bmatrix} \quad [\text{Gl. 4.40}]$$

Durch Multiplikation der Drehmatrix aus Gleichung 4.40 mit dem Punkt P_r erhält man den gedrehten Punkt P_r^* :

$$P_r = \begin{pmatrix} 0 \\ r \\ 0 \end{pmatrix} \quad [\text{Gl. 4.41}]$$

$$P_r^* = \mathbf{U} \cdot P_r \quad [\text{Gl. 4.42}]$$

$$P_r^* = \begin{pmatrix} -r (1 - \cos \xi) \sin \Gamma \cos \Gamma \\ r (\cos \xi + (1 - \cos \xi) \cos^2 \Gamma) \\ -r \sin \xi \sin \Gamma \end{pmatrix} \quad [\text{Gl. 4.43}]$$

Die y-Komponente des gedrehten Punktes P_r^* wird mit der y-Komponente des Punktes P_r^{**} aus Gleichung 4.30 gleichgesetzt und man erhält folgende Gleichung:

$$0 = (\cos \xi + (1 - \cos \xi) \cos^2 \Gamma - \cos \varepsilon_{rel} \cos \delta_{rel}) r \quad [\text{Gl. 4.44}]$$

Löst man Gleichung 4.44 nach Winkel ξ auf, gewinnt man eine gültige Lösung, da in der Herleitung nur die Drehung um den Winkel ξ berücksichtigt wurde. Der an der x-y-Ebene gespiegelte Verdrehwinkel ξ' kann durch Multiplikation mit -1 berechnet werden. Für die beiden Winkel gelten dann folgende Beziehungen:

$$\xi, \xi' = \pm \arccos \left(\frac{-\cos^2 \Gamma + \cos \varepsilon_{rel} \cos \delta_{rel}}{\sin^2 \Gamma} \right) \quad [\text{Gl. 4.45}]$$

Als Einschränkungen gelten auch hier für $r \in \mathbb{R}^+$ und $0 < \Gamma < \frac{\pi}{2}$, sowie $\cos^2 \varepsilon_{rel} \cdot \sin^2 \delta_{rel} + \sin^2 \varepsilon_{rel} \leq \sin^2 (2\Gamma)$ [56].

Um für den berechneten Winkel χ bzw. χ' den korrespondierenden Winkel ξ bzw. ξ' auswählen zu können, ist eine Fallentscheidung notwendig, die vom Vorzeichen der y-Komponente des Punktes P_r^* aus Gleichung 4.35 abhängt [56]:

$$\xi := \begin{cases} -\arccos\left(\frac{-\cos^2\Gamma + \cos\varepsilon_{rel}\cos\delta_{rel}}{\sin^2\Gamma}\right) & \text{für } P_{r,z}^* \geq 0 \\ +\arccos\left(\frac{-\cos^2\Gamma + \cos\varepsilon_{rel}\cos\delta_{rel}}{\sin^2\Gamma}\right) & \text{für } P_{r,z}^* < 0 \end{cases} \quad [\text{Gl. 4.46}]$$

Mit den vorhergehenden Herleitungen ist es nun möglich, bei gegebenen δ_{rel} und ε_{rel} die Winkel χ/χ' und die korrespondierenden Winkel ξ/ξ' zu berechnen. Es kann nun mit Hilfe dieser Winkel der dazugehörige fehlende Winkel θ bzw. θ' abgeleitet werden.

Der Winkel θ resultiert aus der kinematischen Kopplung des Kardangelenks mit dem Verstellmechanismus (siehe Kapitel 3). Ein Kardangelenk sperrt allgemein drei translatorische und einen Drehfreiheitsgrad und ermöglicht dadurch nur ein verkippen um die beiden Gelenkachsen, welche durch die Gelenkgabeln und ein Zwischenstück definiert sind. Für weitere Hinweise zu Kardangelenken sei auf [76] verwiesen.

Werden für eine vorgegebene δ_{rel} und ε_{rel} Position die Winkel χ und ξ eingestellt, so ergibt sich aus der kinematischen Kopplung der Winkel θ , was im Folgenden näher beschrieben wird.

Bild 4.10 zeigt den Schrägachsenvektor \vec{s} , um den der Punkt P_r mit dem Winkel ξ dreht und in Punkt P_r^* übergeht. Punkt P_r^* wird seinerseits mit dem Schrägachsenwinkel \vec{s} solange mit dem Winkel χ um die y-Achse gedreht, bis Punkt P_r^* in Punkt P_r^{**} übergeht (Drehung der Schrägachse aus Übersichtsgründen nicht dargestellt). Punkt P_r stellt dabei die Spitze des radseitigen Verstellzylinders \vec{r} dar (siehe Bild 4.2).

Nun wird ein weiterer Punkt P eingeführt, der folgende Koordinaten besitzt:

$$P = \begin{pmatrix} -1 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix} \quad [\text{Gl. 4.47}]$$

Punkt P wird nun von seiner ursprünglichen Position durch die sequentiellen Rotationen mit den relativen Spur- und Sturzwinkeln δ_{rel} und ε_{rel} ausgelenkt. Dies erfolgt zunächst durch Drehung des Punktes um die x-Achse und anschließend um die ursprüngliche z-Achse. Man erhält schließlich den neu orientierten Punkt P^* (siehe

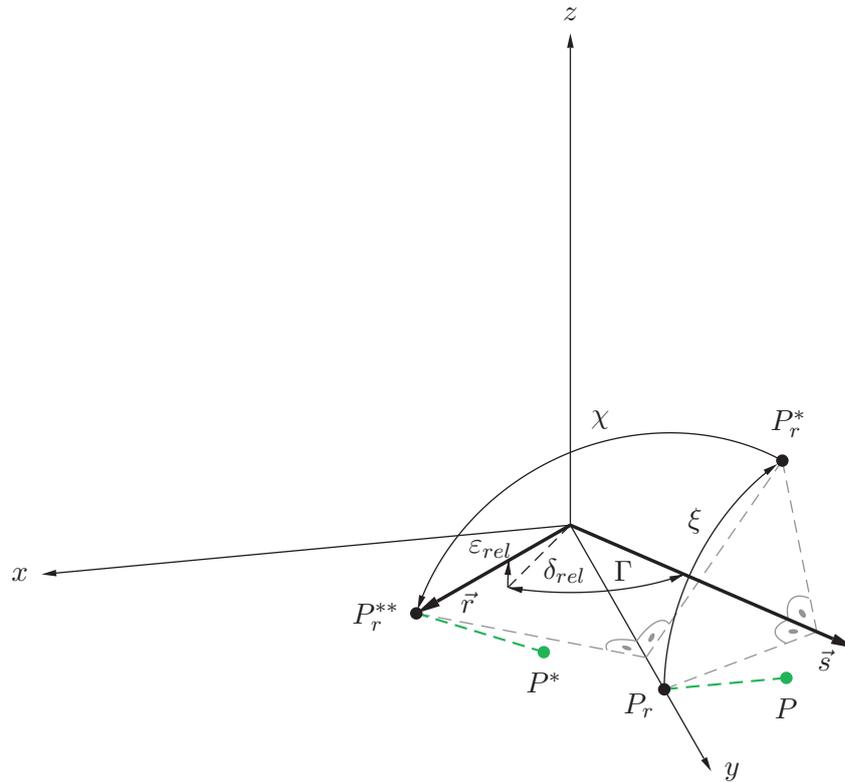


Bild 4.10: Dargestellt ist die bereits in Bild 4.6 eingeführte Überführung des Punktes P_r in den Punkt P_r^{**} . Weiterhin ersichtlich ist Punkt P , der initial in der x - y -Ebene liegt und durch die sequentiellen Rotationen um die x - und ursprüngliche z -Achse mit den vorgegebenen Winkeln ε_{rel} und δ_{rel} in den Punkt P^* übergeführt wird.

Bild 4.10). Für die Rotationen um die Hauptachsen finden die Gleichungen 4.21 und 4.22 Anwendung:

$$P^* = \mathbf{V}_z \cdot \mathbf{V}_x \cdot P \quad [\text{Gl. 4.48}]$$

$$P^* = \begin{bmatrix} -\cos \delta_{rel} + \sin \delta_{rel} \cos \varepsilon_{rel} \\ \sin \delta_{rel} + \cos \delta_{rel} \cos \varepsilon_{rel} \\ -\sin \varepsilon_{rel} \end{bmatrix} \quad [\text{Gl. 4.49}]$$

Punkt P geht von seiner ursprünglichen Position in die Endposition über, repräsentiert durch Punkt P^* . Wird nun der Punkt P^* gemäß der kinematischen Zwangsbedingung mit dem Winkel χ um die y -Achse und dem Winkel ξ um den Schrägachsenvektor \vec{s} aus Gleichung 4.3 zurückgedreht, so ist dieser nicht mit dem ursprünglichen Punkt P identisch. Der berechnete neue Punkt P^{**} ist gegenüber dem ursprünglichen

Punkt P verdreht (die y -Achse stellt die Rotationsachse dar). Der Winkel zwischen den beiden Punkten und der y -Achse als Rotationsachse ist dabei der Winkel θ . Um diesen Winkel θ muss der Punkt P^{**} zurückgedreht werden, um wieder mit Punkt P in Deckung zu liegen. Diese Verdrehung beschreibt somit die Verdrehung des radseitigen Verstellzylinders gegenüber dem radseitigen Radträger.

Die Drehung im mathematisch negativen Sinn um die y -Achse mit dem Winkel χ erfolgt durch die inverse Drehmatrix aus Gleichung 4.4. Die Rotation um den Schrägachsenvektor \vec{s} mit dem Winkel ξ wird mithilfe der inversen Eulerformel aus Gleichung 4.40 umgesetzt. Dies entspricht ebenfalls einer Drehung im mathematisch negativen Sinn, da um diese Winkel zurückgedreht wird:

$$P^{**} = U^{-1} \cdot V_y^{-1} \cdot P^* \quad [\text{Gl. 4.50}]$$

Bild 4.11 zeigt die beiden Punkte P und P^{**} in der Ansicht entgegen der y -Achse. Da Punkt P in seiner Ausgangsposition in der x -Achse liegt, kann Winkel θ durch eine atan2 -Funktion dargestellt werden.

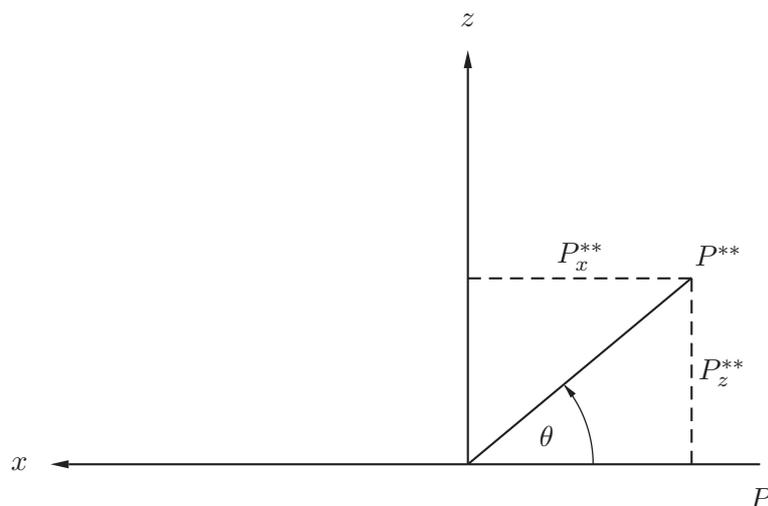


Bild 4.11: Darstellung der beiden Punkte P und P^{**} entgegen der y -Achse. Mit den Komponenten P_x^{**} und P_z^{**} kann der Winkel θ über die atan2 -Funktion in allen vier Quadranten berechnet werden.

Mithilfe der atan2 -Funktion und der x- und y-Komponente des berechneten Punktes P^{**} kann der Winkel θ in allen vier Quadranten hergeleitet werden und ergibt sich wie folgt:

$$\theta = -\text{atan2}(P_z^{**}, -P_x^{**}) \quad [\text{Gl. 4.51}]$$

Die Argumente P_z^{**} und $-P_x^{**}$ werden dabei durch folgende Zusammenhänge substituiert:

$$\begin{aligned} P_z^{**} &= (\sin \xi \cos \Gamma \cos \chi + \cos \xi \sin \chi) (-\cos \delta_{rel} + \sin \delta_{rel} \cos \varepsilon_{rel}) + \\ &\quad + \sin \xi \sin \Gamma (\sin \delta_{rel} + \cos \delta_{rel} \cos \varepsilon_{rel}) - \\ &\quad - (-\sin \xi \cos \Gamma \sin \chi + \cos \xi \cos \chi) \sin \varepsilon \\ -P_x^{**} &= -((\cos \xi + (1 - \cos \xi) \sin^2 \Gamma) \cos \chi - \sin \xi \cos \Gamma \sin \chi) \cdot \\ &\quad \cdot (-\cos \delta_{rel} + \sin \delta_{rel} \cos \varepsilon_{rel}) + (1 - \cos \xi) \sin \Gamma \cos \Gamma \cdot \\ &\quad \cdot (\sin \delta_{rel} + \cos \delta_{rel} \cos \varepsilon_{rel}) + \\ &\quad + (-(\cos \xi + (1 - \cos \xi) \sin^2 \Gamma) \sin \chi - \sin \xi \cos \Gamma \cos \chi) \sin \varepsilon_{rel} \end{aligned}$$

Es ist nun möglich, die tatsächlich am späteren Aktor gestellten Winkel χ bzw. χ' und den korrespondierenden Winkel θ bzw. θ' durch Vorgabe der Winkel δ_{rel} und ε_{rel} mit dem fest gewählten Parameter Γ zu bestimmen.

Dies entspricht den folgenden Abbildungsvorschriften: $j/j' : \mathbb{R}^2 \rightarrow \mathbb{R}$, $(\varepsilon_{rel}, \delta_{rel}) \mapsto \chi/\chi'(\varepsilon_{rel}, \delta_{rel})$, $k : \mathbb{R}^3 \rightarrow \mathbb{R}$, $(\varepsilon_{rel}, \delta_{rel}, \chi/\chi') \mapsto \xi(\varepsilon_{rel}, \delta_{rel}, \chi/\chi')$ und $l : \mathbb{R}^4 \rightarrow \mathbb{R}$, $(\varepsilon_{rel}, \delta_{rel}, \chi/\chi', \xi) \mapsto \theta(\varepsilon_{rel}, \delta_{rel}, \chi/\chi', \xi)$.

Dabei sind nachstehende Einschränkungen zu beachten: $r \in \mathbb{R}^+$ und $0 < \Gamma < \frac{\pi}{2}$ sowie $\cos^2 \varepsilon_{rel} \cdot \sin^2 \delta_{rel} + \sin^2 \varepsilon_{rel} \leq \sin^2(2\Gamma)$ [56].

Aus den Gleichungen der Herleitungen können nun aktorspezifische Eigenschaften der hinterlegten Mechanik abgeleitet werden, was im folgenden Kapitel näher beschrieben wird.



5 Aktoreigenschaften

In diesem Abschnitt werden die Vor- als auch Rückwärtsberechnungen aus Kapitel 4 analysiert, um ein besseres Verständnis für das Schrägachsensystem zu bekommen. Ziel ist es, anhand der Eigenschaften des Systems die späteren Simulationsergebnisse besser interpretieren zu können und geeignete bzw. sinnvolle Aktorbetriebsstrategien ableiten zu können. Dabei liegt der Fokus auf der Auswahl der Betriebsstrategie, welche den Motoren die geringste Leistung abverlangt, was die Größe und die Masse der Servomotoren direkt beeinflusst. Eine wichtige Rolle spielt dabei die Eigenübersetzung des Systems [56].

Als Eigenübersetzung werden die relativen Spur- bzw. Sturzwinkeländerungen bei Änderung der Winkel θ und χ bezeichnet, die sich zu $\frac{\partial \delta_{rel}}{\partial \chi}$, $\frac{\partial \delta_{rel}}{\partial \theta}$, $\frac{\partial \varepsilon_{rel}}{\partial \chi}$ und $\frac{\partial \varepsilon_{rel}}{\partial \theta}$ ergeben.

Diese Eigenübersetzungen sind im Vergleich zu einer Stirnradstufe, bei der sich diese aus dem Verhältnis der Zähnezahlen ergibt, nicht konstant und begrenzen bei einer gegebenen maximalen Servomotorendrehzahl die Verstellgeschwindigkeit des aktiven Radträgers.

Im Umkehrschluss werden bei einer in jedem Betriebspunkt geforderten Mindestverstellgeschwindigkeit der Aktorik unter Umständen sehr hohe Maximaldrehzahlen an den Servomotoren benötigt.

Schließlich können mit der Eigenschaftsauswertung des Aktors anhand der Rückwärtsberechnung unter den Gesichtspunkten der maximalen Aktordynamik bei gleichzeitigem minimalen Energieverbrauch verschiedene Aktorbetriebsstrategien abgeleitet werden.

5.1 Interpretation der Vorwärtsberechnung

Mithilfe der Vorwärtsrechnung aus Kapitel 4.1, welche die Abbildungsvorschrift $f : \mathbb{R}^2 \rightarrow \mathbb{R}, (\chi, \xi) \mapsto \varepsilon_{rel}(\chi, \xi)$ und $g : \mathbb{R}^2 \rightarrow \mathbb{R}, (\chi, \xi) \mapsto \delta_{rel}(\chi, \xi)$ wiedergibt, ist es möglich, die Bewegungen des ausgelenkten Punktes P_r^{**} für verschiedene Winkel χ und ξ zu visualisieren. Werden die Winkel χ und ξ im Intervall $-\pi < \xi < \pi$ und $-\pi < \chi < \pi$ berechnet und eingezeichnet, so ergibt sich durch die Trajektorien des Punktes P_r^{**} ein Kugelsegment, das im Folgenden als Bewegungsraum bezeichnet wird und in **Bild 5.1** unter Vorgabe einer festen Schrittweite z.B. $\frac{\pi}{10}$ ersichtlich ist [56]. Abgebildet sind die beiden Verstellzylinder, substituiert durch die beiden Vektoren \vec{r} und \vec{a} . Weiterhin dargestellt ist der Schrägachsenvektor \vec{s} , um den der Punkt P_r mit dem Winkel ξ rotiert und in Punkt P_r^* übergeht. Bild 5.1 zeigt außerdem den Punkt P_r^{**} an der Spitze des ausgelenkten Vektors \vec{r}^* , der sich durch Rotation um die y-Achse mit dem Winkel χ ergibt. Dabei ist in Bild 5.1 eine sequen-

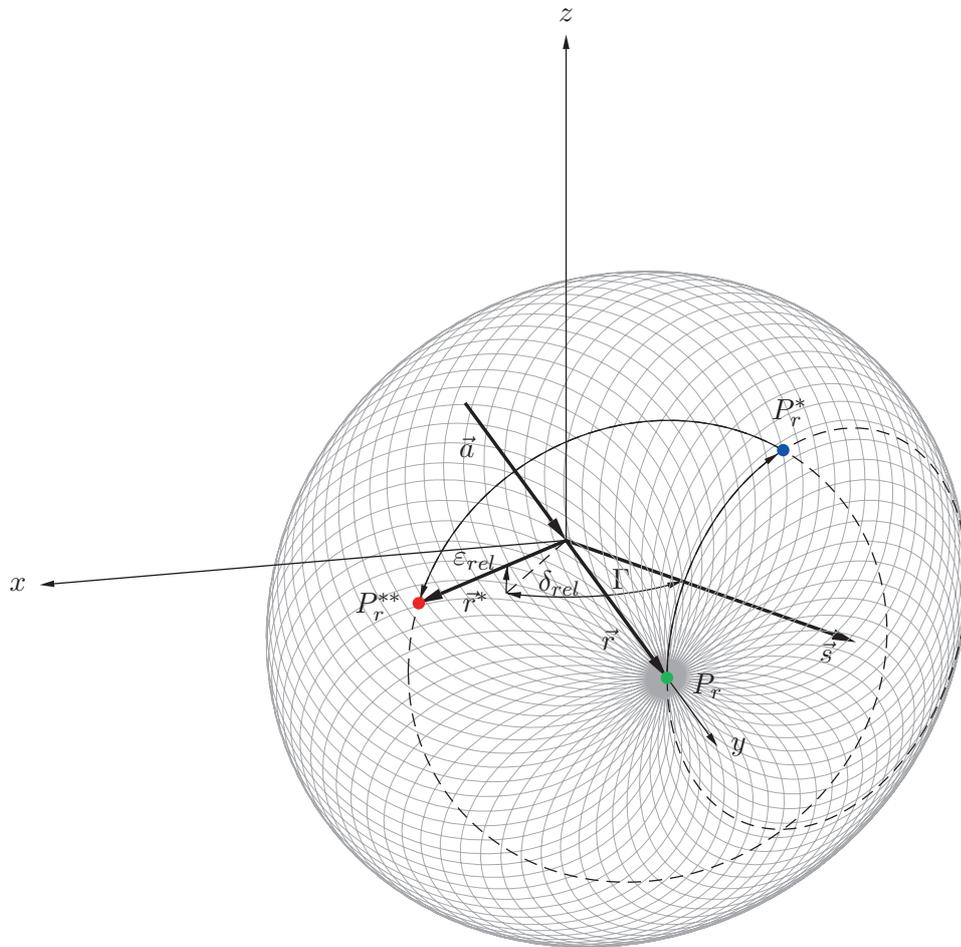


Bild 5.1: Dargestellt ist der Bewegungsraum auf dem sich der Punkt P_r bewegt, wenn dieser durch sequentielle Rotationen um die Winkel ξ und χ in den Punkt P_r^{**} übergeführt wird. Dabei bildet der Bewegungsraum ein Kugelsegment ab, dessen Öffnungswinkel proportional zum Winkel Γ ist [56].

tielle Rotation zu erkennen. Durch die Rotation des Punktes P_r mit dem Winkel ξ beschreibt dieser eine Kreisbahn. Diese Kreisbahn erfährt wiederum eine Rotation durch den Winkel χ , dessen Drehung um die y -Achse erfolgt.

Die Trajektorienschneitpunkte im Bewegungsraum zeigen wie im vorherigen Kapitel beschrieben, dass mehrere Lösungen der Winkel χ und ξ zu jedem Tupel ε_{rel} und δ_{rel} existieren. Jedoch gilt dies nicht für die Randpunkte sowie für den Pol des Kugelsegments. An den Randpunkten des Bewegungsraumes muss für den Winkel $\xi = \pm\pi$ gelten. Hier ergeben die beiden Lösungen aus den Gleichungen zur Herleitung des Winkels ξ identische Beträge. Am Pol des Kugelsegments, an dem der Punkt P_r in der y -Achse liegt ($P_r = (0, 1, 0)$), ergeben die Gleichungen für den Winkel ξ eine identische Lösung ($\xi = 0$). Jedoch existieren unendlich viele Lösungen für die Winkel χ und θ .

Diesem Umstand muss bei einer späteren Ansteuerung Rechnung getragen werden, da die Herleitung für den Winkel χ in diesem Betriebspunkt wieder den Initialwinkel $\chi = 0$ ergibt. Hier muss der letzte Wert von χ so lange gehalten werden, bis der Punkt P_r die Polstelle durch Änderung der Spur- oder Sturzwinkelvorgabe wieder verlässt, also $\varepsilon_{rel} = \delta_{rel} \neq 0$.

Bild 5.2 zeigt zum besseren Verständnis eine Ansicht von Bild 5.1 entgegen der z -Achse. Zu erkennen ist der kugelsegmentförmige Bewegungsraum vom Punkt P_r^{**} . Punkt P_r erreicht den Rand des Bewegungsraumes, wenn dieser auf der gestrichelten Bahn um den Schrägachsenvektor \vec{s} mit dem Winkel $\xi = \pm\pi$ rotiert. Dadurch ergibt sich der Öffnungswinkel des Kugelsegmentes zu 2Γ . Der Winkel Γ legt somit den maximalen Verstellbereich der Aktorik fest. Gleichzeitig werden mit diesem Winkel auch die Eigenübersetzungen der Winkel χ und θ beeinflusst, da für eine komplette Rotation von χ und θ ein größerer Bewegungsraum überstrichen wird [56].

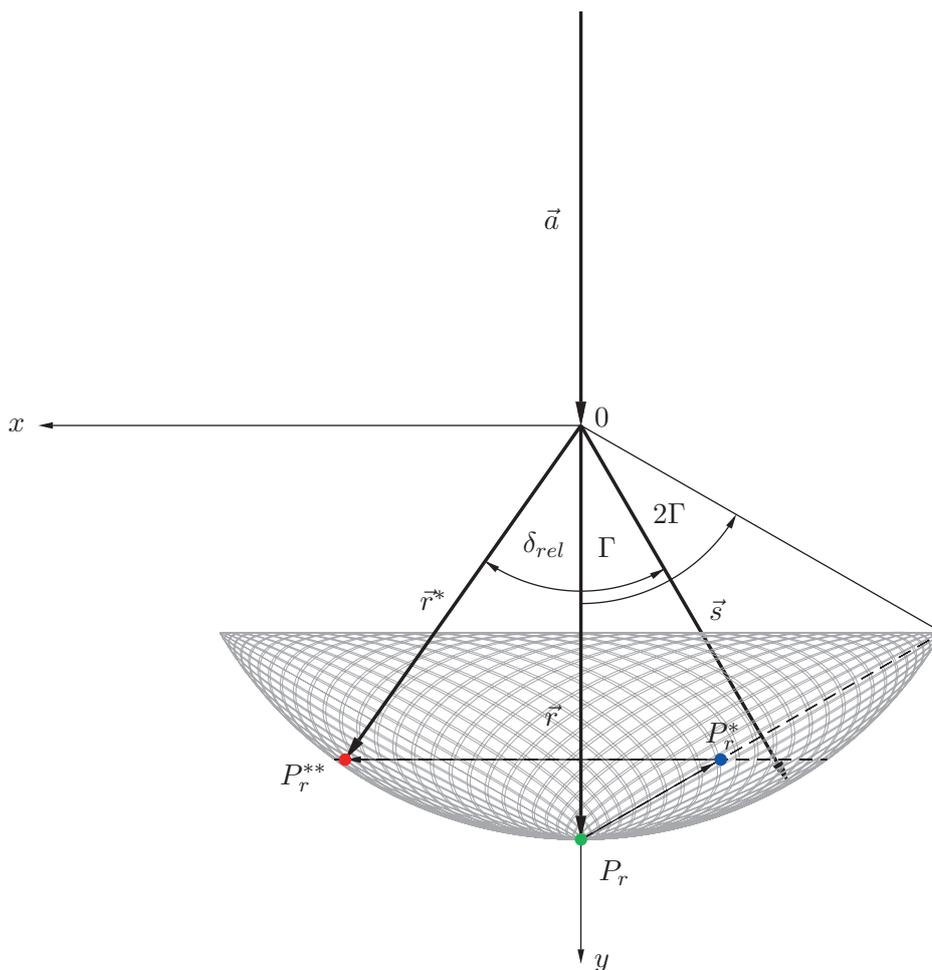


Bild 5.2: Zur besseren Visualisierung des Bewegungsraumes, der sich als Kugelsegment ausbildet, ist die Ansicht entgegen der z -Achse von Bild 5.1 dargestellt. Der Öffnungswinkel des Kugelsegmentes ergibt sich zu 2Γ [56].

In **Bild 5.3** ist nur der Bewegungsraum entgegen der y -Achse abgebildet. Am Rand des Bewegungsraumes sowie in der Mitte sind zwei Detailansichten M_1 und M_2 abgebildet. In der Detailansicht M_1 von Bild 5.3 ist zu erkennen, dass sich das Rautenmuster der Bewegungstrajektorien des Punktes P_r in radialer Richtung zusammenstaucht. Dies bedeutet, dass eine Änderung der Winkel χ und ξ in tangentialer Richtung eine größere Eigenübersetzung besitzt als in radialer Richtung. Anders als in Detailansicht M_1 sind in der Detailansicht M_2 die Bewegungstrajektorien in tangentialer Richtung gestaucht und in radialer Richtung gedehnt. Dies

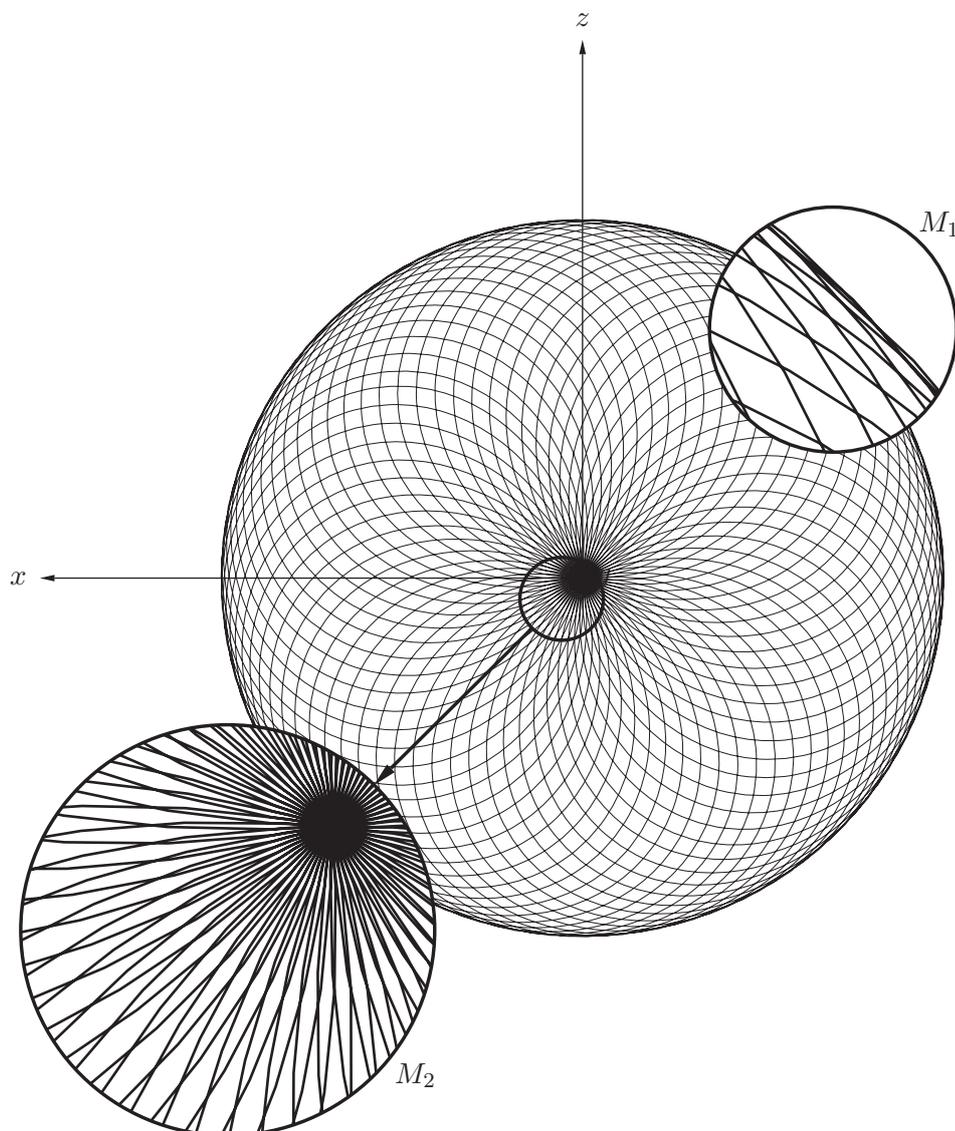


Bild 5.3: In dieser Ansicht entgegen der y -Achse ist nur der Bewegungsraum abgebildet. Die Vergrößerungen M_1 und M_2 zeigen im Detail die unterschiedlichen Verzerrungen des Rautenmusters, was einer richtungs- und positionsabhängigen Eigenübersetzungsänderung entspricht.

bedeutet, dass eine Bewegung radial nahe am Pol des Kugelsegmentes eine hohe Rotation der Servomotoren erfordert.

Im Mittenbereich des Bewegungsraumes verändern sich die Verzerrungen des Rautenmusters je nach Abstand zu den beiden Extrema, jedoch steigt der Gradient erst nahe dem Pol oder dem Rand an, (siehe Bild 5.3).

Um eine genauere Betrachtung der Eingenübersetzungen durchführen zu können, werden im Folgenden die Rückwärtsberechnungen der Winkel χ/χ' , ξ/ξ' und θ/θ' analysiert.

5.2 Interpretation der Rückwärtsberechnung

Wie im vorhergehenden Abschnitt anhand der verzerrten Rautenmuster beschrieben, ergeben sich in der Mitte und am Rand des Bewegungsraumes die stärksten Eigenübersetzungsänderungen.

Mithilfe der hergeleitenden Abbildungen $j/j' : \mathbb{R}^2 \rightarrow \mathbb{R}$, $(\varepsilon_{rel}, \delta_{rel}) \mapsto \chi/\chi'(\varepsilon_{rel}, \delta_{rel})$, $k : \mathbb{R}^3 \rightarrow \mathbb{R}$, $(\varepsilon_{rel}, \delta_{rel}, \chi/\chi') \mapsto \xi(\varepsilon_{rel}, \delta_{rel}, \chi/\chi')$ und $l : \mathbb{R}^4 \rightarrow \mathbb{R}$, $(\varepsilon_{rel}, \delta_{rel}, \chi/\chi', \xi) \mapsto \theta(\varepsilon_{rel}, \delta_{rel}, \chi/\chi', \xi)$ aus Kapitel 4.3 ist es nun möglich die Eigenübersetzungen des Schrägachsensystems näher zu untersuchen [56].

Dabei gilt zu klären, welche der Winkel χ/χ' , ξ/ξ' und θ/θ' von diesen Eigenübersetzungsänderungen betroffen sind. Aus Sicht der Ansteuerung sind die Winkel χ/χ' und θ/θ' am interessantesten.

Berechnet man die Werte der Winkel χ/χ' für $0 < \Gamma < \frac{\pi}{2}$ sowie $\cos^2 \varepsilon_{rel} \cdot \sin^2 \delta_{rel} + \sin^2 \varepsilon_{rel} \leq \sin^2(2\Gamma)$ [56], so erhält man den Lösungsraum der Winkel χ/χ' unabhängig von den Größen ξ/ξ' und θ/θ' und kann somit den Einfluss der Eigenübersetzung auf die Winkel χ/χ' ableiten.

In **Bild 5.4** ist der Lösungsraum der Winkel χ/χ' exemplarisch für einen gegebenen Winkel $\Gamma = 30^\circ$ abgebildet. Die Figur entsteht aus zwei Teilflächen der beiden Herleitungen für die Winkel χ/χ' , die ähnlich einer Riemannschen Fläche an den Schnitten zusammengesetzt wurden.

Die Figur stellt dabei eine 2π -periodische Helix dar, die sich unendlich in Richtung negativer und positiver χ/χ' -Achse erweitern lässt. Gültige Lösungen befinden sich dabei auf der Mantelfläche der Helix [56].

Aufgrund der Form der Helix lässt sich, wie bereits im vorhergehenden Kapitel beschrieben, die gültige Lösungsanzahl für die Winkel χ/χ' herleiten.

Am Rand der Helix existiert jeweils nur eine gültige Lösung, (siehe Bild 5.4 grüner Punkt). Für die Winkel δ_{rel} und ε_{rel} gleich Null ergeben sich unendlich viele Lösungen, da der Lösungsraum um diese Koordinaten dreht und mit seiner Mantelfläche stets die rote Achse berührt, (siehe Bild 5.4).

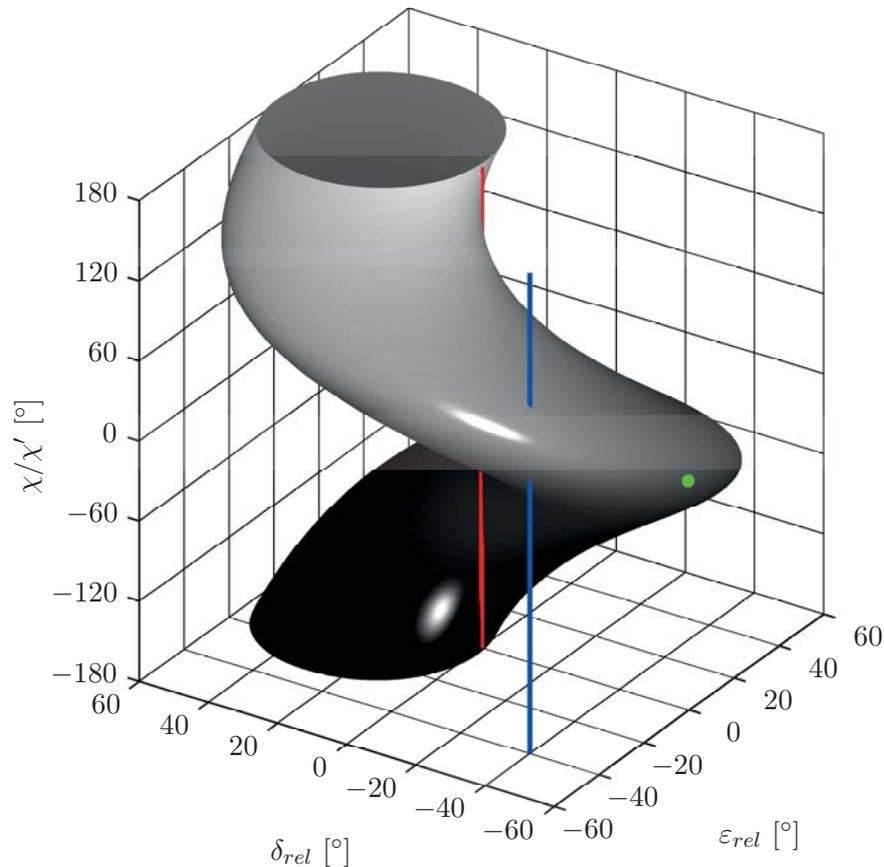


Bild 5.4: Lösungsraum der Winkel χ/χ' für $\Gamma = 30^\circ$, dargestellt über dem planaren Bewegungsraum δ_{rel} und ε_{rel} . Die Lösungen der Winkel χ/χ' ergeben als Hüllfigur eine 2π -periodische Helix, die um $\delta_{rel} = \varepsilon_{rel} = 0$ dreht. An dieser Stelle bestehen unendlich viele Lösungen für die Winkel χ/χ' , da die Figur die rote Achse stets berührt. Am Rand der Figur existiert jeweils nur eine Lösung (z.B. grüner Punkt). Im übrigen Lösungsraum bestehen immer zwei Lösungen (Durchstoßpunkte der blauen Gerade) [56].

Zwischen diesen beiden Extrema existieren immer zwei gültige Lösungen, wie man an den Durchstoßpunkten der blauen Gerade von Bild 5.4 erkennen kann. Die starke Änderung der Eigenübersetzung resultiert aus der gewölbten Grundform der Helix und den unterschiedlichen Steigungen in radialer Richtung. Dabei sind diese Eigenübersetzungsänderungen jeweils von der aktuellen Aktorposition und der neuen Wunschposition mit der daraus resultierenden Richtung abhängig. Diese vorgegebene Richtung im δ_{rel} - ε_{rel} -Raum wird im Folgenden als Fahrwunsch bezeichnet.

Zur besseren Visualisierung werden unter Vorgabe unterschiedlicher Fahrwünsche im δ_{rel} - ε_{rel} -Bewegungsraum die Lösungen des Winkels χ bzw. χ' in die Helix einge-

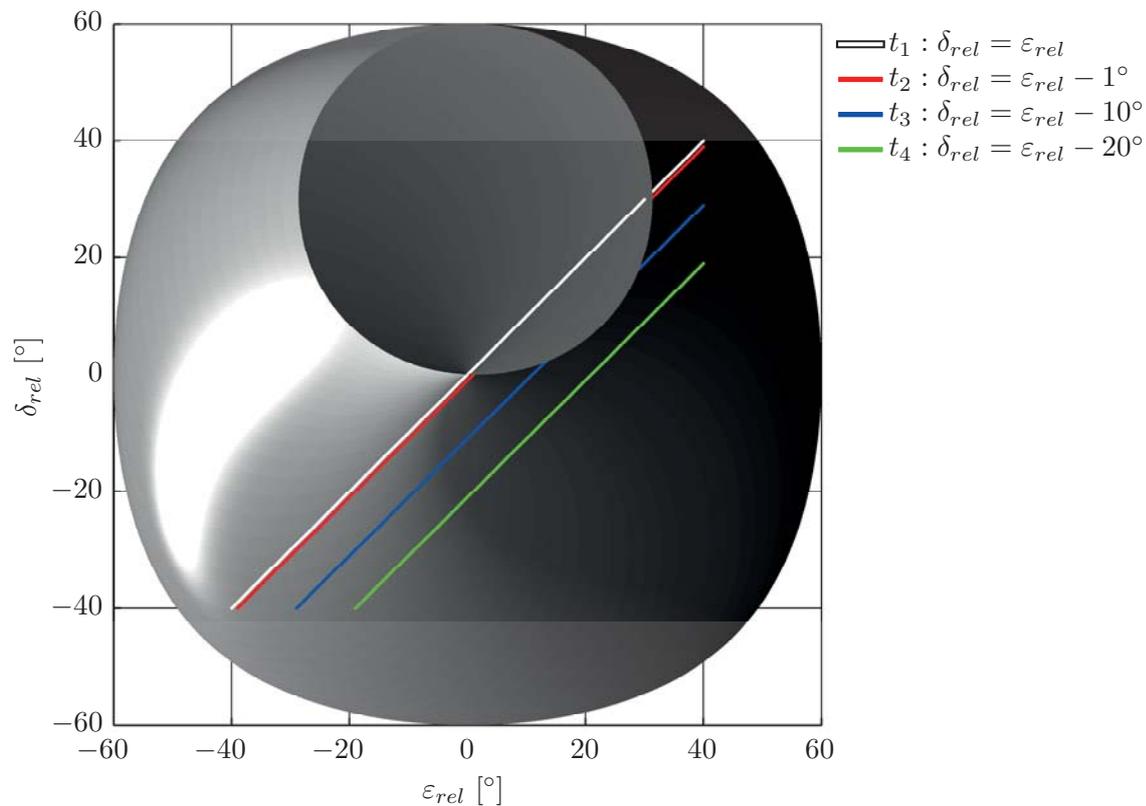


Bild 5.5: Lösungsraum des Winkels χ bzw. χ' für $\Gamma = 30^\circ$. Dargestellt ist die Helix aus Bild 5.4 entgegen der χ/χ' -Achse. Zu erkennen ist der planare Bewegungsraum δ_{rel} und ε_{rel} , der sich durch die Forderung $\cos^2 \varepsilon_{rel} \cdot \sin^2 \delta_{rel} + \sin^2 \varepsilon_{rel} \leq \sin^2 (2\Gamma)$ zu einer kissenartigen Grundform ergibt. Weiterhin eingezeichnet sind unterschiedliche Trajektorien, die diagonal durch den Bewegungsraum führen. Dabei führt der weiße Fahrwunsch durch den Ursprung, der rote Fahrwunsch um -1° und alle anderen um jeweils -10° dazu versetzt.

zeichnet (siehe **Bild 5.5**). Vorgegeben werden beispielsweise diagonale Fahrwünsche, dargestellt als Trajektorien durch den Bewegungsraum. Die Trajektorien können in dieser Ansicht als Gerade definiert werden, wobei die Trajektorie t_1 durch den Koordinatenursprung führt. Die Trajektorie t_2 ist um -1° und jede Weitere um jeweils -10° verschoben. Zu erkennen ist, dass in der Aufsicht nicht alle Trajektorien durchgängig abgebildet werden, da sie teilweise durch die Helix selbst verdeckt werden.

In **Bild 5.6** ist die Helix mit den unterschiedlichen Trajektorien dreidimensional dargestellt. Die Trajektorie t_1 führt mit relativ konstanter Steigung durch den δ_{rel} - ε_{rel} -Bewegungsraum.

Der Fahrwunsch t_2 , welcher um -1° verschoben ist, besitzt einen starken Anstieg in der Nähe des Ursprungs. Hier verläuft die Trajektorie fast vertikal nach oben, was

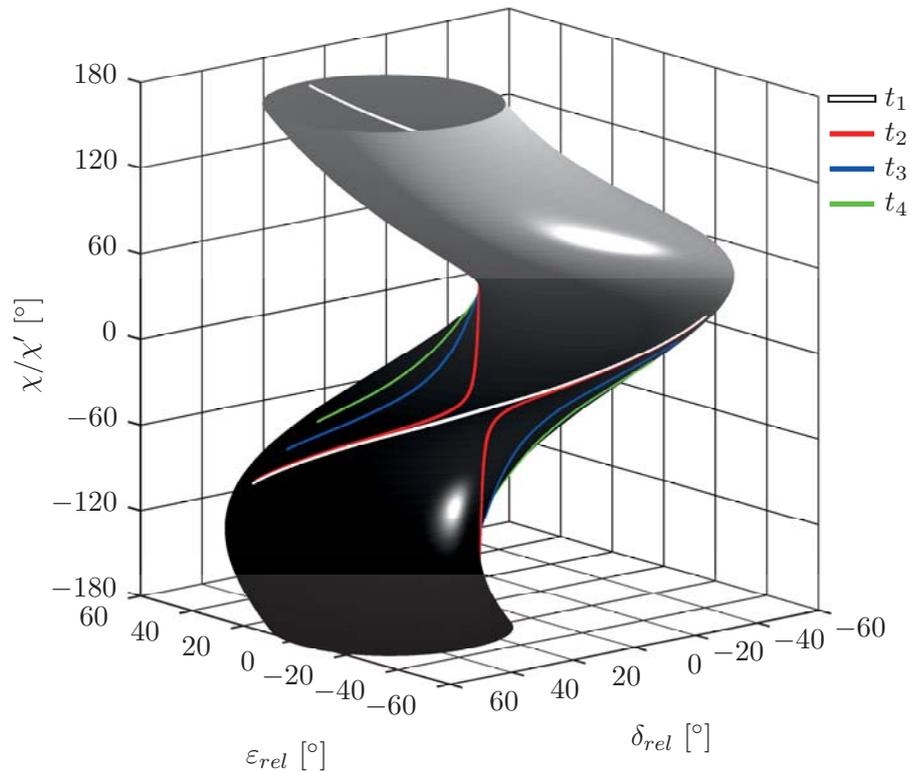


Bild 5.6: Lösungsraum des Winkels χ bzw. χ' für $\Gamma = 30^\circ$. Dargestellt ist eine dreidimensionale Ansicht von Bild 5.5 mit den unterschiedlichen Soll-Trajektorien. Der weiße Fahrwunsch t_1 besitzt eine relativ konstante Steigung, was auf eine konstante Eigenübersetzung hinweist. Die rote Trajektorie t_2 hingegen besitzt nahe dem Koordinatenursprung eine große Eigenübersetzungsänderung. Die Steigungen der Soll-Trajektorien verlaufen umso konstanter, je weiter diese von der Mitte der Figur entfernt den Bewegungsraum durchfahren.

bei einer konstanten Schrittweite im δ_{rel} - ϵ_{rel} -Bewegungsraum zu einer sehr großen Änderung des Winkels χ bzw. χ' und somit zu einer hohen Eigenübersetzung führt. Die blaue Soll-Trajektorie t_3 besitzt ebenfalls eine hohe Steigung, ist aber im Vergleich zu t_2 nicht so ausgeprägt.

Der grüne Fahrwunsch t_4 hingegen ist nahezu konstant in seiner Steigung.

In Bild 5.6 ist weiterhin zu erkennen, dass auf der Unterseite als auch auf der Oberseite der Helix Soll-Trajektorien abgebildet sind. Diese stellen die beiden gültigen Lösungen für die jeweilige δ_{rel} - und ϵ_{rel} - Position dar. Dabei muss beachtet werden, dass diese Trajektorien ebenfalls wie die Helix 2π -periodisch sind.

Abgeleitet vom Verlauf der Trajektorien aus Bild 5.6 kann Folgendes festgestellt werden: Das Durchfahren der Koordinaten $\delta_{rel} = \epsilon_{rel} = 0$ ist ohne signifikante Änderungen der Eigenübersetzung möglich. Dabei kann aufgrund der Helix-Form dieser Punkt von jeder beliebigen Richtung erreicht werden. Wird hingegen die Helix nahe

der Koordinaten $\delta_{rel} = \varepsilon_{rel} = 0$ durchfahren, so muss eine sehr hohe Eigenübersetzungsänderung in Kauf genommen werden. Je weiter man sich von der Mitte der Helix entfernt, umso geringer fallen die Änderungen der Eigenübersetzung ins Gewicht. Diese Eigenschaft ist entscheidend für die Auslegung der Elektromotoren sowie für die Betriebsstrategie der Aktorik.

Im Allgemeinen kann mithilfe des totalen Differentials [44] für kleine Koordinatenänderungen die Änderung des Winkels χ bzw. χ' bei einer beliebigen Änderung der Winkel δ_{rel} und ε_{rel} berechnet werden. Hierfür kommen die partiellen Ableitungen der Gleichungen 4.38 und 4.39 zum Einsatz:

$$\Delta(\chi/\chi') \approx d(\chi/\chi') = \frac{\partial(\chi/\chi')}{\partial\delta_{rel}} d\delta_{rel} + \frac{\partial(\chi/\chi')}{\partial\varepsilon_{rel}} d\varepsilon_{rel} = f_{\delta}\Delta\delta + f_{\varepsilon}\Delta\varepsilon \quad [\text{Gl. 5.1}]$$

Besteht nun die Forderung nach einer Verstellgeschwindigkeit des Aktors von 10°/s unabhängig ob in Spur- und/oder Sturzrichtung, so können mit Gleichung 5.1 und einer gegebenen maximalen Motorgeschwindigkeit die Bereiche des Bewegungsraumes berechnet werden, in denen diese Forderung umsetzbar ist.

Neben dem Winkel χ bzw. χ' können auch die korrespondierenden Winkel ξ/ξ' und θ/θ' Nichtlinearitäten aufweisen, die es näher zu betrachten gilt. Mit der Abbildungsvorschrift $k : \mathbb{R}^3 \rightarrow \mathbb{R}, (\varepsilon_{rel}, \delta_{rel}, \chi/\chi') \mapsto \xi(\varepsilon_{rel}, \delta_{rel}, \chi/\chi')$ ist es möglich, den Winkel ξ zu berechnen und diesen zu visualisieren.

Bild 5.7 zeigt die Lösungen des Winkels ξ bzw. ξ' über dem planaren Bewegungsraum ε_{rel} und δ_{rel} mit $\cos^2\varepsilon_{rel} \cdot \sin^2\delta_{rel} + \sin^2\varepsilon_{rel} \leq \sin^2(2\Gamma)$. Diese Darstellung dient als Ergänzung, da die beiden Lösungen des Winkels ξ nur indirekt durch den Winkel χ bzw. χ' und durch den korrespondierenden Winkel θ bzw. θ' beeinflusst werden können. Zu erkennen sind ähnlich einer Sanduhr zwei gleich große trichterförmige Hüllflächen, die sich aus den gültigen Lösungen des Winkels ξ bzw. ξ' und den korrespondierenden Winkel χ bzw. χ' ergeben. Die beiden Hüllflächen berühren sich im Ursprung und bilden somit einen Übergang. Die Grundform der Figur ist nicht rund, sondern ergibt entgegen der z-Achse betrachtet wieder die Form des planaren Bewegungsraumes. Im Vergleich zur Helix-Form aus Bild 5.6 resultiert aus der Sanduhr-Form eine geringere Eigenübersetzungsänderung für die Winkel ξ/ξ' .

Den letzten Winkel in der Kinematikette des aktiven Radträgers stellt der Winkel θ bzw. θ' dar und ist wie der Winkel χ bzw. χ' ein direkt beeinflussbarer Winkel. Mithilfe der Abbildungsvorschrift $l : \mathbb{R}^4 \rightarrow \mathbb{R}, (\varepsilon_{rel}, \delta_{rel}, \chi/\chi', \xi) \mapsto \theta(\varepsilon_{rel}, \delta_{rel}, \chi/\chi', \xi)$ kann der Lösungsraum des Winkels θ bzw. θ' hergeleitet werden. Durch die Anordnung des aktiven Radträgers ist zu erwarten, dass sich die Lösungsräume der

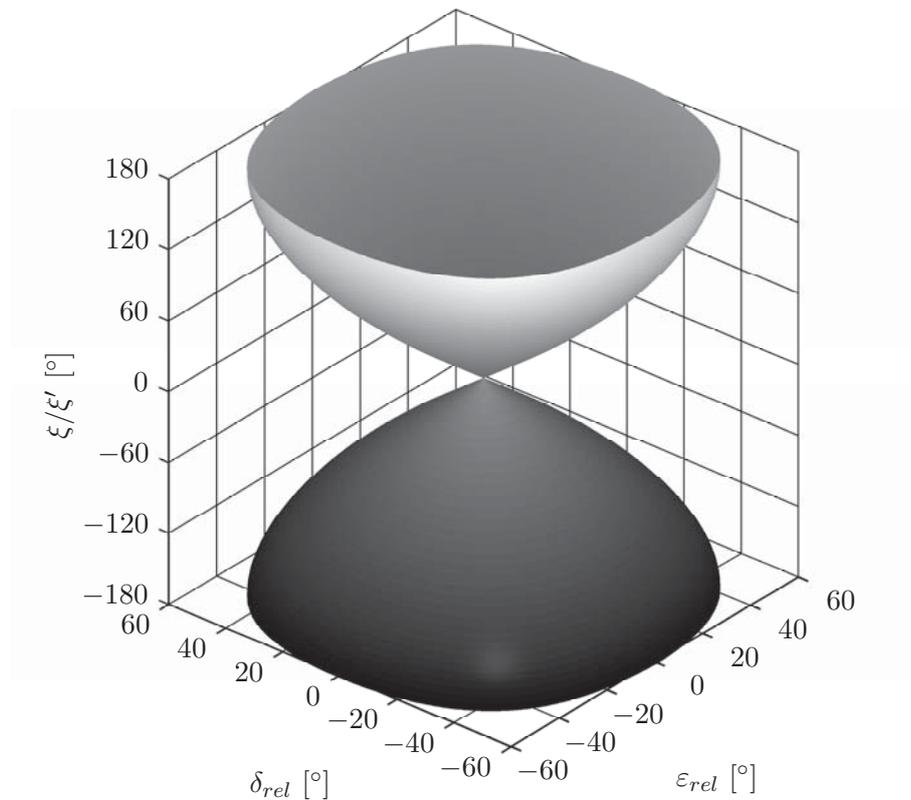


Bild 5.7: Lösungsraum des Winkels ξ bzw. ξ' für $\Gamma = 30^\circ$. Aus den Lösungen des Winkels χ bzw. χ' resultiert jeweils eine gültige Lösung für den Winkel ξ bzw. ξ' , welche in Summe zwei trichterförmige Hüllfiguren ähnlich einer Sanduhr aufspannt. Die beiden Hälften berühren sich im Ursprung.

Winkel χ/χ' und θ/θ' symmetrisch zueinander verhalten. In **Bild 5.8** sind deshalb die beiden Lösungsräume zum besseren Verständnis gemeinsam dargestellt. Die gültigen Lösungen des Winkels χ bzw. χ' werden durch die schwarz-weiß verlaufende Helix visualisiert. Die schwarz-kupferfarbene Hüllfigur gibt den Lösungsraum des Winkels θ bzw. θ' wieder.

Auffällig ist, dass beide - wie schon vermutet - eine ähnliche Grundform besitzen. Betrachtet man jedoch z.B. die Schnittflächen bei 180° , so sind diese nicht identisch. Durch Rotation und Verschiebung können jedoch die beiden Hüllfiguren der Winkel χ/χ' und θ/θ' in Deckung gebracht werden. Bezogen auf die Eigenübersetzungsänderungen ergeben sich dadurch für den Winkel χ bzw. χ' dieselben Randbedingungen und Auslegungskriterien wie für den Winkel θ bzw. θ' .

Durch die große Spreizung der Eigenübersetzung ergeben sich für die Betriebsstrategie des Aktors einige Besonderheiten, auf die nun näher eingegangen wird.

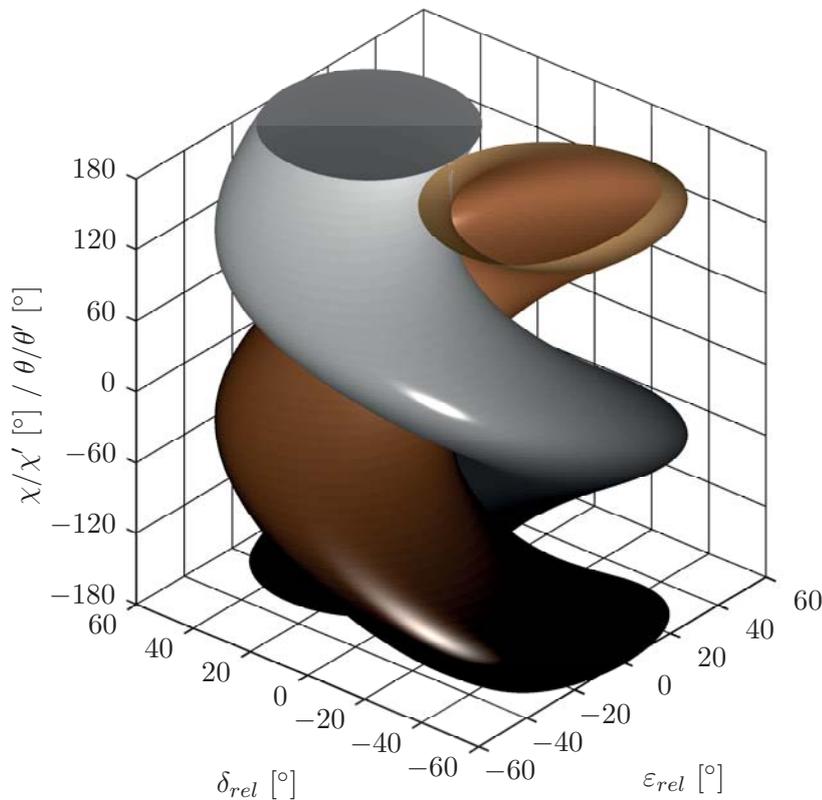


Bild 5.8: Lösungsraum der Winkel χ/χ' und θ/θ' für $\Gamma = 30^\circ$. Zu erkennen sind zwei ineinander verwundene Hüllflächen, wobei die schwarz-weiß verlaufende Helix den Lösungsraum des Winkels χ bzw. χ' und die schwarz-kupferfarbene Helix den Lösungsraum des Winkels θ bzw. θ' darstellt.

5.3 Akteur-Betriebsstrategien

Im vorangegangenen Kapitel konnten die Eigenübersetzungsänderungen des aktiven Radträgers mithilfe der Abbildungsvorschriften der Rückwärtsrechnung $j/j' : \mathbb{R}^2 \rightarrow \mathbb{R}$, $(\varepsilon_{rel}, \delta_{rel}) \mapsto \chi/\chi'(\varepsilon_{rel}, \delta_{rel})$, $k : \mathbb{R}^3 \rightarrow \mathbb{R}$, $(\varepsilon_{rel}, \delta_{rel}, \chi/\chi') \mapsto \xi(\varepsilon_{rel}, \delta_{rel}, \chi/\chi')$ und $l : \mathbb{R}^4 \rightarrow \mathbb{R}$, $(\varepsilon_{rel}, \delta_{rel}, \chi/\chi', \xi) \mapsto \theta(\varepsilon_{rel}, \delta_{rel}, \chi/\chi', \xi)$ aufgezeigt werden.

Auf Grund der großen Eigenübersetzungsspreizung der Winkel χ/χ' und θ/θ' bei Vorgabe beliebiger δ_{rel} - und ε_{rel} -Positionen, kann die geforderte Mindestverstellgeschwindigkeit des Aktors unterschritten werden. Dadurch müssen im Vorfeld Betriebsstrategien definiert werden, die es ermöglichen diese Anforderung an die Aktorik immer erfüllen zu können.

Eine Möglichkeit besteht darin, die geforderte Mindestverstellgeschwindigkeit vorzugeben und die resultierenden Rotationsgeschwindigkeiten der beiden Rotationszylinder

der χ und θ für den Bewegungsraum mithilfe von Gleichung 5.1 zu berechnen. Dabei werden bei einer Ansteuerung ohne Bahnplanung die Bereiche des Bewegungsraums ausgenommen, welche den Motoren eine zu hohe Maximaldrehzahl abverlangen und dadurch aus wirtschaftlichen und/oder bauraumbedingten Gesichtspunkten nicht rentabel sind.

Zeichnet man diese Einschränkung in den Bewegungsraum ein, ergeben sich in Abhängigkeit der geforderten Minimalverstellgeschwindigkeit zwei verbotene Bereiche (siehe **Bild 5.9**). Dargestellt ist der Bewegungsraum entgegen der y -Achse.

Im roten Band am Rand des Bewegungsraumes und im kreisrunden Bereich um den Punkt $\delta_{rel} = \varepsilon_{rel} = 0$, können die geforderten minimalen Verstellgeschwindigkeiten nicht mehr gewährleistet werden. Hier darf der Aktor ohne Bahnplanung nicht betrieben werden.

Wird nun der aktive Radträger anstatt eines passiven Radträgers im Fahrzeug integriert, so kann nicht ohne Weiteres ausgeschlossen werden, dass eine übergeordnete

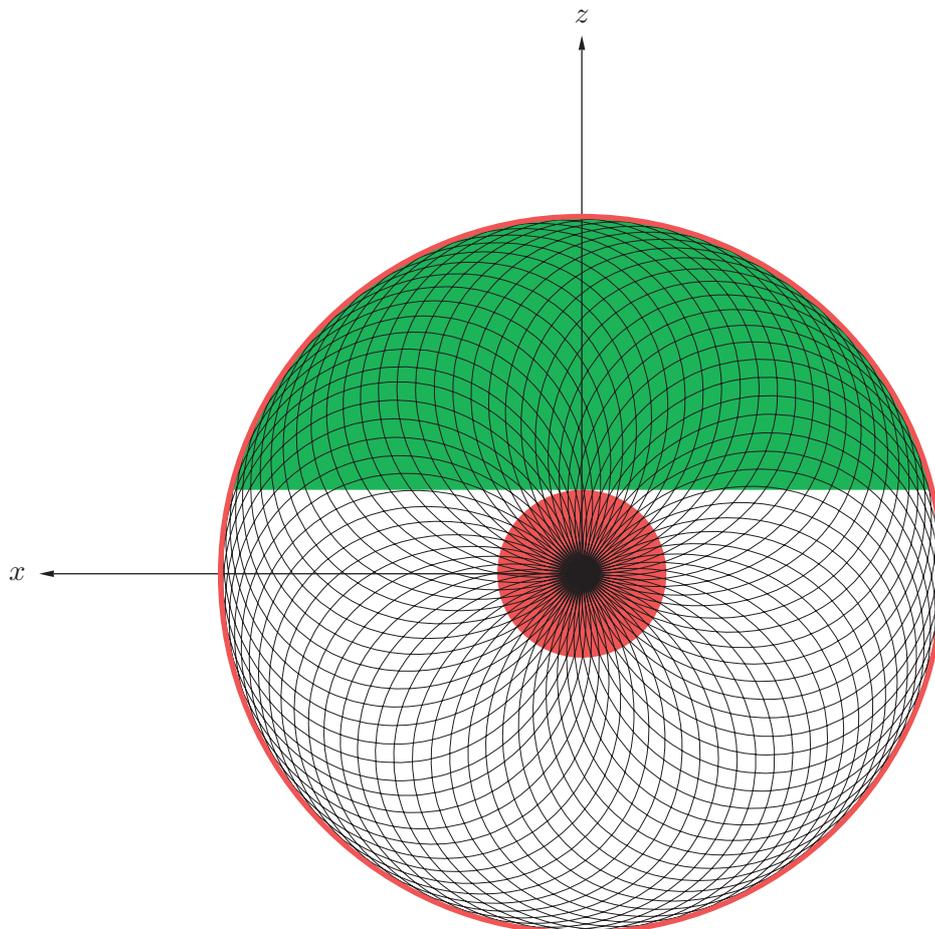


Bild 5.9: Bewegungsraum des aktiven Radträgers; die rot gekennzeichneten Flächen stellen die Bereiche dar, in dem die Motorgeschwindigkeiten für eine geforderte Aktorverstellgeschwindigkeit zu hoch sind. Die grüne Fläche gibt eine mögliche Einschränkung des Bewegungsraumes unter fahrdynamischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten wieder.

Fahrdynamiksteuerung den Bereich der roten Kreisfläche als Soll-Vorgabe anfordert. Eine mögliche Lösung dieses Zielkonfliktes ist es, den Radträger mit seiner Nulllage ($\varepsilon_{rel} = \delta_{rel} = 0$) nicht koaxial zur Radachse, sondern beispielsweise bei $\varepsilon_{rel} = -1$ zu positionieren, der genau den Rand des roten Bereiches darstellt. Dies bedeutet, dass das Rad bei diesem eingestellten Wert am Radträger trotzdem in gewohnter Ausrichtung zur Fahrbahn steht.

Aus dieser Maßnahme resultiert ein eingeschränkter Bewegungsraum des aktiven Radträgers, wie er beispielsweise in Bild 5.9 durch die grüne Fläche ersichtlich ist. Dieser eingeschränkte Bewegungsraum ermöglicht dem aktiven Radträger positive und negative Spurwinkel einzustellen. Allerdings darf durch diese Einschränkung nur noch in negative Sturzrichtung verstellt werden.

Diese Beschneidung des erlaubten Bewegungsraumes ist aus der Sicht der Aktorik mit seiner sonst großen Verstellmöglichkeit gravierend, jedoch aus fahrdynamischer Sicht nahezu irrelevant.

Um die Fahrzeugdynamik wie im Grundlagenteil beschrieben zu verbessern, sind relativ große Verstellmöglichkeiten in Spurrichtung und negativem Sturzwinkel nötig. Die Verstellung in negativer Sturzrichtung wird benötigt, um den kurvenäußeren Reifen in optimale Position zur Fahrbahn zu bringen. Die kurvenäußeren Räder stützen bei hohen Querbeschleunigungen maßgebend die Seitenkraft ab, da die Radlastverlagerung die kurveninneren Räder entlastet. Die kurveninneren Räder stützen demzufolge nur noch sehr wenig Seitenkraft ab. Die Zugwinne an Seitenkraft am kurveninneren Rad durch positiv gestellte Sturzwinkel am aktiven Radträger sind bezogen zur Gesamtseitenkraft an der Achse sehr gering.

Da bei positiven Sturzwinkeln das Rad über den Kotflügel hinausragen würde, müsste gewährleistet werden, dass das Rad bei einer Vertikalanregung nicht mit dem Kotflügel kollidiert. Da dies aus aktordynamischer Sicht nicht immer gewährleistet werden kann, müssten die Radhäuser für diesen Anwendungsfall sehr stark ausgenommen werden. Dies stellt eine starke Veränderung/Einschränkung des Fahrzeugdesigns dar und ist in den meisten Fällen nicht akzeptabel.

Eine weitere mögliche Betriebsstrategie, die den Bewegungsraum vollständig nutzt, ist eine Fahrdynamikregelung, die in Kombination mit der Regelung des aktiven Radträgers arbeitet. Ziel einer jeden querdynamischen Fahrdynamikregelung ist es, die Seitenkräfte durch geeignete Stelleingriffe an den Rädern so zu beeinflussen, dass ein gewünschtes Führungsverhalten des Fahrzeuges erreicht wird. Finden nun nicht der relative Spur- und Sturzwinkel als Führungsgröße Verwendung, sondern eine Soll-Seitenkraft, so kann der aktive Radträger mit zwei Freiheitsgraden agie-

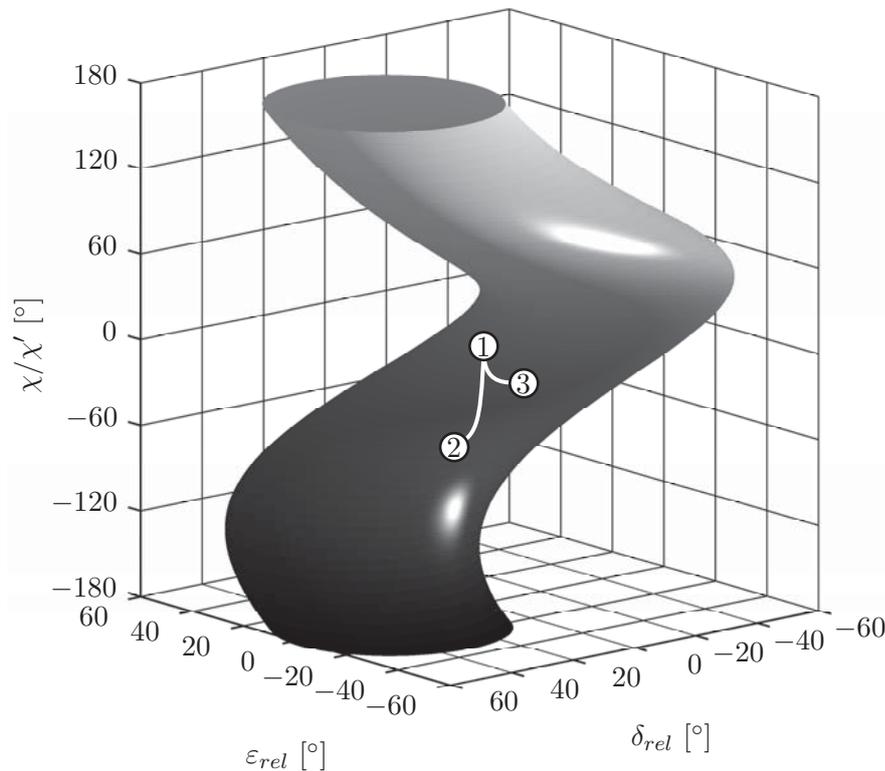


Bild 5.10: Lösungsraum des Winkels χ bzw. χ' für $\Gamma = 30^\circ$. Punkt 1 gibt die aktuelle Ist-Position des Aktors wieder. Punkt 2 stellt die Soll-Position einer Fahrdynamikregelung auf Basis der Größen ε_{rel} und δ_{rel} dar. Punkt 3 erzeugt die gleiche Reifenseitenkraft, jedoch ist hier ein geringerer Verstellweg notwendig.

ren, die die gleiche Regelgröße beeinflussen. Welcher Vorteil daraus resultiert, kann anhand von **Bild 5.10** verdeutlicht werden. Dargestellt ist der Lösungsraum des Winkels χ bzw. χ' für $\Gamma = 30^\circ$. Der aktive Radträger befindet sich in der Position $\varepsilon_{rel} = \delta_{rel} = 0^\circ$, verdeutlicht durch den Punkt 1. Bei einem Fahrdynamikregler, der auf Basis der Verstellwinkel ε_{rel} und δ_{rel} als Führungsgröße arbeitet, würde z.B. $\delta_{rel} = 0.2^\circ$ und $\varepsilon_{rel} = 0^\circ$ gefordert, dargestellt durch den Punkt 2. Aufgrund der hohen Eigenübersetzung in diesem Bereich müsste ein sehr großer Verdrehwinkel χ bzw. χ' gestellt werden (siehe Hub an der χ/χ' -Achse). Würde der aktive Radträger eine Soll-Seitenkraft als Führungsgröße erhalten, so könnte abhängig von seiner Aktorposition und der jeweiligen Fahrsituation eine energieoptimale oder zeitoptimale Spur- und Sturzwinkel-Kombination angefahren werden, die ebenfalls dieser Soll-Seitenkraft entspricht. In Bild 5.10 ist eine solche Spur- und Sturzwinkelkombination durch den Punkt 3 dargestellt, welche die gleiche Reifenseitenkraft erzeugt, wie die Aktorposition von Punkt 2. An den beiden Trajektorien ist deutlich zu erkennen, welche Winkeldifferenz sich für den Winkel χ bzw. χ' ergibt.

Eine solche Regelstrategie setzt jedoch voraus, dass gewisse Fahrdynamikgrößen bekannt sind. So werden neben den geforderten Soll-Seitenkräften auch der aktuelle Schräglaufwinkel und der Einfluss additiv gestellter Spur- und Sturzwinkel der Aktorik auf die Seitenkraft benötigt. Dies bedeutet, dass in jeder Fahrsituation unabhängig von Reibwert und Reifenparametern die aktuellen Schräglaufsteifigkeiten und Sturzsteifigkeiten auch außerhalb des linearen Reifenbereiches bekannt sein müssen. Der aktuelle Schräglaufwinkel als auch die aktuelle Schräglaufsteifigkeit kann mithilfe des Ansatzes aus [39] und [40] auf Hoch- und Niedrigreibungswerten zuverlässig geschätzt werden. Unter Vorgabe einer konstanten Sturzsteifigkeit kann somit ein Optimierungsverfahren online angestoßen werden, welches unter Vorgabe der Aktuierungsstrategie die optimale Spur- und Sturzwinkel-Kombination berechnet [45].

Mithilfe der abgeleiteten Betriebsstrategien können nun Randbedingungen zur Auslegung des aktiven Radträgers gesetzt werden, die bei einer Hardwareauslegung unabdingbar sind. Im folgenden Abschnitt wird nun näher auf die technische Umsetzung des aktiven Radträgers eingegangen.

6 Mechanische Umsetzung der Aktorik

Im folgenden Kapitel wird zunächst näher auf die konzeptionelle Definition und die konstruktive Gestaltung des aktiven Radträgers eingegangen. Der Fokus liegt hierbei sowohl auf der analytischen als auch auf der simulativen Auslegung.

Für die Entwicklung des aktiven Radträgers kommen zwei unterschiedliche virtuelle Modelle zum Einsatz. Mithilfe der rechnergestützten Konstruktion werden die Geometrien der einzelnen Bauteile definiert und die Package-Integration kontrolliert. Eng verzahnt dazu erfolgt mit diesen Geometriedaten die Erstellung eines Mehrkörper-Simulationsmodells (MKS-Modell) vom aktiven Radträger. Dieses wird wiederum in eine Gesamtfahrzeugsimulation eingebettet, um Reaktionskräfte und Wechselwirkungen des aktiven Radträgers auf Reifenkräfte und Fahrdynamik untersuchen zu können [56].

Der Aufbau dieser beiden Modelle stellt einen iterativen Entwicklungsprozess dar, bei dem der Wissensgewinn aus dem MKS-Modell wieder auf die konstruktive Gestaltung des Radträgers Einfluss nimmt. Zur Validierung der Modelle wurden im Verlauf einzelne Technikstände oder Teilaspekte messtechnisch überprüft.

Da eine Darstellung der einzelnen Entwicklungsschritte den Rahmen der Arbeit sprengen würde, werden im Folgenden der letzte Konzeptstand und selektive Details daraus erläutert.

Zur Bewahrung der Übersichtlichkeit erfolgt zunächst die Beschreibung der Konzeptdefinition und Package-Integration gefolgt von der Konzeptauslegung.

6.1 Konzeptdefinition und Package-Integration am Versuchsfahrzeug

Zur Beschreibung des konstruktiven Konzeptes und der Package-Integration dient zunächst als Orientierung **Bild 6.1**. Dargestellt ist eine serienmäßige Hinterachse eines Audi A4 mit Allradantrieb, bei der der passive Radträger durch den aktiven Radträger ausgetauscht wurde. Die angedeutete Felge zeigt, wie sich die Bauraumgrenzen für den aktiven Radträger ergeben.

Deutlich zu erkennen sind die beiden Servomotoren, die entgegen der y -Richtung des Fahrzeugkoordinatensystems orientiert sind. Beide Motoren sind dabei um den Radträger so angeordnet, dass bei einer Bewegung des Radträgers in Spur- und Sturzrichtung und bei Ein- und Ausfedern keine Bauteilkollisionen auftreten. Durch das Konzept der Verstellzylinder können die Servomotoren ohne Einschränkungen über den Umfang verteilt werden. Die Anbindungspunkte des Radträgers an die



Bild 6.1: *Package-Integration des aktiven Radträgers an der Hinterachse eines Audi A4 mit Allradantrieb. An dem serienmäßigen Fahrwerk wird dabei der passive durch den aktiven Radträger substituiert [4].*

Fahrwerkslenker können somit vom passiven Radträger unverändert übernommen werden.

Innerhalb der Gummi-Manschette befinden sich die Verstellzylinder und das Kardangelenk, das später näher beschrieben wird.

Werden alle möglichen Positionen der Felge durch Variation der Spur- und Sturzrichtung zu einer Hüllfigur zusammengefasst, so führt eine negative Sturzstellung der Felge zu Kollision mit dem Dämpfer. Aus diesem Grund wird eine Felge mit geringerer Einpresstiefe verwendet und gleichzeitig die Radanschraubfläche nach außen gezogen. Für die Konzeptvalidierung ist die daraus folgende Vergrößerung der Spurweite irrelevant, weil die fahrdynamischen Auswirkungen durch andere Maßnahmen kompensiert werden können.

Gegenüber der originalen Bremsanlage muss der Bremsattel aufgrund der Verstellmechanik im Durchmesser weiter außen platziert werden. Deshalb kommt eine Bremsscheibe mit vergrößertem Reibringdurchmesser zum Einsatz. Bei der Auftei-

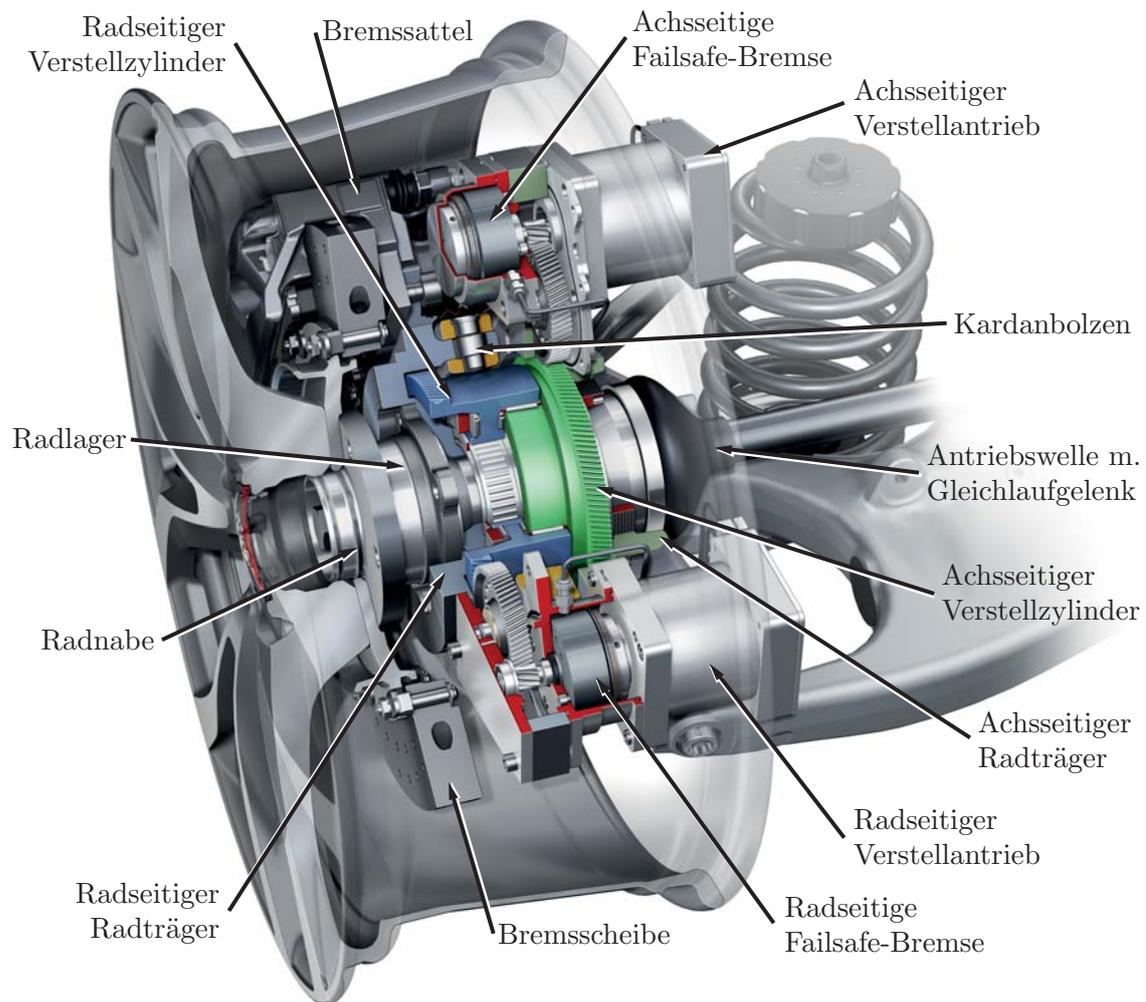


Bild 6.2: Aktiver Radträger im Viertelschnitt. Die Bauteile sind in Analogie zum Piktogramm aus Bild 3.5 benannt. Die wichtigsten Bauteile sind farblich kodiert: Dunkelblau und dunkelgrün die beiden Verstellzylinder, hellblau und hellgrün die Schnittflächen der beiden Radträgerhälften und ocker die Schnittfläche des Kardanrings [4].

lung der Bremsmomente zwischen Vorder- und Hinterachse muss dies später berücksichtigt werden. Sämtliche anderen Fahrwerksteile verbleiben im Originalzustand und erleichtern somit den Umbau des Fahrzeugs.

Bild 6.2 zeigt den aktiven Radträger vergrößert im Viertelschnitt. Zum besseren Verständnis sind die beiden Verstellzylinder farblich kodiert in dunkelgrün und dunkelblau abgebildet. Die radialen und axialen Berührflächen weisen eine Schrägung von $2,5^\circ$ zueinander auf. Jeder Verstellzylinder besitzt an der jeweils gegenüberliegenden Seite eine Schrägverzahnung. Die Verwendung einer Geradverzahnung wird vermieden, um die Geräuschbildung der Verzahnung zu minimieren. In diese Schrägverzahnung greift jeweils ein Zwischenzahnrad, welches wiederum im Ritzel des jeweiligen Verstellantriebs kämmt. Das Zwischenzahnrad trägt nicht zur Untersetzung

bei, sondern dient zur Überbrückung des nötigen Achsabstandes von Ritzel zu Verstellzylinder.

Die Verstellantriebe sind permanenterregte Synchronmaschinen, die als Innenläufer ausgeführt sind und eine hohe Leistungsdichte besitzen. Diese Motoren werden jeweils unter Zuhilfenahme eines absoluten Winkelsensors und einer korrespondierenden Leistungselektronik angesteuert.

Da sich der Winkelsensor auf der Motorwelle befindet und die Verstellzylinder über ein Untersetzungsgetriebe angetrieben werden, kann aus dieser Winkelinformation bei der Inbetriebnahme des Systems nicht auf die jeweilige Zylinderposition geschlossen werden. Aus diesem Grund wird jeweils ein Indexsensor verbaut, der eine axiale Bohrung in dem jeweiligen Verstellzylinder erfasst. Stehen die Bohrungen der beiden Verstellzylinder exakt in Sensorposition, so kann diese Winkelposition an der Motorwelle als Null-Position abgespeichert werden.

Jedem Verstellantrieb ist jeweils eine Failsafe-Bremse parallel geschaltet, die in stromlosem Zustand über einen Dauermagneten schließt. Durch Bestromen der Bremse wird über einen Elektromagneten ein zum Dauermagnet entgegengerichtetes Magnetfeld aufgebaut und die Bremse öffnet wieder. Diese Bremse ist immer dann geschlossen, wenn die Motoren nicht aktiv in ihrer Position gehalten werden. Eine Situation hierfür ist z.B. ein Stromlosschalten beim Abstellen des Fahrzeugs. Würden die Bremsen nicht schließen, wenn die Motoren stromlos geschaltet sind, würde der Radträger eine Position einnehmen, welche aufgrund der auftretenden Kräfte am energieärmsten wäre. Neben dieser aktiv angesteuerten Failsafe-Bremse besteht noch die Möglichkeit, eine doppelwirkende Schlingfederbremse zu verwenden. Diese sperrt immer dann, wenn eine Verdrehung des Motors über den Radträger weg von seiner Ist-Position erzwungen wird [62], [63].

Weiterhin farblich kodiert sind die beiden Schnittkanten der Radträgerhälften zum besseren Verständnis hellblau und hellgrün eingefärbt. Jede Radträgerhälfte nimmt sowohl einen Verstellantrieb als auch einen Verstellzylinder auf.

Zusammengehalten werden die beiden Radträgerhälften über den Kardanring. Dessen Schnittfläche ist in Bild 6.2 ocker eingefärbt. Beide Radträgerhälften greifen mit ihren Kardanlaschen in den Kardanring ein und werden dort über drehbar gelagerte Kardanbolzen gehalten.

Bremsscheibe und Bremsattel der Bremsanlage bleiben wie bei dem passiven Radträger in ihrer gewohnten Position. Der Bremsattel ist mit dem radseitigen Radträger verbunden und schwenkt bei jeder Bewegung der Radnabe mit. Das Kardangelenk muss dabei in der Lage sein, die auftretenden Bremsmomente vom radseitigen auf den achsseitigen Radträger zu übertragen. Dort wird das Bremsmoment über die Fahrwerklenker abgestützt.

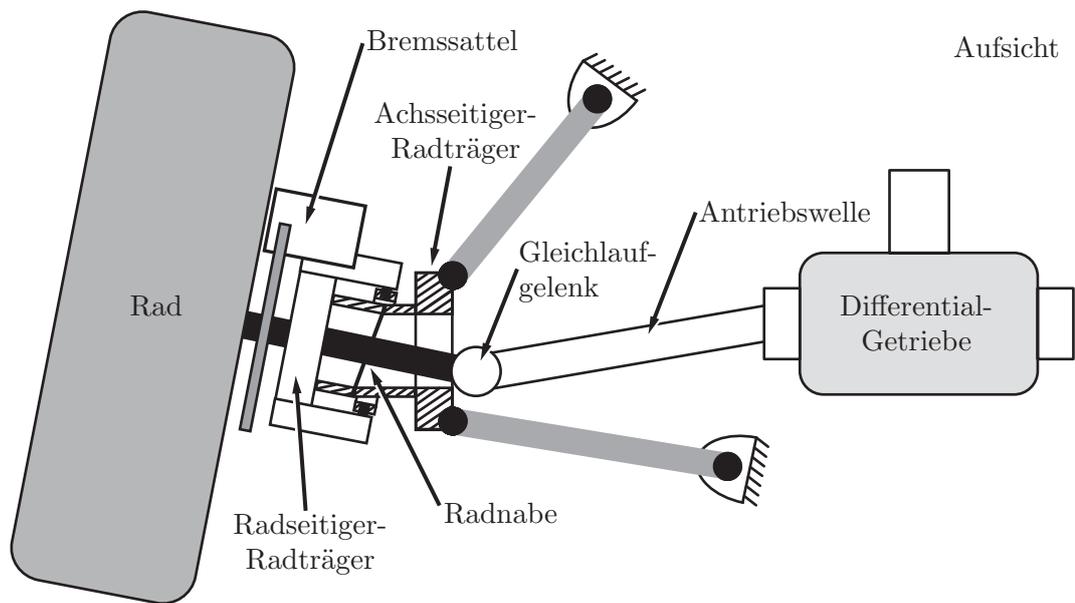


Bild 6.3: Piktogramm des aktiven Radträgers mit Antriebswelle. Zum besseren Verständnis ist der Aktor im Bereich der Verstellzylinder und des achsseitigen Radträgers geschnitten dargestellt. Das Gleichlaufgelenk befindet sich aus Packagegründen nicht im Momentanpol. Dadurch baut der aktive Radträger im Durchmesser kleiner [57], [58], [56].

Die Radnabe selbst ist über das Radlager am radseitigen Radträger angebunden. Die Antriebswelle greift mit dem Gleichlaufgelenk durch die Verstellzylinder auf die Radnabe und überträgt die Antriebsmomente. In **Bild 6.3** ist ein Piktogramm der linken Radseite in der Aufsicht abgebildet. Der aktive Radträger ist zum besseren Verständnis im Bereich der Verstellzylinder und des achsseitigen Radträgers geschnitten dargestellt. Die Radnabe greift durch die Verstellzylinder hindurch und steht mit dem Gleichlaufgelenk in Verbindung, welches seinerseits mit dem Differentialgetriebe verbunden ist [56].

Für geringste Beugewinkel muss sich das Gleichlaufgelenk im Momentanpol (Schnittpunkt der Kardanbolzen) des aktiven Radträgers befinden. Das Gleichlaufgelenk baut jedoch im Durchmesser sehr groß, was zur Folge hätte, dass die Durchmesser ausgehend von den Verstellzylindern hin zum Kardanring stark ansteigen. Diese Maßnahme würde das Bauvolumen und Gewicht des aktiven Radträgers unnötig steigern. Aus diesem Grund wird das Gleichlaufgelenk vom Momentanpol des Radträgers zum Fahrzeuginneren verschoben, siehe Bild 6.3 [57], [58], [56]. Da das Gleichlaufgelenk nicht im Momentanpol des aktiven Radträgers sitzt, vollführt es bei einer Verstellung in Spur- und Sturzrichtung eine sphärische Bewegung. Die Beugewinkel als auch die Längenänderungen, die aus dieser Bewegung resultieren, sind im Vergleich zur Vorderachse sehr gering, weshalb keine speziellen Gleichlaufgelenke benötigt werden [56].

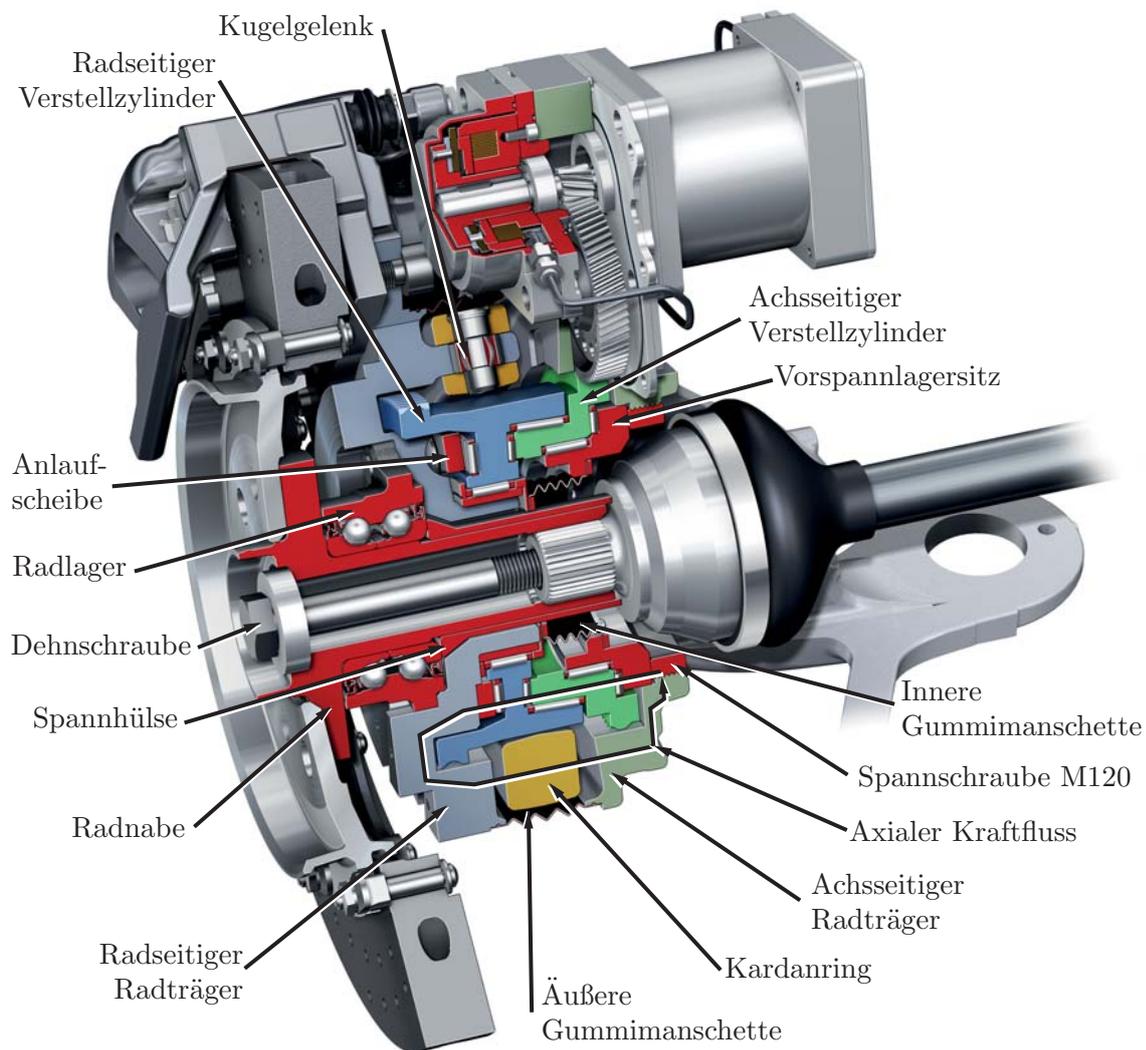


Bild 6.4: Aktiver Radträger im Halbschnitt. Die beiden Verstellzylinder werden jeweils über radiale und axiale Nadellager gehalten und über die Spanschraube M120 gegeneinander über das Kardangelenk verspannt [4].

Die technische Umsetzung ist im detaillierten Halbschnitt des aktiven Radträgers in **Bild 6.4** ersichtlich. Die farbliche Kodierung entspricht der aus Bild 6.2. Die Radnabe greift mit ihrem verlängerten Schaft durch den verstellbaren Radträger. Dabei erfolgt die nötige Vorspannung des Radlagers über Spannhülse, Gleichlaufgelenk, Dehnschraube und Radnabe. Das Gleichlaufgelenk muss genügend Abstand zu den benachbarten Teilen aufweisen, damit dieses in alle Richtungen ausschwenken kann.

Die beiden Verstellzylinder, in Bild 6.4 dunkelgrün und dunkelblau dargestellt, werden an jeder Lagerstelle über axiale und radiale Nadellager gehalten. Die beiden Nadellager zwischen den beiden Zylindern sind um $2,5^\circ$ zur Mittenachse gekippt.

Jedes Lager läuft auf gehärteten und geschliffenen Bahnen, entweder direkt auf dem Bauteil oder auf Anlaufscheiben. Nadellager werden im Werkzeugmaschinenbau für sehr kippsteife Rundtischlager verwendet und müssen für diesen Einsatz ausreichend vorgespannt werden. Diese Vorspannung richtet sich nach Größe und Richtung der Belastung, weil sonst die Lager abheben können. Auf die Bestimmung der nötigen Vorspannkräfte wird im nachfolgenden Kapitel eingegangen.

Die Vorspannung des Lagerpakets erfolgt beim aktiven Radträger mithilfe einer Spannschraube M120 (siehe Bild 6.4). Diese Spannschraube greift mit ihrem Gewinde in den achsseitigen Radträger und stützt sich am Vorspannlagersitz ab. Aufgrund der Kopplung der beiden Radträgerhälften über das Kardangeln kann der axiale Kraftfluss geschlossen werden (siehe Bild 6.4).

Die Kardanbolzen sind aufgrund der Vorspannkräfte und der im Betrieb auftretenden Normal- und/oder Seitenkräfte in Kombination mit den abzustützenden Bremsmomenten hochbelastete Bauteile. Gleichzeitig müssen sie Relativbewegungen zwischen Kardanring und Kardanlasche zulassen. Eine Vorabbetrachtung hat ergeben, dass vollnadelige Radialnadellager in diesem Bauraum den Festigkeitsanforderungen nicht genügen.

Als Alternative bieten sich hydrodynamische Gleitlager an, die aufgrund ihrer größeren Auflagefläche höhere Tragzahlen besitzen. Die Tragzahl ist von vielen Parametern, wie der mittleren Flächenpressung, dem relativen Lagerspiel, den auftretenden Drehzahlen usw. abhängig. Aufgrund der Einbaulage ergibt sich jedoch ein sehr ungünstiges Verhältnis von Lagerbreite zu Lagerdurchmesser, welches in diesem Fall kleiner 0,4 ist. Dieser Quotient besitzt einen signifikanten Einfluss auf den Schmierdruckaufbau, weil das Fett in dieser geometrischen Ausprägung schneller zur Seite abfließen kann [38]. Diese Randbedingung ermöglicht nicht den Einsatz von zylindrischen Gleitlagern.

Um das Problem zu lösen, werden Kugelgelenke verwendet, deren Mantelfläche durch die sphärische Ausformung bei gleichem Lagerdurchmesser vergrößert wird. Das Kugelgelenk besitzt noch einen weiteren Vorteil: Durch die Selbstausrichtung der Gelenke müssen die Bohrungen von Kardanlasche und Kardangeln nicht mehr strikt koaxial zueinander verlaufen. Hier können die Lage- und Winkel-Toleranzen der Bohrungen größer ausfallen, was eine einfachere Fertigung mit sich bringt. Da jeweils der Kugelmittelpunkt den Momentanpol der Lagerstelle darstellt, kann ein Kantentragen faktisch nicht mehr auftreten, was die Lagerlebensdauer weiter erhöht. Weiterführendes kann unter [69] und [70] nachgelesen werden.

Das System läuft in einer Fettumgebung, die von etwaigen Umwelteinflüssen wie Wasser und Verunreinigungen geschützt werden muss. Da sich die beiden Radträgerhälften relativ zueinander bewegen, kommen zwei Gummimanschetten zum Einsatz.

Die äußere Gummimanschette liegt über dem Kardanring und wird mit Spannbändern an der jeweiligen Radträgerhälfte verklemmt.

Die innere Gummimanschette verbindet den äußeren Radträger und den Vorspannlagersitz und gewährleistet dadurch, dass vonseiten des Gleichlaufgelenks keine Verunreinigungen eingebracht werden.

Eine weitere Möglichkeit, diesen Bereich abzudichten liefern [64], [65] und [68].

Sämtliche andere Bauteile sind mit Dichtringen und Simmerringen versehen, damit das System vollständig gekapselt ist. Bei Erwärmung des Systems schafft die äußere Gummimanschette durch ihre Nachgiebigkeit so viel Spielraum, dass kein separates Belüftungsventil nötig ist.

Bereits in der frühen Phase ist die richtige Kombination aus maximalem Motormoment und verwendeter Getriebekombination mit ihrer Übersetzung entscheidend für die Definition des Konzeptes. Um hier eine zuverlässige Abschätzung zu erhalten werden die auftretenden Lasten statisch nach dem Prinzip der virtuellen Arbeit berechnet.

Bei dem Prinzip der virtuellen Arbeit werden einem System kleine (virtuelle) gemäß seinen geometrischen Bindungen verträgliche Verrückungen aufgeprägt. Die dabei verrichtete virtuelle Gesamtarbeit aller eingeprägten äußeren Kräfte und Momente müssen dabei gleich null sein [21]. Als Randbedingung muss gelten, dass das System sich im Gleichgewichtszustand befindet [21].

Mithilfe der Gleichungen aus Kapitel 4 und dem Prinzip der virtuellen Arbeit ist es möglich, Kräfte, die auf die Radseite wirken, in Momente an den Verstellzylindern umzurechnen. Für die Ermittlung der eingeleitenden Kräfte und Momente wurden Messungen herangezogen, welche für Dauerlaufversuche auf Festigkeitsprüfständen verwendet werden und unter anderem auch Sonderereignisse beinhalten.

Diese Kräfte und Momente, die auf die Radnabe wirken und eine virtuelle Verrückung in Spur- und Sturzrichtung auslösen, werden auf eine virtuelle Verdrehung der Verstellzylinder und deren Abstützmomente umgerechnet.

Bild 6.5 zeigt die maximalen achsseitigen Motormomente über dem möglichen Verstellbereich von $\pm 5^\circ$ Spur- und Sturzwinkel. Negative Motormomente wurden aus Übersichtsgründen in dieser Grafik nicht dargestellt. Diese verhalten sich punktsymmetrisch zum Ursprung. Die maximalen Motormomente fallen über den Spur- und Sturzverstellbereich unterschiedlich hoch aus. Dies resultiert aus der Orientierung der Verstellzylinder, da der an der Radnabe wirkende Momentenvektor unterschiedlich stark über die Kinematik abgestützt wird. Die zugrunde gelegte Untersetzung der Stirnradstufe liegt bei $i = 11/151$. Die maximalen radseitigen Motormomente sind mit denen des achsseitigen Motors identisch, weil hier der stationäre Fall betrachtet wird. Dabei stellen die Werte aus Bild 6.5 die reinen maximalen Haltekräfte

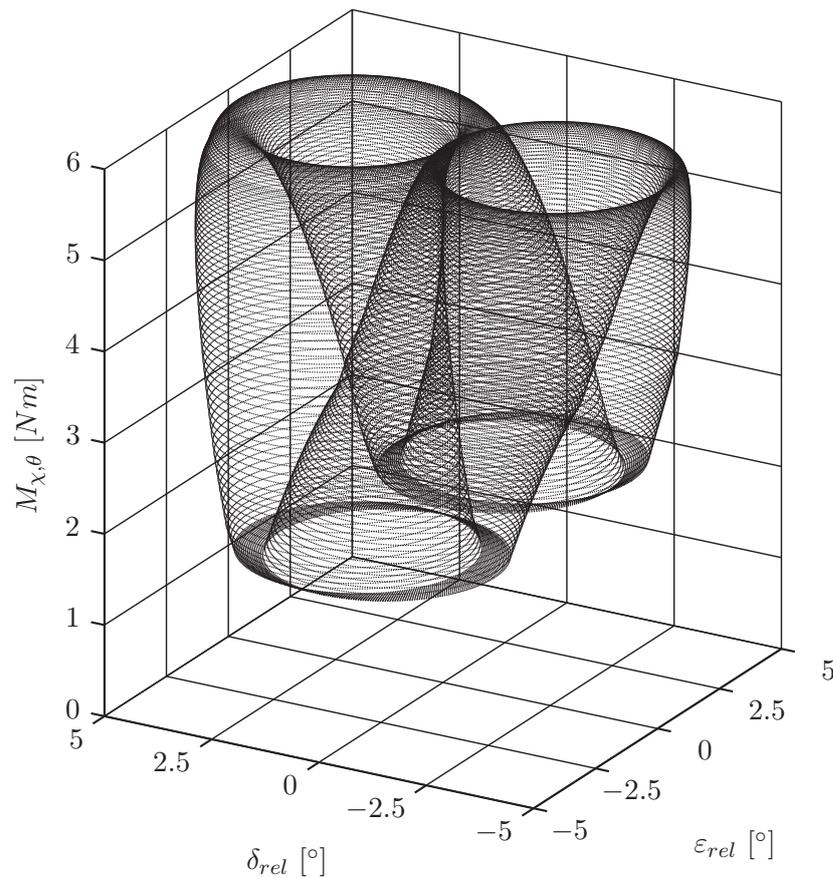


Bild 6.5: Maximale Haltemomente der radseitigen und achsseitigen Servomotoren für eine gewählte Untersetzung der Stirnradstufe von $i = 11/151$. Berechnet aus Messwerten mithilfe des Prinzips der virtuellen Arbeit.

der beiden Motoren dar. Bei dieser Betrachtung werden also keine Reibungseffekte der Zylinderlagerungen oder Beschleunigungsmomente, die zum Verstellen des aktiven Radträgers nötig sind, berücksichtigt. Weiterhin werden die Wechselwirkungen der Radträgerverstellung auf die fahrdynamischen Reifenkräfte vernachlässigt.

Die gewählte Untersetzung von $i = 11/151$ stellt bei den auftretenden maximalen Momenten-Werten von rund 6 Nm einen guten Kompromiss zwischen Haltemoment/Dynamik der Motoren und Bauaufwand des Getriebes dar. Die Leistungselektronik kann in Kombination mit den verwendeten Motoren Spitzenmomente bis zu 8 Nm stellen. Mithilfe der Gesamtfahrzeugsimulationen als auch im späteren realen Betrieb konnte bestätigt werden, dass dies eine ausreichend große dynamische Reserve darstellt.

Die Auslegung der Verzahnung erfolgt mit einem Lastkollektiv, das eine Kombination aus drei Datensätzen darstellt. Als passive Belastungen werden die auf die Verstellzylinder berechneten Momente aus den Dauerlaufversuchen herangezogen. Diese werden mit dynamischen Momenten von Gesamtfahrzeugsimulationen kom-

biniert. Die Schwierigkeit der frühen Phase der Gesamtfahrzeugsimulation besteht in der Abschätzung einer realistischen Regeldynamik und der damit verbundenen Momentenbelastungen, die stark von der Untersetzung und den Trägheiten des Systems abhängen. Als dritter Datensatz werden dynamische Momentensprünge, induziert durch Abschaltvorgänge der Failsafe-Bremse, mit berücksichtigt. Mit diesem Lastkollektiv und der freundlichen Unterstützung der Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau des Lehrstuhls für Maschinenelemente an der TU-München erfolgte die Auslegung der Stirnradstufe.

In **Bild 6.6** ist zur besseren Übersicht eine Explosionsansicht des aktiven Radträgers ersichtlich. Dargestellt sind nur die wichtigsten Bauteile und Baugruppen. Die Hauptkomponenten sind dabei die beiden Radträgerhälften, der Kardanring und die beiden Verstellzylinder mit ihren korrespondierenden Antrieben.

Zur Montage des aktiven Radträgers werden zunächst die Kugelgelenke in die jeweiligen Kardangelenklaschen eingepresst. Im nächsten Schritt erfolgt die Befestigung des Radlagers mit Spannhülse (aus Übersichtsgründen nicht dargestellt) am radseitigen Radträger. In das Radlager wird anschließend die Radnabe eingepresst. Die beiden Verstellzylinder können nun mit den Axial- und Radialnadellagern sowie den Anlaufscheiben auf den radseitigen Radträger aufgesteckt werden. Die Fixierung des Kardanrings am radseitigen Radträger erfolgt über die Kardanbolzen.

Der radseitige Verstellantrieb wird zunächst an die radseitige Failsafe-Bremse montiert und dann gemeinsam mit dem Zwischenzahnrad am radseitigen Radträger befestigt.

Der achseitige Radträger kann nun mit dem Vorspannlagersitz und der Spannschraube M120 (aus Übersichtsgründen nicht dargestellt) in den radseitigen Radträger/Lagerverbund eingehoben und mittels der Kardanbolzen an den Kardanring arretiert werden. Mithilfe der Spannschraube M120 wird das System vorgespannt.

Danach kann der achsseitige Verstellantrieb gemeinsam mit der Failsafe-Bremse und dem Zwischenzahnrad am achseitigen Radträger angeschraubt werden.

Für die nötige Kapselung des Systems sorgen die innere bzw. äußere Gummimanschette, die zwischen den beiden Radträgerhälften eingesetzt und mit Spannbändern bzw. Verschraubungen arretiert werden. Zuletzt erfolgt die Montage der Bremsscheibe, des Bremssattels und des Gleichlaufgelenks. Zur Inbetriebnahme des Aktors müssen die Failsafe-Bremsen, Sensoren und die beiden Motoren mit der Leistungselektronik verbunden werden.

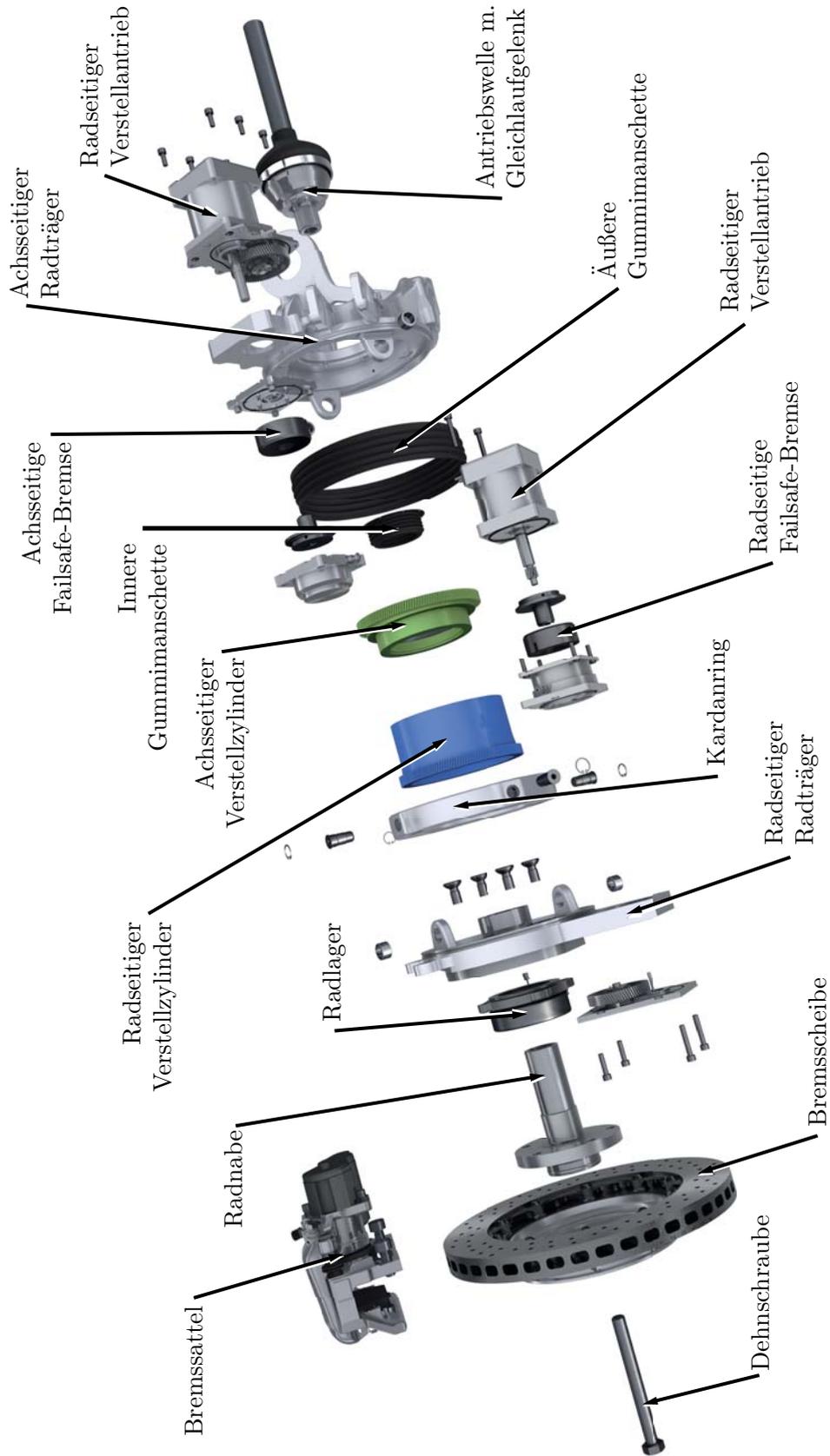


Bild 6.6: Explosionsdarstellung der wichtigsten Bauteile des aktiven Radträgers [4].

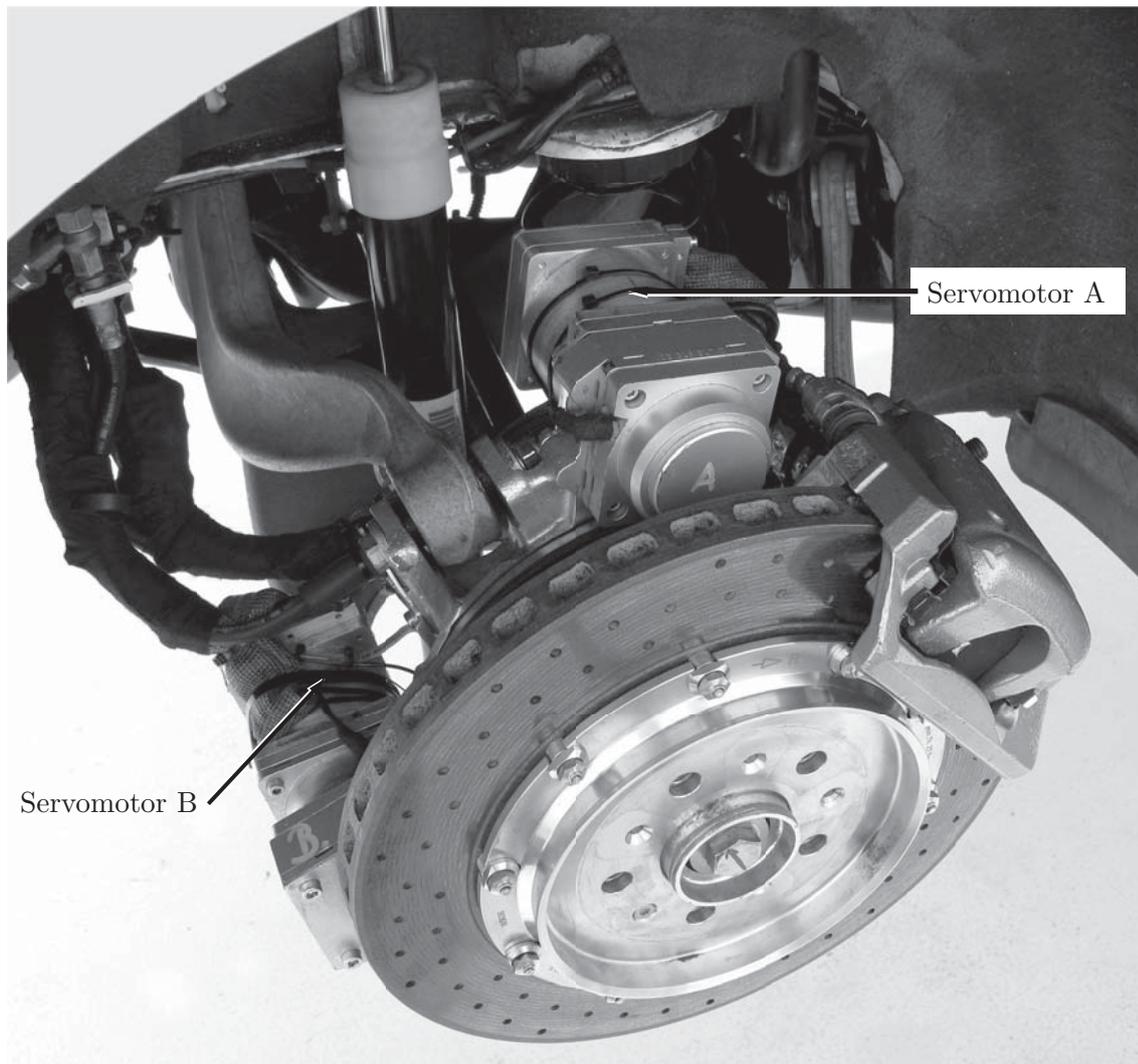


Bild 6.7: Aktiver Radträger integriert an der rechten Hinterachse eines Audi A4 quattro.

Bild 6.7 zeigt die Package-Integration des aktiven Radträgers nach erfolgter Montage an der Hinterachse eines Audi A4 quattro. Deutlich zu erkennen sind die beiden Servomotoren, die zur Fahrzeugmitte zeigen. Der Servomotor A ist dabei mit dem achsseitigen Radträger verbunden. Der Servomotor B ist mit dem radseitigen Radträger verbunden und schwenkt bei einer Verstellbewegung mit diesem aus. Die Leistungselektronik befindet sich im Kofferraum des Versuchsfahrzeugs. Bei der Verkabelung müssen die Freigänge und Bewegungen des Radträgers bei einer Verstellung in Spur- und Sturzrichtung als auch beim Ein- und Ausfedern des Rades berücksichtigt werden.

Eng verzahnt zur konstruktiven Ausführung des aktiven Radträgers wurde ein MKS-Modell aufgebaut. Dabei erfolgte die Validierung des Simulationsmodells anhand von

Versuchsmessungen einzelner Technikstände, worauf nun näher im folgenden Kapitel eingegangen wird.

6.2 Konzeptauslegung der Aktorik über ein Mehrkörpersystem

Für das Package des aktiven Radträgers ist die festigkeitsgerechte Dimensionierung der Bauteile signifikant. Da die Verstellzylinder intern gegenüber dem Kardangelenken verspannt sind, ergeben sich je nach Steifigkeit der einzelnen Bauteile unterschiedliche Lastpfade der eingeleiteten Kräfte und Momente. Um diese Pfade richtig abbilden zu können, ist ein detailliertes MKS-Modell notwendig, welches die Elastizitäten der einzelnen Bauteile und der Lagerstellen berücksichtigt.

Für die virtuelle Regler-Entwicklung mit Hilfe der Gesamtfahrzeugsimulation ist ein einfaches Kinematik-Modell mit Trägheiten und Reibeffekten ausreichend. Hier würde ein zu stark detailliertes Modell die einzelnen Entwicklungsschritte durch zu lange Rechenzeiten stark verzögern. Aus diesem Grund wird ein Template verwendet, das zwischen einem reinen Kinematik-Modus und einem detaillierten Modus mit Punktberührungen der einzelnen Wälzkörper umschalten kann. Sämtliche anderen Größen wie Trägheiten der Bauteile, Abbildung der Lagerreibung sowie die geometrischen Orientierungen von Kinematikpunkten werden von beiden Modi genützt [56]. **Bild 6.8** links zeigt das verwendete Gesamtfahrzeugmodell, welches im Serien-

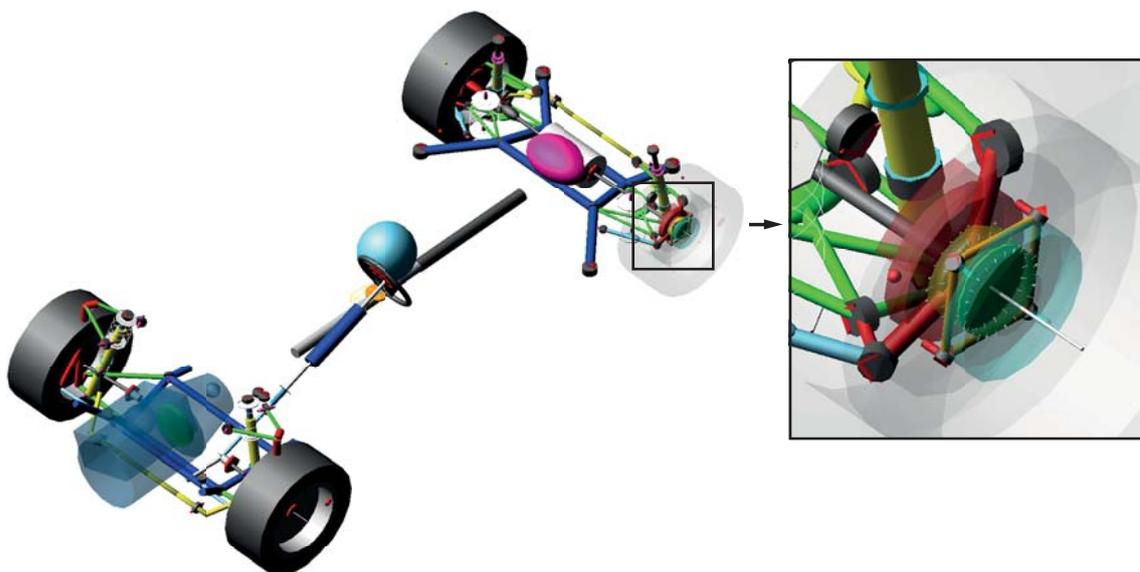


Bild 6.8: Links: Gesamtfahrzeug MKS-Modell eines Audi A4 quattro mit aktivem Radträger an der Hinterachse. Rechts: Vergrößerter Ausschnitt des aktiven Radträgers. Dargestellt sind folgende Bauteile: Achseitiger Radträger rot, radseitiger Radträger transparent türkis, Kardanring gelb und darunter die beiden Verstellzylinder [56].

Produktentwicklungsprozess des Audi A4 entstand. An der Hinterachse des Templates erfolgt die Substitution des passiven Radträgers durch den aktiven Radträger. Im Bild 6.8 rechts ist der linke Radträger vergrößert dargestellt. Ersichtlich sind der achsseitige und radseitige Radträger in rot und türkis-transparent. Zwischen diesen befinden sich die beiden Verstellzylinder. Die Zylinderlager werden je nach eingeschaltetem Betriebsmodus entweder jeweils als Drehgelenk mit einem Freiheitsgrad oder als Nadellager mit jeweils 24 Kontakten abgebildet. Die Kontaktstellen sind in Bild 6.8 als weiße Linien dargestellt. Dem überlagert ist gelb der Kardanring abgebildet. Dieser wird über Bushings an die Kardanlaschen der jeweiligen Radträgerhälfte gekoppelt. Die Orientierungen, Trägheiten und Massen der einzelnen Bauteile wurden in iterativen Schritten dem Konstruktionsstand angeglichen.

Wie bereits angesprochen, müssen zur Ermittlung der Bauteilbelastungen die Bauteilsteifigkeiten berücksichtigt werden. Dazu erfolgt zunächst der Freischnitt des Kardanrings, des achsseitigen bzw. radseitigen Radträgers sowie des Verstellzylinders. Durch Einsatz der Finite-Elemente-Methode (FEM) ergeben sich durch Krafteinprägung an den Knotenpunkten Bauteilverformungen, was der jeweiligen Steifigkeit in dieser Raumrichtung entspricht. Die so gewonnenen Bauteilsteifigkeiten der Radträgerhälften und des Kardanrings werden als Lagersteifigkeit in den Kardangelenken modelliert. Die Steifigkeiten der Verstellzylinder sind gegenüber den beiden Radträgerhälften und dem Kardanring so groß, dass diese vernachlässigt werden können. Dadurch ist es möglich, beim detaillierten MKS-Modell ebenfalls mit Starr-Körpern zu rechnen, was eine Parametrierung des Modells auf neue Konstruktionsstände erleichtert. Die Bestimmung der Lagersteifigkeit erfolgt ebenfalls über ein angenähertes FEM-Modell und wird über Kontaktbedingungen im MKS-Modell hinterlegt.

Mit Hilfe dieses detaillierten MKS-Modells können die an den einzelnen Bauteilen wirkenden Kräfte und Momente bei auftretenden Betriebslasten und Sonderereignissen bestimmt werden. Durch Belastung der einzelnen FEM-modellierten Bauteile mit diesen Kräften und Momenten ist es möglich, die auftretenden maximalen Bauteilspannungen zu ermitteln.

Bild 6.9 zeigt exemplarisch die FEM-Auswertung eines frühen Konstruktionsstandes für den Kardanring links und den radseitigen Verstellzylinder rechts. Die Einfärbungen geben gemäß der darunter angegebenen Farbskala die Höhe der jeweiligen Spannungen im Bauteil an. Beim Kardanring stellte sich heraus, dass ein starkes Bremsmanöver die relativ größten Spannungen im Bauteil verursacht. Hier werden sämtliche Bremsmomente über den Kardanring abgestützt und in das Fahrwerk geleitet. Durch die beim Bremsmanöver entstehende Achslastverlagerung können bei Vorwärtsfahrt an der Hinterachse nur geringere Bremsmomente als an der Vorder-

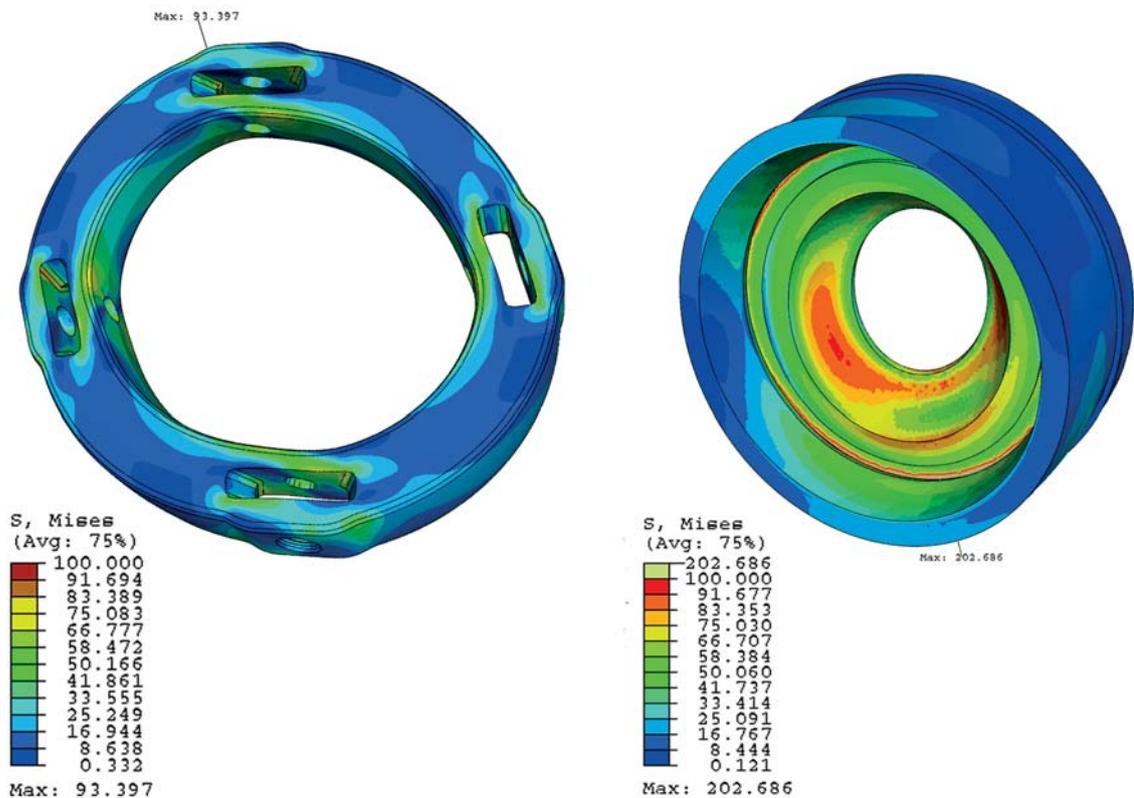


Bild 6.9: Links: Auftretende Spannungen im Kardanring bei einem starken Bremsmanöver. Rechts: Spannungsverteilung des achsseitigen Verstellzylinders bei einer starken vertikalen Belastung. Die Verformungen sind bei beiden Bauteilen 200-fach überzeichnet [4].

achse abgesetzt werden. Das größte Bremsmoment tritt jedoch bei einer Bremsung bis in den Stillstand auf, bei der das Fahrzeug im Stillstand dynamisch zurück wippt. Bild 6.9 rechts zeigt den größten Spannungsverlauf des achsseitigen Verstellzylinders bei einem Sonderereignis. Dieses Sonderereignis bildet eine starke Vertikalanregung nach Festigkeitsanforderung der Audi AG ab. Die vertikalen Belastungen werden ausschließlich über die Verstellzylinderlagerung übertragen, wodurch in diesen Lagersitzen die größten Spannungen entstehen.

Die Verformungen der beiden Bauteile in Bild 6.9 sind zur besseren Visualisierung 200-fach überzeichnet. Als bestimmendes Auslegungskriterium dienen nicht nur die maximalen Bauteilspannungen, sondern auch die maximalen Verformungen, weil diese wieder auf die Lagerlebensdauer und Vorspannkräfte der Verstellzylinder Einfluss haben.

Die Vorspannkraft des aktiven Radträgers richtet sich nach Größe und Richtung der Belastung. So treten im normalen Fahrbetrieb z.B. bei Kurvenfahrt stets zwei gegengerichtete Kippmomente auf. Die Seitenkraft mit dem Reifenradius als Hebelarm wirkt dabei gegen das Kippmoment, dass aus der Normalkraft mit dem hori-

zontalen Abstand zwischen Reifenaufstandsfläche und Momentanpol des Radträgers resultiert. Bei einem angenommenen $\mu = 1$ haben die beiden Hebelarme einen entscheidenden Einfluss auf die maximalen Kippmomente. Um die Vorspannkräfte bei normalen Betriebslasten bestimmen zu können, müsste die Druckverteilung experimentell in den einzelnen Lagersitzen der Verstellzylinder untersucht werden. Da die Untersuchung am realen Radträger nur unter sehr hohem Aufwand durchführbar ist, wird auf das detaillierte MKS-Modell zurückgegriffen. Ziel ist eine ausreichende Vorspannung der Verstellzylinder zu finden, bei der die im typischen Fahrzeugbetrieb vorkommenden Kippmomente kein Lagerabheben an den Verstellzylindern verursachen. Ein Abheben der einzelnen Wälzkörper kann bei dem detaillierten MKS-Modell über die Kräfte an den 24 Kontaktstellen pro Axial-Nadellager untersucht werden. Vor der eigentlichen Simulation muss das Simulationsmodell gegenüber dem realen Modell exakt validiert werden. **Bild 6.10** zeigt den Messaufbau.

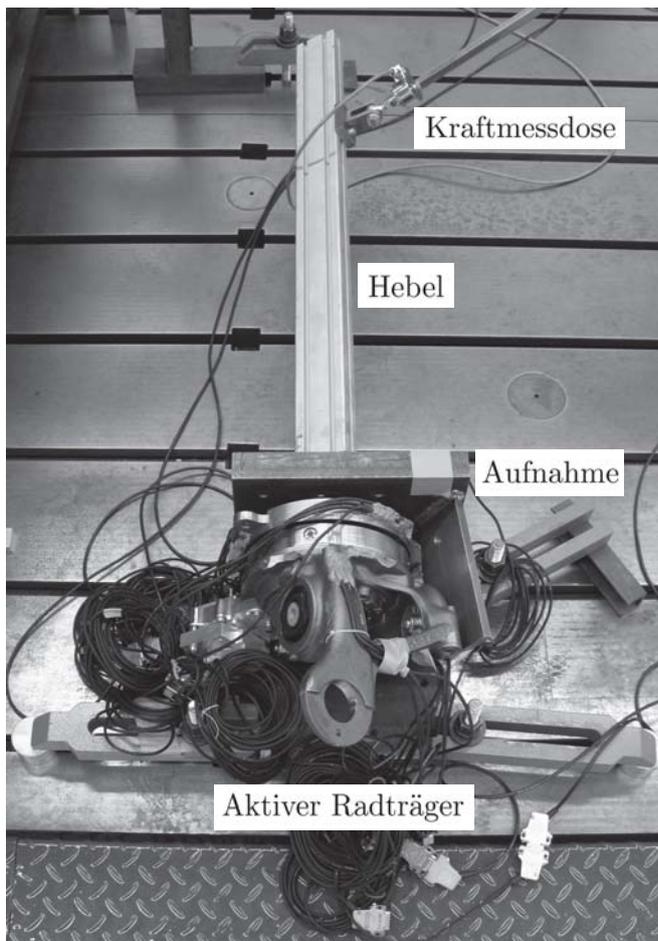


Bild 6.10: Mithilfe des Messaufbaus erfolgt die Validierung des MKS-Modells, dessen Lagerstellen jeweils 24 Kontaktbedingungen besitzen.

An dem abgebildeten Versuchsradträger befinden sich an unterschiedlichen Positionen Dehnungsmessstreifen (DMS). Für den Messaufbau werden die Verstellzylinder blockiert und eine definierte Vorspannkraft über die Vorspannschraube aufgebracht. Der achsseitige Radträger sitzt fest arretiert in der Aufnahme, die mit Spannpratzen an das Prüfbett befestigt ist. An der Radnabe ist ein Hebel angeschraubt, der in einem definierten Abstand an einer Zugvorrichtung mit Kraftmessdose befestigt ist. Um diesen Messaufbau nachsimulieren zu können, wird in der Simulationsumgebung ebenfalls ein Hebel der gleichen Länge an der Radnabe installiert. Durch den gleichen Versuchsaufbau haben die eingeleiteten Querkräfte über den Hebel die gleiche Wirkung auf den Aufbau.

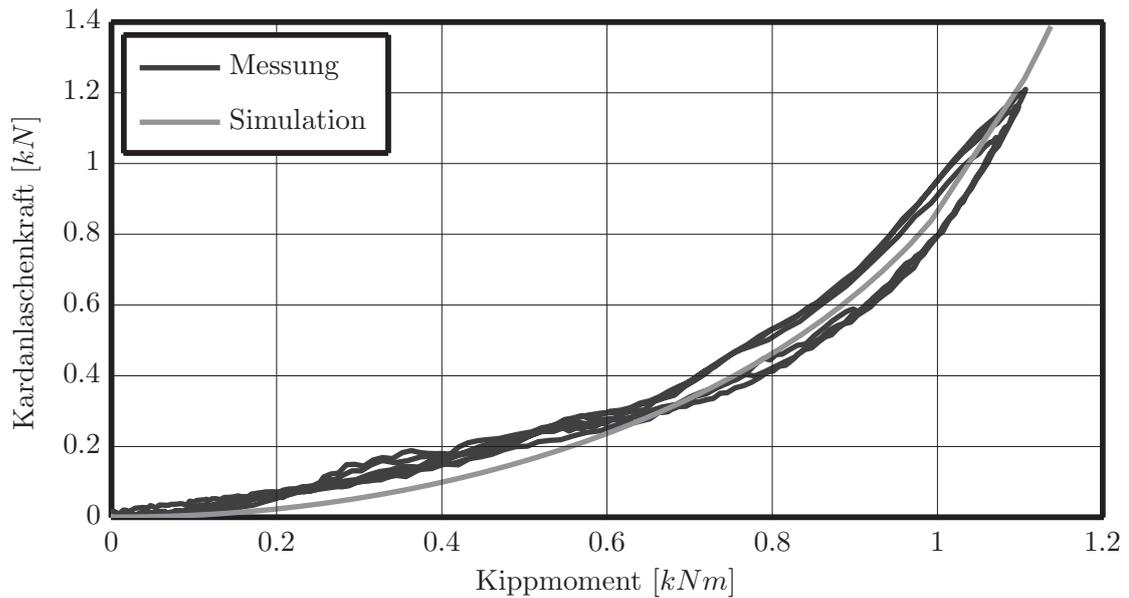


Bild 6.11: Dargestellt sind die relativen Kardanlaschenkräfte ohne Vorspannbelastung von Versuchsradschächtern und MKS-Simulation über dem aufgeprägten Kippmoment.

Es wird nun ein definiertes Kippmoment ≈ 1.1 kNm auf die Radnabe aufgebracht. Gleichzeitig erfolgt eine Messung der Zugspannungen an den Kardanlaschen über die dort angebrachten DMS.

Bild 6.11 zeigt die Ergebnisse der Messung und der Simulation. Der Kraftanstieg an der Kardanlasche über dem aufgebrachten Kippmoment ähnelt dem unteren Bereich einer Exponentialfunktion. Dem nicht linearen Kraftanstieg liegt eine Veränderung der Druckverteilung der einzelnen Lagerstellen zugrunde, auf die in diesem Kapitel noch genauer eingegangen wird.

Der in Bild 6.11 dargestellte Simulationsverlauf der Kardanlaschenkraft weicht im Bereich unterhalb von $\approx 0,6$ kNm von der Messung ab. Hier werden die Kardanlaschenkräfte gegenüber der Messung unterschätzt. Für die Bestimmung der nötigen Vorspannkräfte ist eine gute Übereinstimmung von dem Verlauf Messung und Simulation im Bereich um ≈ 1 kNm entscheidend. Erst hier wirken hohe Querschleunigungen auf das Fahrzeug.

In Bild 6.11 ist aus Übersichtsgründen nur der Zugkraftverlauf einer Kardanlasche abgebildet. Bei dem Messversuch wurden alle vier Zugkräfte in den Kardanlaschen aufgenommen. Diese weisen außer Messungenauigkeiten und Messrauschen qualitativ den gleichen Verlauf auf.

Das nun validierte Simulationsmodell wird wieder in die Gesamtfahrzeugsimulation eingebettet. Zur Ermittlung der Anzugsdrehmomente der Spannschraube M120 werden bei unterschiedlichen Vorspannkräften ein Sinuslenkmanöver mit dem virtu-

ellen Fahrzeug durchfahren. Dabei erreicht das Fahrzeug Querbeschleunigungen von $\pm 8 \text{ m/s}^2$. Analysiert werden die Verläufe der einzelnen Kontaktkräfte in den jeweiligen Lagerstellen des aktiven Radträgers.

Bild 6.12 oben zeigt den Querbeschleunigungsverlauf des Fahrzeugs. Darunter sind jeweils für das achsseitige, mittlere und das radseitige Axial-Nadellager die Druckkräfte der modellierten 24 Kontaktpunkte abgebildet. Jeder Grauton repräsentiert dabei den Kraftverlauf eines Kontaktpunktes. Bei dieser Simulation liegt die Gesamtvorspannkraft bei $\approx 19 \text{ kN}$, was einem Anzugsdrehmoment von 300 Nm an der Spannschraube M120 entspricht.

Die einzelnen Kontaktdruckkräfte befinden sich zu Beginn des Fahrmanövers nicht auf gleichem Kraftniveau, da bereits das Fahrzeuggewicht und Vorspurkräfte Kippmomente in die Radnabe induzieren, die über den Radträger abgestützt werden müssen. Bei Ansteigen der Querbeschleunigung erhöht sich das Kippmoment, wodurch einige Kontaktpunkte stärker belastet und andere entlastet werden. Viele der einzelnen Lagerkontaktkräfte gehen gegen null und die Wälzkörper heben ab. Es bildet sich ein ausgeprägtes Druckhörnchen über dem Umfang der einzelnen Lagerstellen der Verstellzylinder aus. Die Orientierung des Druckhörnchens entspricht dabei der Richtung des Kippmomentenvektors. Das Abheben einzelner Kontaktpunkte zeigt, dass die jeweils gegenüberliegenden Lagerstellen gegeneinander stark verkippt sind. Dies hat zur Folge, dass ein Kantentragen in der Lagerung stattfindet, was die Lebensdauer der Lager stark mindert. Durch das Sinusfahrmanöver wechselt das betrachtete Rad von der kurvenäußeren auf die kurveninnere Seite und wieder zurück. Der Wechsel von kurvenaußen nach kurveninnen modelliert dabei die Kontaktkräfte unterschiedlich stark. Dies begründet sich aus der Entlastung des kurveninneren Rades, da der Aufbau durch seine Wankbewegung über das kurvenäußere Rad dreht. Die Aufspreizung der Kontaktkräfte erfolgt bei den drei Lagerstellen nicht gleich. Das mittlere Lager zeigt die größte Tendenz zum Lagerabheben. Dies resultiert unter anderem aus den unterschiedlich großen Lagerdurchmessern, welche ebenso im Simulationsmodell abgebildet sind. Da die Vorspannung bei einem Anzugsdrehmoment von 300 Nm nicht ausreicht, wird diese weiter erhöht und das Fahrmanöver erneut durchfahren.

Bild 6.13 zeigt im oberen Diagramm nochmals den Verlauf der Querbeschleunigung. In den unteren Diagrammen sind die Kontaktkraftverläufe des jeweils mittleren Axial-Nadellagers mit unterschiedlichen Vorspannkräften abgebildet. Auch hier repräsentiert jeder Grauton den Kraftverlauf eines Kontaktpunktes. Mit Erhöhung der Vorspannkräfte steigen in den Kontaktpunkten die statischen Kräfte, wie Bild 6.13 aufzeigt. Bei einem Anzugsdrehmoment von 400 Nm ist die Anzahl der Kontaktpunkte, welche gegen null gehen im Vergleich zu den Kontaktpunkten aus Bild 6.12

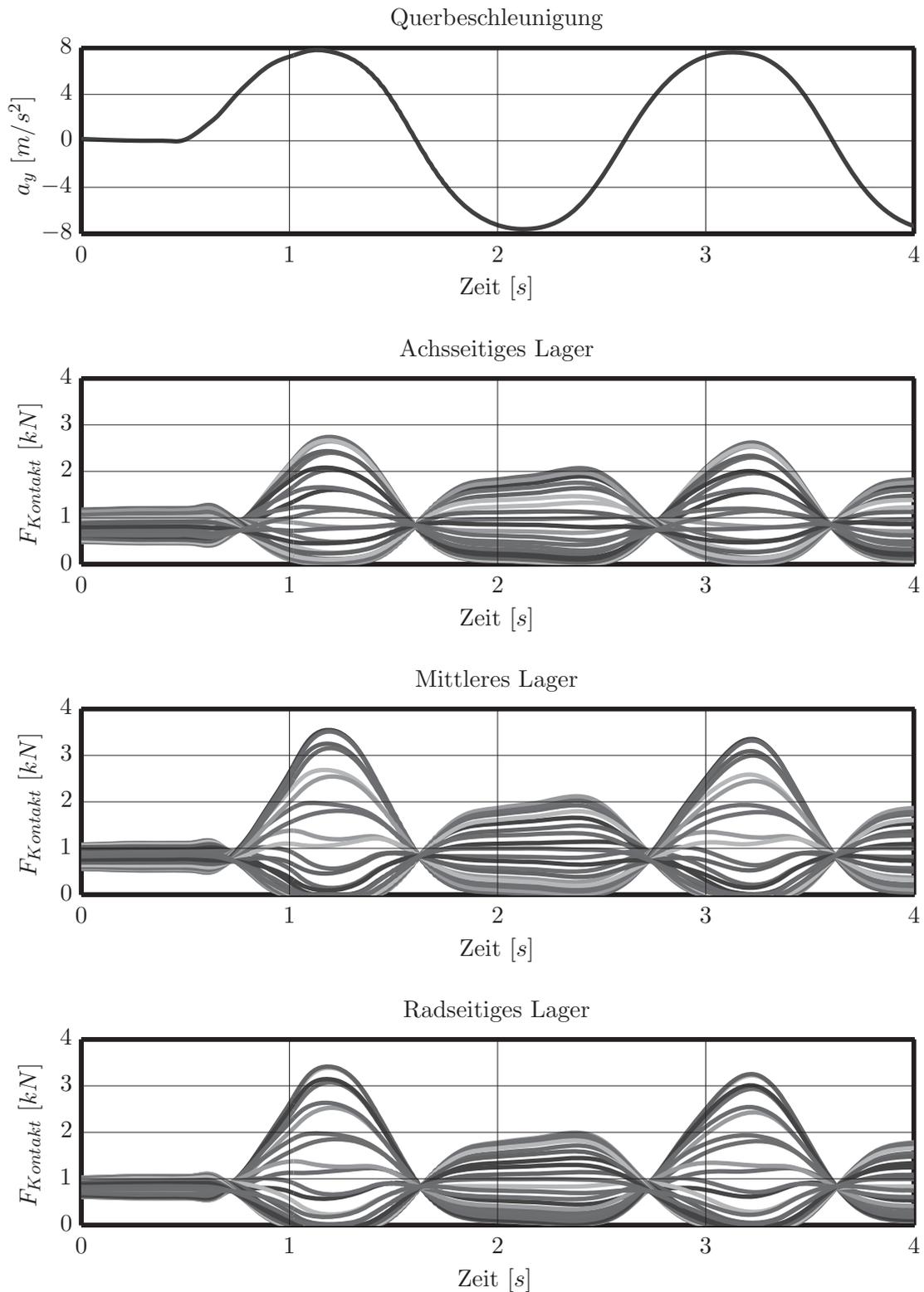


Bild 6.12: Oberes Diagramm: Querbeschleunigungsverlauf für das Lenkmanöver Sinuslenken. Darunter: Die durch Seiten- und Normalkräfte erzeugten Kippmomente modellieren die Druckkräfte in den Kontaktpunkten für das achsseitige, das mittlere und das radseitige Lager. Jeder Grauton repräsentiert dabei einen Kontaktpunkt. Die Vorspannkraft entspricht einem Anzugsdrehmoment von $300Nm$.

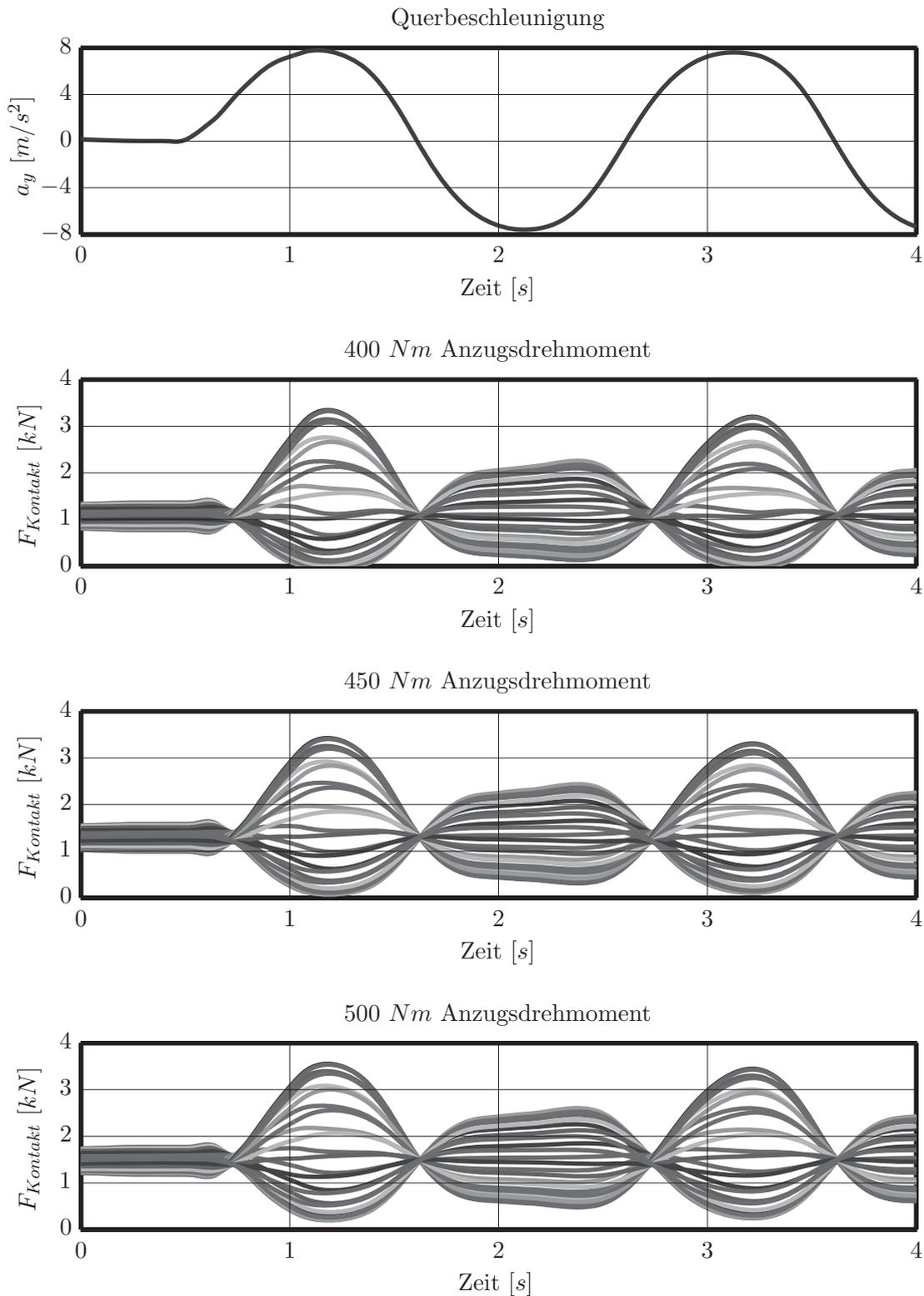


Bild 6.13: *Abgebildet sind die Verläufe der Kontaktkräfte für jeweils das mittlere Axial-Nadellager. Die Anzugsdrehmomente werden dabei in 50Nm Schritten erhöht. Jeder Grauton repräsentiert dabei einen Kontaktpunkt. Im oberen Diagramm ist zur Orientierung nochmals der Verlauf der Querbeschleunigung abgebildet.*

geringer. Erst bei einer Vorspannkraft von ≈ 30 kN, die einem Anzugsdrehmoment von 450 Nm an der Spannschraube M120 entspricht, tritt kein Lagerabheben mehr auf. Im unteren Diagramm wird der aktive Radträger mit einer Vorspannkraft von ≈ 35 kN beaufschlagt. Daraus resultiert eine Offset-Verschiebung gegenüber dem Vorspannmoment mit 450 Nm.

Zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Arbeit lagen noch keine fundierten Messungen über Setzerscheinungen und deren Auswirkungen auf die Vorspannkraft zur Verfügung. Dies muss im Rahmen einer eventuellen Industrialisierung des Aktors noch berücksichtigt werden.

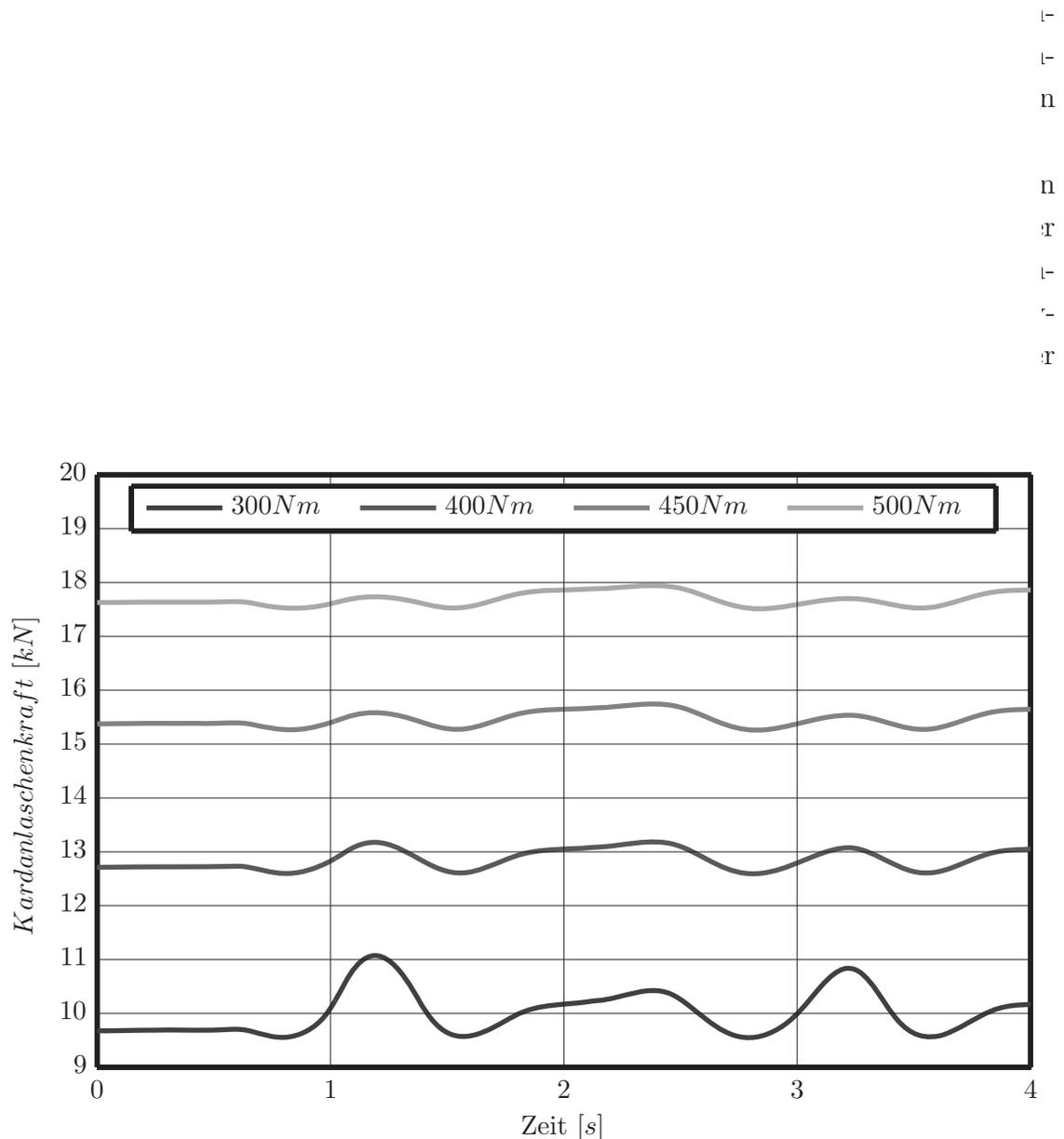


Bild 6.14: Verlauf der Kardanlaschenkräfte für die unterschiedlichen Anzugsdrehmomente an der Spannschraube M120.

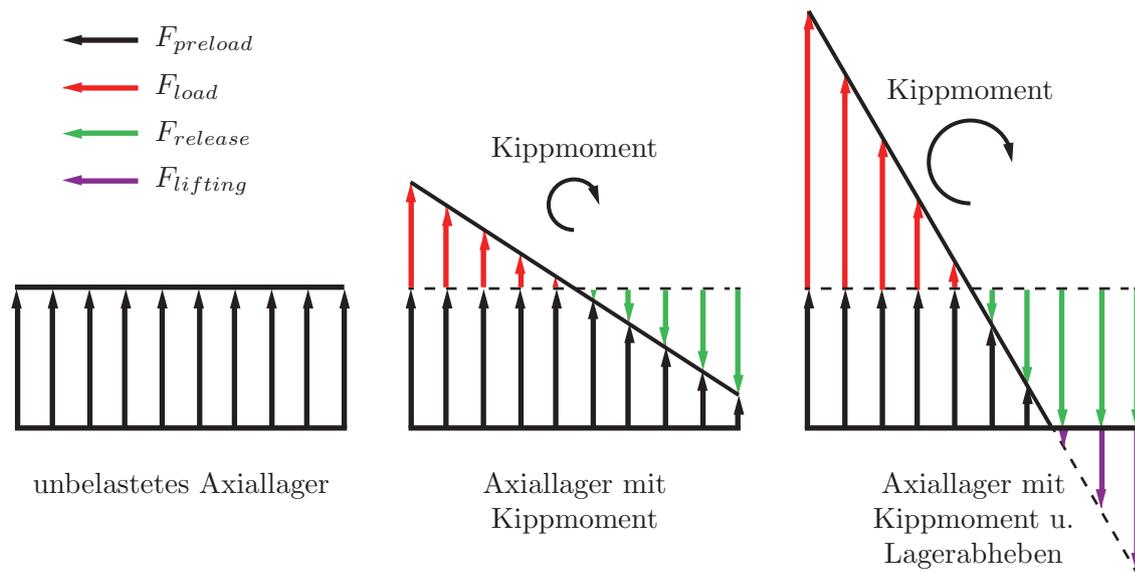


Bild 6.15: Idealisierte Modellvorstellung zur Druckverteilung in der axialen Zylinderlagerung. Links: unbelastetes Lager mit konstanter Flächenlast ($F_{preload}$) durch axiale Vorspannung. Mitte: Das eingebrachte Kippmoment erhöht (F_{load}) und verringert ($F_{release}$) gleichermaßen die örtliche Flächenlast. Rechts: Die statische Vorspannkraft ist örtlich durch die Flächenlastverringerung des Kippmoments aufgebraucht. Das resultierende negative Flächenlastdelta ($F_{lifting}$) führt zu einer Lasterhöhung.

Spannschraube M120 mit 450 Nm auf ein Minimum. Die Ausschläge bei 500 Nm entsprechen abgesehen von der höheren statischen Vorlast einem Anzugsdrehmoment mit 450 Nm. Der Grund für dieses Verhalten liegt in der bereits angedeuteten Druckverteilung in den Lagerstellen.

Bild 6.15 zeigt eine idealisierte Modellvorstellung für die axiale Druckverteilung in einer Lagerstelle des aktiven Radträgers. Auf der linken Seite sind die Druckkräfte auf das Axial-Lager in Form der Flächenlast ($F_{preload}$) dargestellt. Das linke Lager ist dabei unbelastet. Das Flächenintegral der Last ergibt exakt die statische Vorspannung.

Wirkt ein Kippmoment auf die Lagerstelle, so bewirkt dies auf der einen Flächenhälfte der Lagerstelle eine dreiecksförmige Erhöhung der Flächenlast, als rote Pfeile (F_{load}) dargestellt. Auf der anderen Flächenhälfte verringert sich die Vorspannkraft in derselben Größe und Richtung, mit grünen Pfeilen ($F_{release}$) dargestellt. Der Flächenschwerpunkt der resultierenden Flächenlast verändert sich, das Integral über die Flächenlast die auf das Lager wirkt bleibt jedoch gleich.

Steigt das Kippmoment noch weiter an, so erhöht sich die rote dreiecksförmige Flächenlast weiter, siehe rechtes Bild. In der anderen Flächenhälfte sinkt die statische Flächenlast teilweise bis auf Niveau Null. An dieser Stelle heben die Wälzkörper der Lagerstelle ab. Die grüne Flächenlast entspricht nicht der zusätzlich aufgebrauchten

roten Flächenlast. In diesem Fall fehlt der violette Anteil ($F_{lifting}$) der Vorspannungsreduzierung, was zur Folge hat, dass der rote Flächenanteil weiter ansteigt (aus Übersichtsgründen in Bild 6.15 nicht dargestellt). Dies führt zu einem Anstieg der Gesamtflächenlast und der Kardanlaschenkraft. Der Effekt ist um so größer, je mehr Wälzkörper abheben. Bei dem mittleren Lager aus Bild 6.12 heben viele Kontakte ab. Im Vergleich dazu sind es in Bild 6.13 bereits weniger, was sich auch in einer geringeren Amplitude in Bild 6.14 bemerkbar macht. Bei den Vorspanndrehmomenten von 450 Nm und 500 Nm heben keine Wälzkörper mehr ab, weshalb sich die Amplituden nicht mehr verringern. Diese bestehenden Amplituden stammen von Biegebeanspruchungen die auf den Radträger durch fahrdynamische Kräfte wirken. Die Verringerung der dynamischen Wechsellasten beeinflusst die Betriebsfestigkeit der Kardanlager und Kardanlaschen. Da das Vorspanndrehmoment von 500 Nm keine Verringerung der dynamischen Belastungsamplitude mit sich bringt, werden die Lager mit 450 Nm Drehmoment vorgespannt. Bei dieser Vorspannung sind bei gleichem dynamischen Amplitudenausschlag die statischen Kardanlaschenkräfte geringer. Gleichzeitig tritt kein Wälzkörperabheben statt. Durch die niedrigere Vorspannkraft kann auch das Reibmoment der Axial-Nadellager leicht reduziert werden.

Das validierte MKS-Modell des aktiven Radträgers dient eingebettet in der Gesamtfahrzeugsimulation neben der Bauteilauslegung ebenfalls zur Steuer- und Reglerentwicklung. Die Gesamtfahrzeugsimulation stellt somit ergänzend zum realen Fahrversuch ein wichtiges Werkzeug dar.

Nachfolgend werden die fahrdynamischen Auswirkungen exemplarisch anhand von open-loop Fahrmanövern in der Simulation und am realen Fahrversuch aufgezeigt.



7 Vollfahrzeugsimulation und Fahrversuch

Zu Beginn dieser Arbeit wurden die Vorteile einer aktiven Spur- und Sturzverstellung erläutert. Dabei kann mit einer Hinterachslenkung das Fahrzeug sowohl agilisiert als auch stabilisiert werden. Wie bereits besprochen, ist es ebenso möglich, den Phasenverzug beim Anlenken durch gleichsinniges Lenken an der Hinterachse zu reduzieren. Die Sturzverstellung vermag bei einer optimalen Platzierung des Rades zur Straße das Seitenkraftpotential zu erhöhen. Diesen Einfluss gilt es unter den gegebenen Randbedingungen wie Aktordynamik und dem maximalen Verstellweg zu bestimmen und zu quantifizieren.

Im Folgenden wird exemplarisch anhand einer Gesamtfahrzeugsimulation die Wechselwirkung der aktiven Sturzverstellung zwischen Fahrdynamik und aktivem Radträger aufgezeigt. Zur Diskussion kommen dabei die signifikanten Aktor- und Fahrzeuggrößen.

Schließlich wird im realen Fahrversuch nachgewiesen, welche fahrdynamischen Möglichkeiten der aktive Radträger durch die aktive Sturzverstellung bietet.

7.1 Fahrdynamiksimulation mit aktivem Radträger

Mithilfe des MKS-Fahrzeugmodells können bei einem open-loop Manöver die Fahrzeugreaktionen eines passiv geschalteten Radträgers mit denen eines aktiven Radträgers reproduzierbar verglichen werden. Dabei fährt das Fahrzeug das Manöver zunächst passiv ohne Sturzverstellung. Bei wiederholter Simulation kommt die aktive Sturzverstellung an der Hinterachse zum Einsatz. Die aktive Sturzverstellung versucht den Sturzverlust (bezogen zur Fahrbahn) aus Wanken und Fahrwerkselastizitäten am kurvenäußeren Rad möglichst durch aktive Eingriffe am Radträger zu kompensieren.

Die Funktionalität der Hinterachslenkung wird bei diesem Fahrmanöver deaktiviert, um keine Überlagerungseffekte zwischen Hinterachslenkung und Sturzverstellung zu erhalten.

Gefahren wird ein open-loop-Manöver mit einer Geschwindigkeit von 140 km/h . Das Fahrzeug fährt zunächst $0,5 \text{ s}$ geradeaus, bevor mit einer Amplitude von 90° und $0,5 \text{ Hz}$ eine Sinusschwingung am Lenkrad gelenkt wird. Nach $2,5 \text{ s}$ wird das Lenkrad in der Mittelposition gehalten.

Die Simulationsergebnisse sind aufbereitet in den **Bildern 7.1, 7.2** und **7.3** dargestellt. In Bild 7.1 sind der Lenkradwinkelverlauf, die Querbefleunigungen, Schwimmwinkel und Gierraten der beiden Fahrzeuge dargestellt.

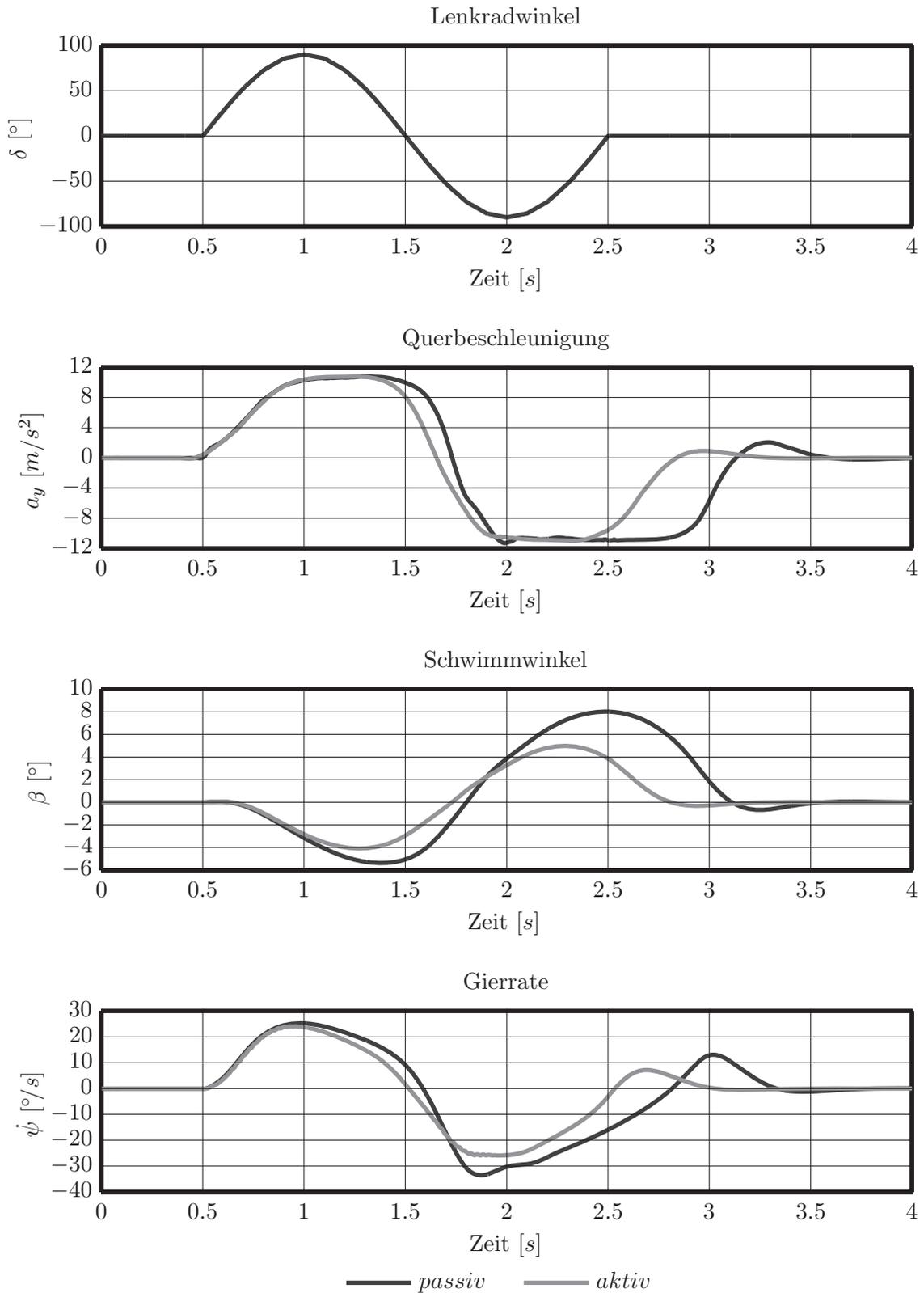


Bild 7.1: Dargestellt sind die signifikanten Fahrdynamikgrößen bei einem open-loop-Manöver mit einer Geschwindigkeit von 140 km/h für ein passives Fahrzeug und ein Fahrzeug mit aktiver Sturzverstellung an der Hinterachse.

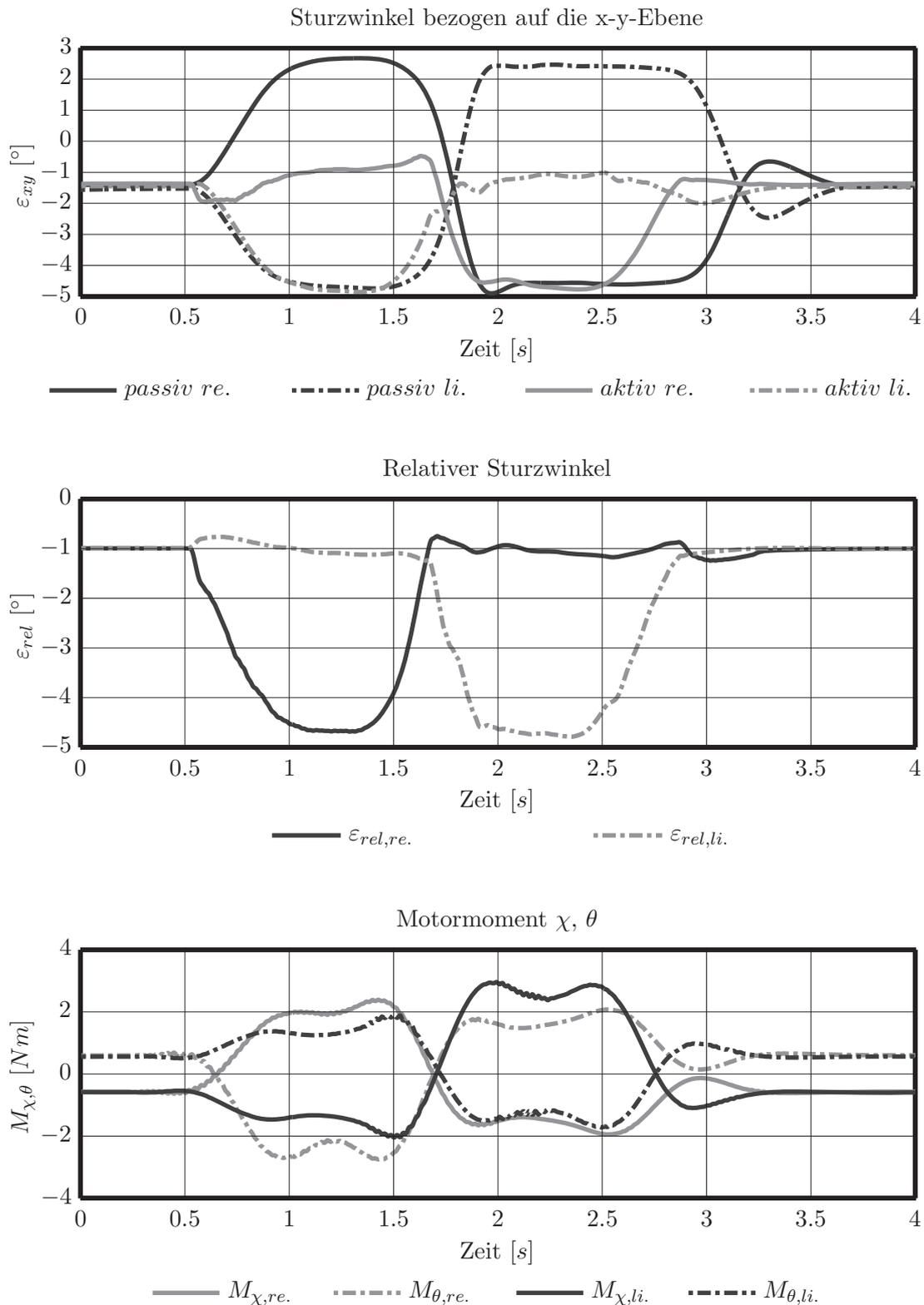


Bild 7.2: Oben: Sturzwinkelverlauf des aktiven und passiven Fahrzeugs bezogen auf die x-y-Ebene; dargestellt jeweils für das rechte und linke Rad der Hinterachse. Mitte: Relativer Sturzwinkel ε_{rel} an der linken und rechten Seite der Hinterachse, der über den aktiven Radträger gestellt wird. Unten: Stellmomente des radseitigen Motors θ und des achsseitigen Motors χ .

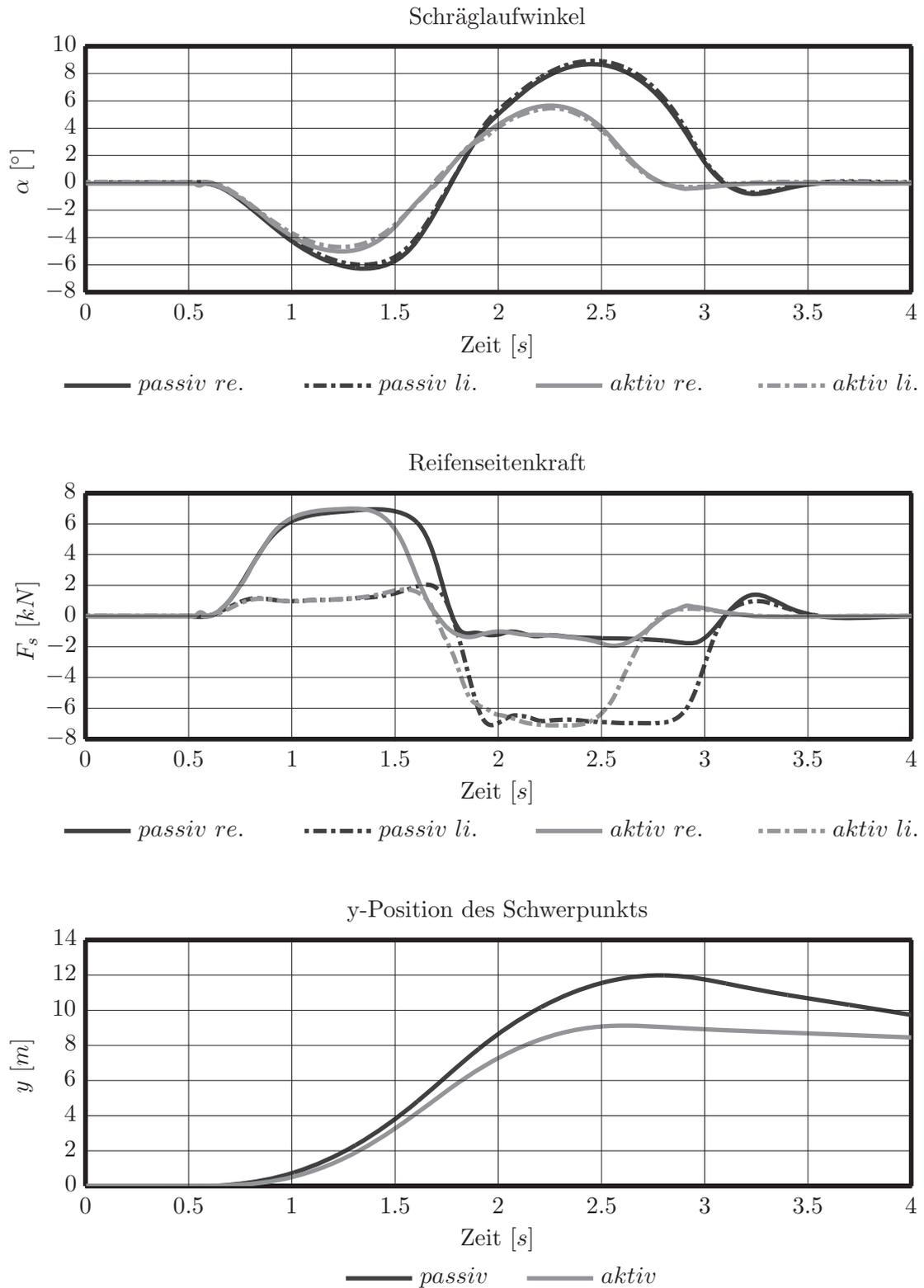


Bild 7.3: Oben: Schräglaufwinkel für das passive und aktive Fahrzeug an der Hinterachse. Mitte: Reifenseitenkräfte der Hinterachse für beide Fahrzeuge. Unten: Y-Versatz des Schwerpunkts beider Fahrzeuge, der sich durch den Lenksinus ergibt.

Bild 7.2 zeigt den Sturzwinkelverlauf bezogen auf die x-y-Ebene und den relativen Sturzwinkel ε_{rel} , der über den aktiven Radträger gestellt wird. Im untersten Diagramm von Bild 7.2 sind die benötigten Stellmomente des radseitigen Motors θ und des achsseitigen Motors χ für dieses Fahrmanöver abgebildet.

Anhand von Bild 7.3 sind die Verläufe der Schräglaufwinkel, der Reifenseitenkräfte und die Auslenkung des Schwerpunkts in y-Richtung zu erkennen.

Das Fahrmanöver wurde bei dem open-loop-Manöver so gewählt, dass das passive Fahrzeug an die Haftgrenze seiner Reifen stößt. Bei einer Sekunde ist das Maximum der Lenkwinkelvorgabe überschritten. Die Quereschleunigung liegt im Bereich von 1 s – 1,5 s bei beiden Fahrzeugen bei ca. 11 m/s^2 . Der Schwimmwinkel des aktiven Fahrzeugs ist hier um $\approx 2^\circ$ unter dem des passiven Fahrzeugs. Der Gierratenverlauf baut sich beim aktiven Fahrzeug schnell und harmonischer ab.

Die Sturzwinkel des passiven Fahrzeugs bezogen auf die x-y-Ebene (dargestellt in Bild 7.2) betragen zu diesem Zeitpunkt $\approx 2,6^\circ$ beim kurvenäußeren rechten Hinterrad und $\approx -4,8^\circ$ beim kurveninneren Rad. Ausgehend von einem statischen Sturzwert von $-1,3^\circ$ bedeutet dies einen Sturzverlust von ca. $3,9^\circ$ beim passiven Fahrzeug.

Der aktive Radträger befindet sich zu Beginn des Manövers in seiner Grundeinstellung bei einem statisch relativen Sturzwinkel von -1° seines Bewegungsraumes. Die Achse ist mit dieser Einstellung am Radträger auf die werksseitigen Spur- und Sturzwerte justiert, sodass sich das Rad in seiner Originalposition befindet. Der aktive Radträger stellt bei dem ersten Anlenkmanöver $\varepsilon_{rel} = -4,5^\circ$, sodass der Sturzwinkel des kurvenäußeren Rades zur x-y-Ebene bei $\approx -1^\circ$ liegt. Dies entspricht bei dieser Seiten- und Normalkraftkombination in etwa dem Sturzwinkel in Bezug zur x-y-Ebene, bei dem eine optimale Druckverteilung im Reifenlatsch für diesen Reifen erreicht wird. Das kurveninnere Rad wird nicht vom aktiven Radträger beeinflusst. Die Schwankungen des relativen Sturzwinkels kurveninnen stammen von Abweichungen des Positionsreglers.

Die Motormomente, dargestellt in Bild 7.2, liegen zu Beginn des Fahrmanövers statisch nicht auf dem Nullniveau. Die Motoren müssen die statische Gewichtslast des Fahrzeugs halten. Beim Einlenken des Fahrzeugs steigen die Momente am kurvenäußeren Rad bis ca. 3 Nm an. Die Motormomente am kurveninneren Rad bleiben bei einem Maximalwert von ca. 1,8 Nm. Dies liegt an der geringen Seitenkraft, welche das kurveninnere Rad zu diesem Zeitpunkt überträgt, siehe Bild 7.3. Die Seitenkraft liegt hier bei ca. 1 kN. Sie wirkt auf den Reifenradius und versucht, den Radträger zu verkippen.

Die maximalen Reifenseitenkräfte sind beim aktiven Fahrzeug nur minimal höher als beim passiven Fahrzeug. Die abgestützten Kräfte an der Hinterachse sind eine Funk-

tion der Masse/Schwerpunktslage, Trägheitsmoments, Gierbeschleunigung und der Querbewegung, die auf das Fahrzeug wirken. Beim betrachteten dynamischen Fahrmanöver verringern sich sowohl der Schwimmwinkel als auch die Schräglaufwinkel gegenüber dem passiven Fahrzeug. Die notwendigen Schräglaufwinkel differieren zu diesem Zeitpunkt bereits um $\approx 1,5^\circ$, was auf eine Egalisierung des Druckniveaus in der Reifenaufstandsfläche zurückzuführen ist, siehe Bild 7.3.

Die Schwerpunktspositionen in y-Richtung des aktiven und passiven Fahrzeugs weichen voneinander ab, was dem höheren Schräglaufwinkel an der Hinterachse des passiven Fahrzeugs geschuldet ist.

Im weiteren Zeitverlauf von $1,5\text{ s} - 2\text{ s}$ wechselt die Lenkwinkelvorgabe ihr Vorzeichen, bis sie die maximale Auslenkung in negativer Richtung erreicht hat. Die Querbewegung des passiven Fahrzeugs schwingt über, bevor beide Fahrzeuge bei ca. -11 m/s^2 in Sättigung gehen. Das Überschwingen des passiven Fahrzeugs resultiert aus dem Abbau des hohen Gierratengradienten und dem folgenden Vorzeichenwechsel der Steigung.

Die Sturzwinkel, bezogen auf die x-y-Ebene, wechseln ihre Vorzeichen und gelangen nach leichtem Überschwingen bei 2 s in Sättigung. Dies deutet darauf hin, dass beide Fahrzeuge ihren für diese Querbewegung stationären Wankwinkel erreicht haben.

Die Motormomente beider Radträger verlaufen auf leicht höherem Niveau als zuvor beim Anlenken in die Linkskurve.

Die Reifenseitenkräfte des aktiven Fahrzeugs erreichen höhere Werte als die des passiven Fahrzeugs, siehe Bild 7.3. Deutlich sind die Unterschiede im Schräglaufwinkel zu erkennen. Das passive Fahrzeug befindet sich mit einem Schräglaufwinkel von $\approx 9^\circ$ bereits im stark degressiven Teil des Reifenkennfelds. Der Schräglaufwinkel des aktiven Fahrzeugs liegt hier ca. 4° unter dem passiven Fahrzeug.

Diese Schräglaufwinkeldifferenz wirkt sich direkt auf Schwimmwinkel und Gierrate der beiden Fahrzeuge aus, siehe Bild 7.1. Während nach 2 s bereits wieder zurück in Richtung Mittelposition gelenkt wird, zeigt das passive Fahrzeug einen ausgeprägten Phasenverzug bei Querbewegung und Gierrate. Der Schwimmwinkel vergrößert sich folglich immer mehr. Das aktive Fahrzeug folgt der Lenkwinkleingabe direkter, was sich in dem fast $0,4\text{ s}$ schnelleren Querbewegungsabbau zeigt. Gleichzeitig kann durch die stabilere Hinterachse des aktiven Fahrzeuges die Überschwingneigung von Querbewegung und Gierrate gegenüber dem passiven Fahrzeug reduziert werden (siehe Bild 7.1: aktives Fahrzeug bei $2,8\text{ s}$ und passives Fahrzeug bei $3,3\text{ s}$). Die y-Positionen der beiden Fahrzeugschwerpunkte divergieren im Maximum um etwa drei Meter. Grund dafür ist der geringere Schräglaufwinkel beim aktiven Fahrzeug, das dadurch eine geringere Übersteuerneigung als das aktive Fahrzeug aufzeigt.



Der simulative Vergleich des passiven Fahrzeugs gegenüber dem aktiven Fahrzeug mit geregelter Sturzwinkel an der Hinterachse zeigt, dass die Lenkwinkeleingaben durch das aktive Fahrzeug harmonischer und direkter umgesetzt werden. Das aktive Fahrzeug folgt mit weniger Phasenverzug und geringerem Schwimmwinkel und neigt weniger zum Überschwingen. In Summe bleibt dieses Fahrzeug im Grenzbereich beherrschbarer, da das typische Abreißen der Hinterachse beim Gegenschlag geringer ausfällt.

7.2 Fahrdynamikversuch mit aktivem Radträger

Im vorangegangenen Kapitel konnten anhand der Vollfahrzeugsimulation die Wechselwirkungen zwischen aktivem Radträger und dem Fahrzeugverhalten bei aktiver Sturzverstellung dargelegt werden.

Ergänzend sollen im Folgenden die gravierenden Unterschiede zwischen passiv und aktiv arbeitendem Versuchsfahrzeug im Real-Versuch mit Fokus auf die Fahrdynamik aufgezeigt werden.

Als open-loop-Fahrmanöver wird ein Lenkradwinkelsprung gefahren, der das dynamische Verhalten des Fahrzeugs leicht reproduzierbar aufzeigt. Die Versuchsdurchführung, die Qualitätsanforderungen an diese und Teile der Auswertemethodik orientieren sich dabei an [28].

Da in dieser Arbeit nur die relative Vergleichbarkeit zwischen passivem und aktivem Fahrzeug von Interesse ist, erfolgt eine leichte Modifikation der Test-Prozedur: Der Lenkradwinkelsprung wird mit konstanter Geschwindigkeit angefahren, anschließend ausgekuppelt und mit hohem Lenkradwinkelgradienten auf einen vorgegebenen Lenkradwinkel von 90° gelenkt und gehalten.

Der Versuch wird jeweils passiv ohne Sturzverstellung und mit aktiver Sturzverstellung bei den Geschwindigkeiten 80 km/h und 90 km/h durchgeführt. Dabei soll nach [28] die Geschwindigkeit nicht weiter als 2 km/h von der Soll-Geschwindigkeit abweichen und die Eingabe des Lenkradwinkels zwischen 10% und 90% nicht länger als 0.15 s dauern. Jeder Versuch soll drei Mal jeweils mit wechselnder Richtung durchgeführt werden. Die Messungen wurden unter folgenden Versuchsbedingungen durchgeführt:

- Fahrzeuggewicht messfertig inkl. 2 Personen: 2037 kg
- Achslastverteilung VA/HA messfertig inkl. 2 Personen: 49.7%
- Symmetrie Gewichtsverteilung links/rechts: 99%
- Reifendimension: $225/45 \text{ R18}$ Sommerreifen
- Lufttemperatur: 8°C
- Umgebungsbedingung: bewölkt, trocken

Die Versuchsergebnisse sind aufbereitet in den **Bildern 7.4, 7.5 und 7.6** dargestellt. In Bild 7.4 sind der Lenkradwinkelverlauf, der Schwimmwinkel und die Gierraten der aktiven und passiven Fahrzeuge jeweils bei 80 km/h und 90 km/h dargestellt.

In Bild 7.5 sind Querbeschleunigungsverläufe, Fahrzeuggeschwindigkeiten und die x-y-Positionen des Schwerpunkts der aktiven und passiven Fahrzeuge wieder jeweils bei 80 km/h und 90 km/h abgebildet.

Bild 7.6 zeigt die Verläufe der relativen Sturzwinkel ε_{rel} , die über den aktiven Radträger gestellt werden. Das mittlere und das unterste Diagramm von Bild 7.6 zeigt die benötigten Stellmomente des radseitigen Motors θ und des achsseitigen Motors χ für das jeweils kurvenäußere Rad.

Zur besseren Vergleichbarkeit sind jeweils nur die Lenkradwinkelsprünge einer Linkskurve dargestellt. Die Verläufe der gelenkten Lenkradwinkel liegen mit ihrer Streuung innerhalb der oben genannten Richtwerte. Zur Erreichung eines konstanten Lenkradwinkels am Ende des Sprungs kam ein Lenkradwinkelanschlag zum Einsatz.

Bei dem 80 km/h-Fahrmanöver zeigt der Schwimmwinkel des passiven Fahrzeugs eine größere Überschwingneigung als beim Fahrzeug mit der aktiven Sturzverstellung. Hier wird eine maximale Differenz von $\approx 1,5^\circ$ erreicht. Gleichzeitig ist der Schwimmwinkelbedarf des aktiven Fahrzeuges im nahezu stationären Bereich bei 4,5 s um $\approx 0,5^\circ$ niedriger als beim passiven Fahrzeug. Beide Effekte lassen sich mit einem geringeren Schräglaufwinkelbedarf an der Hinterachse des aktiven Fahrzeugs erklären. Die Gierraten der beiden Fahrzeugvarianten steigen nahezu mit gleichen Gradienten an, allerdings nimmt der Maximalwert der Gierrate beim aktiven Fahrzeug gemäß des geringeren Schwimmwinkelgradienten niedrigere Werte an. Weiterhin befindet sich das aktive Fahrzeug auf Grund der stabileren Hinterachse (geringerer Schräglaufwinkel) auf einem größeren Bahnradius. In Summe führt dies im nahezu stationären Bereich ab 4,5 s zu einer geringeren Gierrate als beim passiven Fahrzeug.

Die Querbeschleunigungsverläufe und der Verlauf der Fahrzeuggeschwindigkeit sind im Wesentlichen bei beiden Fahrzeugvarianten ähnlich.

Der relative Sturzwinkel zeigt beim passiven Fahrzeug nur sehr geringe Abweichungen von der Sollvorgabe $\varepsilon_{rel} = 1^\circ$. Die dynamischen Abweichungen befinden sich dabei im Toleranzrahmen von statischen Achseinstellwerten. Die Sturzregelung des aktiven Fahrzeuges kompensiert geeignet den Sturzverlust aus Wankwinkel und überhöht den gestellten relativen Sturzwinkel am Aktor, so dass das volle Reifenseitenkraftpotential ausgeschöpft wird. Der Gradient des relativen Sturzwinkels, der am aktiven Fahrzeug gestellt wird, liegt mit 15 %/s in der softwareseitigen Begrenzung der Aktordynamik. Bei den Motormomenten des kurvenäußeren Rades bei 80 km/h ist zu erkennen, dass die Momente des passiven Fahrzeugs deutlich höhere Werte anneh-

men, als die des aktiven Fahrzeuges. Dies ist in der Änderung der Eigenübersetzung der Aktorik begründet, wie sie in den vorhergehenden Kapiteln bereits erläutert wurde.

Durch die höhere Eigenübersetzung müssen nur noch geringe Haltemoment an den Motoren abgestützt werden.

Beim Fahrversuch mit dem passiven Fahrzeug bei 90 km/h ist anhand des Schwimmwinkels zu erkennen, dass das Fahrzeug keine ausreichende Stabilität mehr aufweist und sich eindreht. Der Schwimmwinkel des aktiven Fahrzeuges ist gegenüber der 80 km/h Messung angestiegen. Das Fahrzeug weist jedoch an der Hinterachse noch genug Stabilitätsreserven auf, um das transiente Überschwingen des Schwimmwinkels abzubauen und bei 3 s in den stationären Wert überzugehen.

Der Gierratenanstieg ist bei beiden Fahrzeugen wieder nahezu identisch, allerdings ist der Stabilitätsverlust des passiven Fahrzeuges deutlich im Gierratenverlauf zu erkennen.

Die erreichte Querschleunigung ist geringfügig höher als bei der 80 km/h Messung und verläuft bei beiden Fahrzeugen bis 3 s gleich.

Der monoton steigende Schwimmwinkel am passiven Fahrzeug deutet auf einen stark steigenden Schräglaufwinkel der Hinterachse hin. Dies führt zu einer schneller abfallenden Fahrzeuggeschwindigkeit und zu stetig kleiner werdenden Kurvenradien, wie sich dies bereits im x-y-Plot des Schwerpunkts andeutet.

Die Abweichungen des relativen Sturzwinkels von der Sollvorgabe $\varepsilon_{rel} = 1^\circ$ verhalten sich ähnlich zu denen aus der 80 km/h-Messung.

Die Motormomente am kurvenäußeren Rad erreichen beim aktiven als auch beim passiven Fahrzeug nur minimal höhere Werte als bei der 80 km/h-Messung, was der geringfügigen höheren Querschleunigung geschuldet ist.

Wie auch die Simulationsergebnisse im vorhergehenden Kapitel zeigt der Fahrversuch, dass das laterale Übertragungspotential durch die richtige Positionierung des Reifens zur Straße erhöht wird. Bei den Versuchsdurchführungen mit dem aktiven Fahrzeug erfolgten noch Lenkradwinkelsprünge bis 120 km/h. Diese sind aus Überichtsgründen nicht mehr aufgeführt. Allerdings konnte der Stabilitätsverlust der Hinterachse in dieser Konfiguration des aktiven Fahrzeuges nicht provoziert werden. Die in den Bildern 7.4, 7.5 und 7.6 dargestellten Messungen zeigen deutlich den geringeren Schräglaufwinkelbedarf des Fahrzeuges mit der aktiven Sturzverstellung. Dabei zeigt sich auch, dass die Gradienten, mit denen sich die Gierrate bei beiden Fahrzeugen aufbaut, nahezu identisch sind. Die stationäre Gierrate strebt auf Grund der schräglaufsteiferen Hinterachse des aktiven Fahrzeuges geringere Werte an.

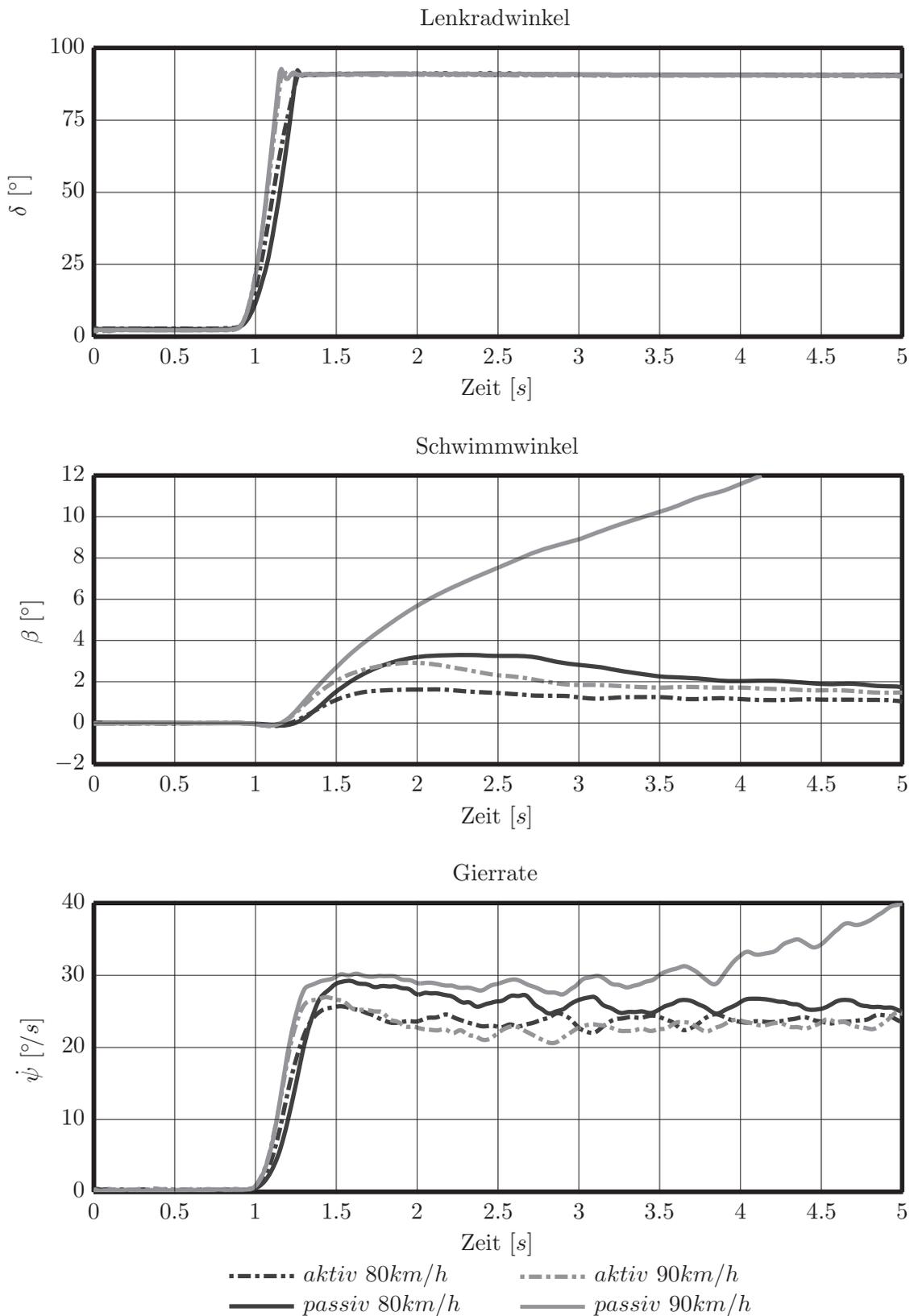


Bild 7.4: Dargestellt sind die Größen Lenkradwinkel, Schwimmwinkel und Gierrate bei Lenkradwinkelsprüngen mit den Geschwindigkeiten 80 km/h und 90 km/h jeweils für das passive Fahrzeug und das Fahrzeug mit aktiver Sturzverstellung an der Hinterachse.

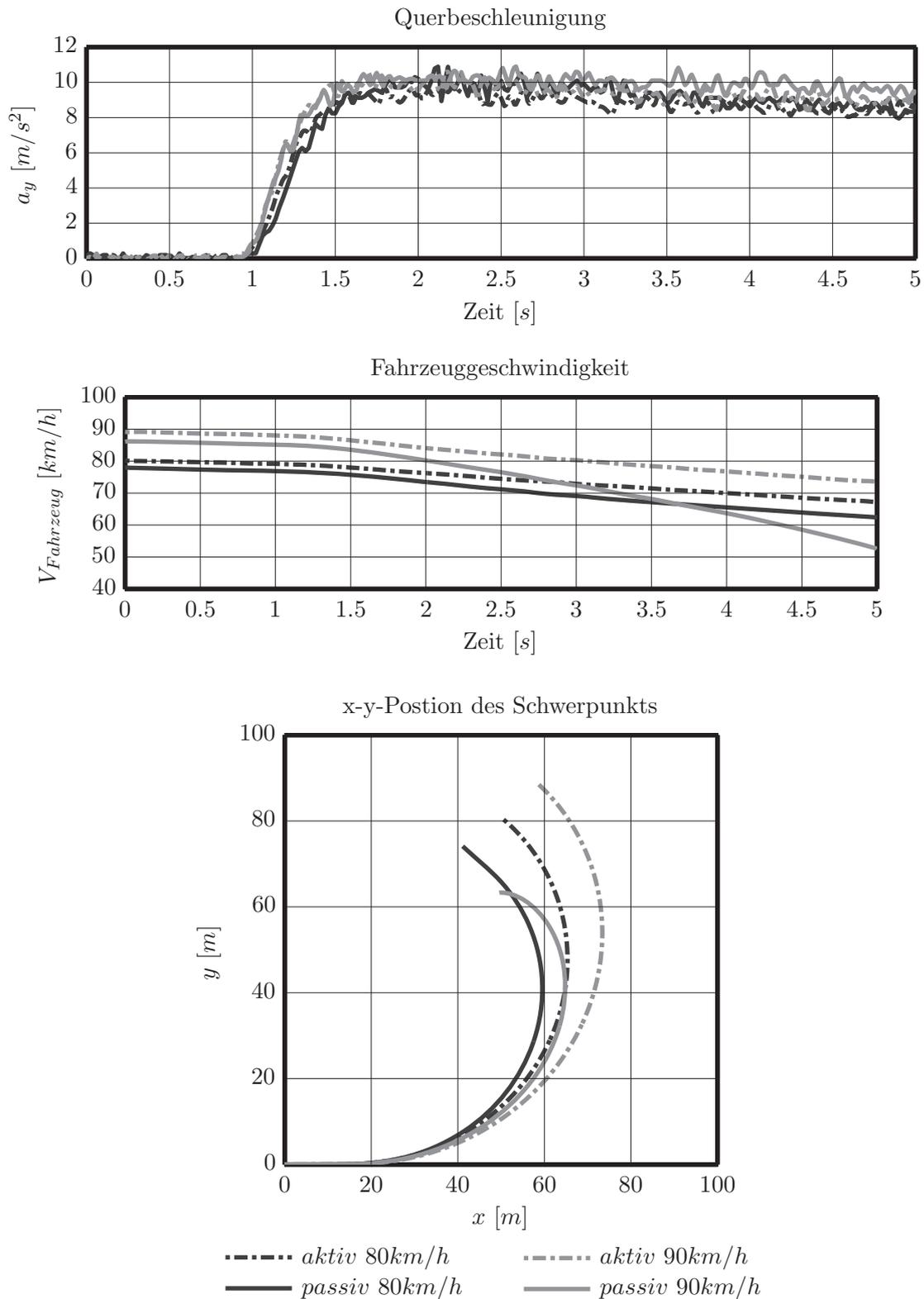


Bild 7.5: Oben: Querbeschleunigungsverlauf. Mitte: Fahrzeuggeschwindigkeit. Unten: Position des Schwerpunkts über einen Zeitbereich von 7 s. Die abgebildeten Messgrößen geben jeweils das passive und aktive Fahrzeug bei 80 km/h und 90 km/h wieder.

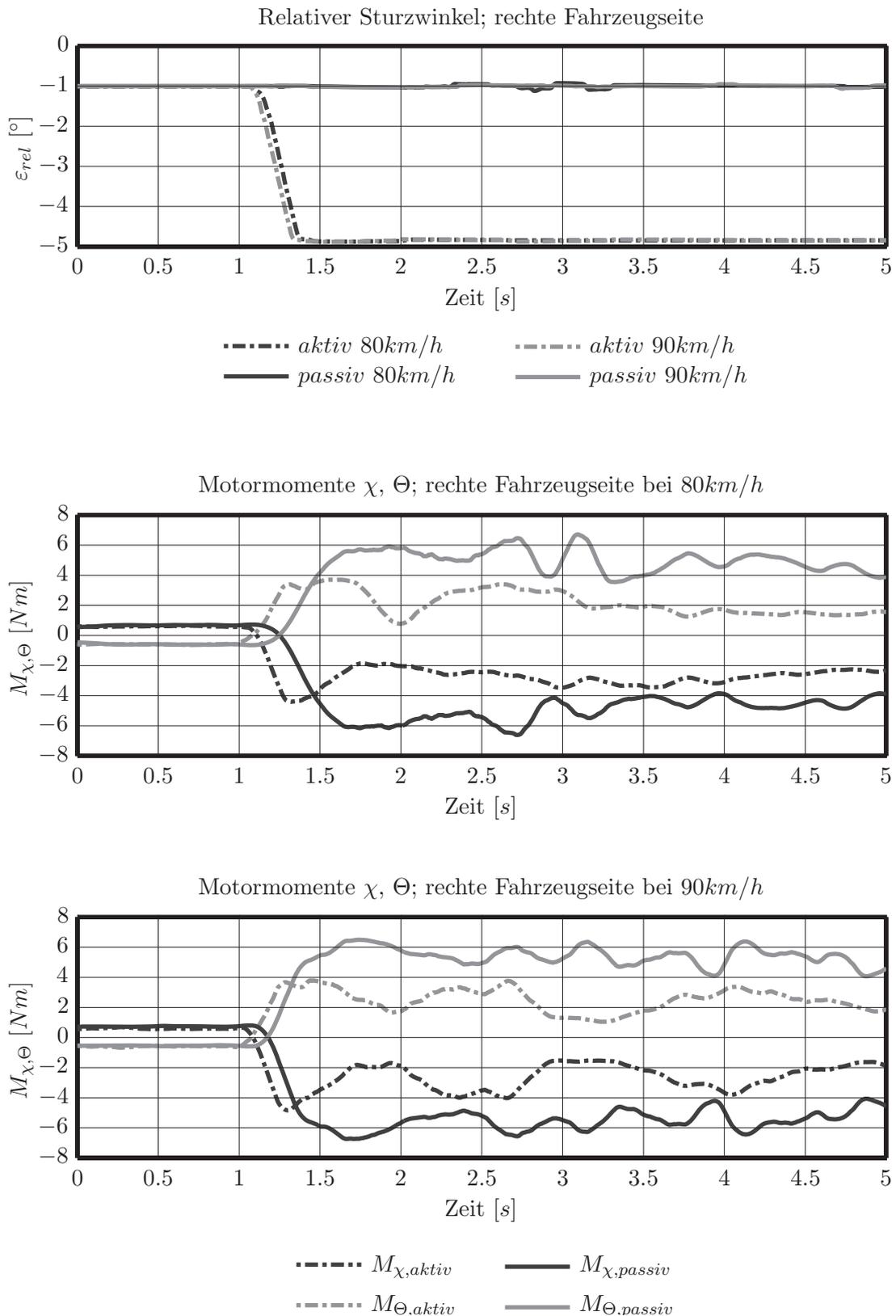


Bild 7.6: Oben: Relativer Sturzwinkel. Mitte und unten: Motormomente der beiden Motoren χ und Θ . Die abgebildeten Messgrößen am kurvenäußeren Radträger geben jeweils das passive und aktive Fahrzeug bei 80 km/h und 90 km/h wieder.

Um dies zu kompensieren, ergeben sich unterschiedliche Maßnahmen: Eine Möglichkeit ist die Erhöhung des Seitenkraftübertragungspotentials der Vorderachse, was in Summe zu einem höheren Querschleunigungsvermögen des Fahrzeugs führt, aber auf Kosten der Stabilität des Fahrzeugs geht. Ebenso kann der stationär höhere Lenkradwinkelbedarf durch die Adaption der Hinterachslenkung kompensiert werden, welche situationsabhängig gegensinnig lenkt. Dadurch behält die Hinterachse das Stabilitätsverhältnis zur Vorderachse und man erhält den gleichen Lenkradwinkelbedarf wie beim passiven Fahrzeug.

Die beiden Möglichkeiten stellen nur eine kleine Auswahl der Fahrzeugabstimmung dar, die von der Positionierung des Zielfahrzeuges abhängt.

Die Ergebnisse und Erfahrungen aus den Fahrversuchen zeigen, dass der aktive Radträger den fahrdynamischen Anforderungen aus Kapitel 2.4 gerecht wird. Mechanisch stellt der Aktor einen Machbarkeitsnachweis dar, bei dem zugunsten einer einfacheren Umsetzung Kompromisse eingegangen wurden.

Aufzuführen sind z.B. der Einsatz von Stahlguss und vielen Stahlteilen, die infolge der einfacheren Verarbeitung oder Nachbearbeitung und nicht auf Grund der Festigkeits-Anforderungen eingesetzt werden. Weiterhin finden für die Lagerung der Verstellzylinder DIN-Teile Anwendung. Bei der Industrialisierung des aktiven Radträgers sollte hier ein integrales Lagerpaket angestrebt werden, was eine passgenaue Auslegung der Lagerfestigkeit zulässt. Infolge dessen ist eine Abschätzung des Aktorgewichts für ein industrialisiertes Konzept nicht ohne weiteres möglich.

Da das Aktorgewicht gesamtheitlich der ungefederten Masse zugeordnet wird, sollte der Fokus auf der Gewichtseinsparung liegen. Bei vergleichbarer Aktorperformance stellen hier Konzepte auf Basis von Linearstellern, wie z.B. in [47], [48], [46] gezeigt den Benchmark dar. Da Linearsteller bei Federbewegungen mitgeführt werden, erhöht sich dadurch je nach deren Schwerpunktlage ebenso die ungefederte Masse. Nur aktive Systeme, die die Lage der Lenkerfußpunkte verändern, nehmen keinen Einfluss auf die ungefederten Massen, jedoch greifen diese wieder sehr stark in das Fahrzeugpackage ein. Bei der Integration des aktiven Radträgers muss achsindividuell abgewägt werden, wie stark der Einfluss der ungefederten Massen auf die Eigenschaften der Achse wirkt. Mit Sekundärmaßnahmen z.B. durch Verwendung gewichtsoptimierter Felgen, Keramik-Bremsscheiben, Anpassung der Hilfsrahmenlager, usw. kann dieser Einfluss kompensiert werden.

Die Komplexität und der Aufwand des aktiven Radträgers ist im Vergleich zu einem Konzept z.B. mit zwei Linearstellern sicherlich geringer. Hier darf nicht nur die Entwicklung der Linearsteller betrachtet werden. Mit berücksichtigt werden muss auch die Ertüchtigung der Achskonstruktion, nämlich die Unterbringung der aktiven Ele-

mente im Package und deren Integration in die Achskinematik. Bezieht man beide Faktoren mit ein, so sind die Kosten für den aktiven Radträger geringer, da dieser sich in den Packageraum des Rades integriert und die Achskonstruktion und deren Karosserieanbindung unangetastet bleibt.

Die harten Belastungen der Versuchsfahrten führten zu keinerlei mechanischen Ausfällen des Versuchsträgers, was die Robustheit des ersten Konzepts belegt. Prinzipiell sollte die Lagerung der Verstellzylinder bei einer Industrialisierung so ausgeführt werden, dass die Lebensdauer bei äquivalenter Belastung der eines Radlagers entspricht. In Summe muss ein industrialisiertes Aktorkonzept alle Festigkeitsnachweise erbringen, die auch von gewöhnlichen passiven Fahrzeugen geliefert werden .

Die hier gezeigten fahrdynamischen Ergebnisse und der erbrachte Machbarkeitsnachweis zeigen, dass der neue aktive Radträger nach Anforderungen aus Kapitel 2.4 den Konzepten aus dem Stand der Technik überlegen ist. Auch eine Kombination zweier eindimensionaler Aktoren aus Kapitel 2.3 erfüllt diese Anforderungen nicht. Verknüpft man beispielsweise eine Zentralstellerhinterachslenkung mit dem OCP-Fahrwerkssystem von Michelin [2], so kann diese Konzept-Kombination das Rad in beide Raumrichtungen neu ausrichten. Es ist allerdings deutlich ersichtlich, dass beide Systeme in Summe unzulässig mehr Packageraum im Fahrzeug einnehmen werden, als der neue aktive Radträger.



8 Zusammenfassung und Ausblick

Die Fahrwerksentwicklung befindet sich stetig im Wandel, um den steigenden Anforderungen an Komfort und den gleichzeitigen Fahrdynamikansprüchen gerecht zu werden. Mit rein mechanischen Achskonstruktionen ist eine weitere Steigerung dieser Eigenschaften nicht mehr oder nur in sehr geringem Maße möglich.

Aus diesem Grund halten immer mehr aktive Komponenten im Fahrwerksbereich Einzug. Die Verknüpfung aktiv geregelter Systeme mit passiven Achskonzepten vermag den oben genannten Zielkonflikt aufzuweiten und z.B. ein höheres Fahrdynamikspektrum bei gleich hohem Komfort darzustellen.

Die Fahrdynamikanforderung an Achssysteme kann im Wesentlichen auf die richtige Positionierung des Reifens zur Straße heruntergebrochen werden. Im Grundlagen teil wurden dazu zunächst die beiden qualitativen Mechanismen zur Erzeugung von Seitenkraft durch Schräglaufwinkel und/oder Sturzwinkel erörtert. Durch negatives Stürzen des Reifens entgegen auftretender Seitenkräfte kommt es zu einer Homogenisierung des Druckniveaus im Reifenlatsch. Durch den degressiven Verlauf der übertragbaren Seitenkraft über Anpressdruck der einzelnen Profilelemente erhöht sich das übertragbare Seitenkraftniveau additiv um bis zu $\Delta F_s \approx 10\%$. So ist neben dem Schräglaufwinkel zur Seitenkraftherzeugung der Sturzwinkel zur Straße eine weitere signifikante Größe im Grenzbereich des Reifens.

Der Stand der Technik beleuchtete unterschiedliche Systeme, die die Positionierung des Reifens zur Straße aktiv beeinflussen. Eine Hinterachslenkung kann beispielsweise abhängig von der hinterlegten Regelstrategie agilisierend oder auch stabilisierend in das Fahrverhalten eingreifen. Somit kann der Querbeschleunigungsaufbau und Gierratenverlauf des Fahrzeugs verändert und an die aktuelle Fahrsituation angepasst werden.

Systeme zur Sturzwinkelbeeinflussung, wie z.B. die Optimized-Control-Patch-Achse von Michelin nutzt den Effekt der Druckhomogenisierung im Reifenlatsch. Hier wird das Rad durch die hinterlegte Kinematik gezwungen, sich gegen auftretende Seitenkräfte zu stürzen, was zu einem höheren Seitenkraftniveau des Reifens führt.

Die im Stand der Technik aufgezeigten Konzepte basieren meist auf eindimensionalen Aktoren, die eine Verstellung entweder in Spur- oder Sturzrichtung durchführen können. Die dargelegten Systeme, die beide Orientierungen des Rades verändern können, greifen ausnahmslos zu stark in das bestehende Packageumfeld oder Achskonzept ein, sodass diese nicht umsetzbar sind. So können diese Konzepte zum Beispiel nicht an angetriebenen Achsen verwendet und die Bremsanlage nicht in gewohnter Weise integriert werden.

Für die Entwicklung eines neuen Aktuators, der die bestmögliche Positionierung des Reifens zur Fahrbahn umsetzen kann, ergeben sich konzeptionelle Bedingungen. Das Aktuator-Konzept muss den Spur- und Sturzwinkel dynamisch radindividuell und achsunabhängig beeinflussen können. Dabei soll das System an einer angetriebenen Achse mit konventioneller Bremsanlage integriert werden können.

Mit Hilfe eines morphologischen Kastens konnten die jeweiligen Teilfunktionen und Attribute der im Stand der Technik dargelegten Systeme und zwei neue Lösungsansätze strukturiert aufgezeigt werden. Die Systeme wurden an den zuvor spezifizierten Anforderungen an ein neues mechatronisches System bewertet und ein Konzept zur weiteren Bearbeitung ausgewählt.

Das neu vorgestellte Aktuator-Konzept kann einen Verstellweg von $\pm 5^\circ$ in Spur- und $\pm 5^\circ$ in Sturzrichtung umsetzen. Dabei wird ein konventioneller Radträger in einen achsseitigen und radseitigen Radträger aufgeteilt. Der radseitige Radträger trägt dabei das Radlager, das wiederum die Radnabe mit Rad aufnimmt. Weiterhin befindet sich der Bremsattel auf dem radseitigen Radträger. Der achsseitige Radträger nimmt in gewohnter Weise die Fahrwerkslenker auf. Zwischen den beiden Radträgerhälften befinden sich zwei Verstellzylinder, die jeweils über eine zur Zylinderachse koaxiale Lagerung mit der jeweiligen Radträgerhälfte verbunden sind. Über eine Schrägachse stehen die beiden Zylinder in Verbindung miteinander. Werden die beiden Zylinder zueinander verdreht, schwenken die beiden Radträgerhälften gegeneinander aus.

Um die auftretenden Bremsmomente nicht über die Aktorik halten zu müssen, wird dem System ein Kardangelen parallel geschaltet. Dies ermöglicht es, das Bremsmoment vom radseitigen auf den achsseitigen Radträger zu übertragen, ohne die Bewegungsfreiheitsgrade in Spur- und Sturzrichtung einzuschränken. Von dort wird das Bremsmoment in das Fahrwerk geleitet.

Durch gegenseitiges Vorspannen der Verstellzylinder können mithilfe des Kardangelen einseitig wirkende Zylinderlagerungen verwendet werden, wodurch das System kompakt baut. Jedem Verstellzylinder ist jeweils ein Servomotor zugeordnet, der den Zylinder über eine Stirnradstufe antreibt. Die Radnabe führt durch die Verstellzylinder zum Gleichlaufgelenk. Dies ermöglicht die Anwendung des aktiven Radträgers an einer angetriebenen Achse.

Zur Ansteuerung des Systems wurden die Vorwärts- und Rückwärtsberechnung anhand von Drehungen elementar-geometrischer Körper im Raum hergeleitet. Die Vorwärtsberechnung zeigt in Analogie zur Robotik, welche relativen Spur- und Sturzwinkel bei Vorgabe der beiden Zylinderpositionen gestellt werden. Die Rückwärtsberechnung berechnet indes unter Vorgabe eines relativen Spur- und Sturzwertes die

einzustellenden Zylinderpositionen. Die Herleitungen zeigen, dass abhängig von der Position des Radträgers eine unterschiedliche Anzahl an Lösungen für die Zylinderwinkel existieren. Am Rand des sich aufspannenden Bewegungsraumes ist immer ein Tupel an Zylinderwinkeln gültig. In der Mitte des Bewegungsraumes existieren bei einem relativen Spur- und Sturzwinkel von Null unendlich viele Lösungen. Zwischen diesen beiden Extrema sind immer zwei Tupel an Zylinderwinkeln gültig.

Mithilfe der Bewegungsgleichungen konnten die aktorspezifischen Eigenschaften näher untersucht und detailliert beschrieben werden. Durch die nichtlineare Abbildung der Spur- und Sturzwerte in Zylinderpositionen ergeben sich Eigenübersetzungsänderungen, die von der aktuellen Position im Bewegungsraum und der gewünschten Soll-Richtung abhängen. Diese Änderungen sind bei der Auslegung der Motordynamik bestimmend und müssen bei der Aktorbetriebsstrategie ebenfalls berücksichtigt werden.

Auf Grund der beschränkten Motordynamik werden zwei mögliche Aktorbetriebsstrategien aufgezeigt. Durch Einschränkung des Bewegungsraumes z.B. auf den Bereich $\varepsilon_{rel} < -1$ sind die Eigenübersetzungsänderungen und somit die notwendige Dynamikspreizung der Servomotoren gering. Die Einschränkung auf den Bereich $\varepsilon_{rel} < -1$ beschneidet den möglichen Bewegungsraum, kann aber in der Praxis kaum genutzt werden.

Eine weitere Möglichkeit besteht in der Vorgabe einer zu stellenden Seitenkraft. Da der Schräglaufwinkel und der Sturzwinkel die Seitenkraft gleichermaßen beeinflussen, kann ein Optimierungsverfahren angestoßen werden, welches unter Berücksichtigung der aktuellen Aktorposition, Eigenübersetzung und des Fahrwegs die optimale Spur- und Sturzkombination anfährt. Das Optimierungsverfahren ermöglicht unterschiedliche Betriebsstrategien. So könnte z.B. zwischen geringer Energieaufnahme oder schneller Dynamik ausgewählt werden.

Die Auslegung der mechanischen Komponenten erfolgte durch analytische Berechnungen und Simulationen des aktiven Radträgers mithilfe der Mehrkörpersimulation und der Finite Elemente Methode. Die rechnergestützte Konstruktion erlaubt die Bauteildefinition und die Kontrolle der Package-Integration am Radträger. Der aktive Radträger selbst wurde an einem Audi A4 quattro an der Hinterachse integriert. Hierfür mussten nur minimale Änderungen am Serienfahrwerk durchgeführt werden. Anhand von Schnittmodellen des aktiven Radträgers wurden einzelne Aspekte und Details der Konstruktion aufgezeigt und diskutiert.

Für die Bestimmung der nötigen Vorspannkräfte kam ein detailliertes MKS-Modell zum Einsatz. Unter realistischen Betriebslasten wurden die Kontaktkräfte an den

Lagerstellen der Verstellzylinder simuliert und die nötige Vorspannkraft zur Vermeidung des Lagerabhebens ermittelt.

Anhand der Fahrdynamiksimulation konnten die Wechselwirkungen zwischen dem aktiven Radträger und der Fahrzeugdynamik bei aktiver Sturzverstellung verdeutlicht werden. Die Sturzregelung versucht dabei, den Sturzverlust aus Wankwinkel und Fahrwerkselastizitäten zu kompensieren. Verglichen wurden dabei ein passives und ein aktives Fahrzeug bei einem open-loop-Spurwechsel. Die Simulation legt dar, dass das aktiv sturzgeregelte Fahrzeug der Lenkwinkleingabe direkter und mit weniger Phasenverzug folgt. Der Maximalwert des Schwimmwinkels als auch die Überschwingneigung können deutlich reduziert werden.

Ergänzend werden die fahrdynamischen Unterschiede zwischen einem Fahrzeug mit und ohne Sturzverstellung anhand eines gehaltenen Lenkradwinkelsprungs bei jeweils 80 km/h und 90 km/h im realen Fahrversuch aufgezeigt. Die Messungen legen den deutlich reduzierten Schräglaufwinkelbedarf des aktiven Fahrzeugs dar. Dies deutet auf eine erhöhte Achsschräglaufsteifigkeit und eine dadurch erhöhte Stabilität der Hinterachse am Fahrzeug mit der aktiven Sturzverstellung hin. Die Giergradienten beider Fahrzeuge verlaufen nahezu identisch, jedoch ist auf Grund der höheren Achsschräglaufsteifigkeit beim aktiven Fahrzeug die erreichte stationäre Gier rate geringer, womit der Lenkradwinkelbedarf zunimmt. Je nach fahrdynamischer Positionierung des Zielfahrzeugs kann der Lenkradwinkelbedarf durch unterschiedliche Maßnahmen verringert werden. Eine Möglichkeit ist die Erhöhung des lateralen Kraftübertragungspotentials der Vorderachse, was zu höheren Fahrzeugquerbeschleunigungen führt, aber auf Kosten der Stabilität des Fahrzeugs geht. Eine andere Möglichkeit ist das situationsabhängige Gegenlenken der Hinterachslenkung, was bei gleichbleibender Fahrzeugstabilität ebenso den Lenkradwinkelbedarf reduziert.

Der in dieser Arbeit vorgestellte aktive Radträger zeigt dadurch sehr deutlich, dass die Sturzverstellung über die bekannten Vorzüge einer Hinterachslenkung hinaus zusätzliche Eigenschaften und Abstimmöglichkeiten eröffnet.

Der Erfolg aktiver Systeme auf dem Markt zeigt, dass die Mechatronik-Integration am passiven Fahrwerk ein Plus an Kundennutzen generiert. Ein rein mechatronisches Fahrwerk wird sich in dem Spannungsfeld Kosten, Gewicht und Leistungsaufnahme nicht bewähren können. Deshalb bestehen die zukünftigen Herausforderungen darin, die Stärken von Mechanik und Mechatronik geschickt zu kombinieren.

Literaturverzeichnis

Eigene Veröffentlichungen sind mit ■ gekennzeichnet.

- [1] Schutzrecht WO2005005177A2 (2005). AMMON, Dieter ; MAECKLE, Günther ; RAAB, Markus ; SCHIRLE, Thomas (Erfinder); Daimler Chrysler AG, 70567 Stuttgart, Deutschland (Anmelder). - Titel: Lenkbares Fahrzeug und Verfahren zur Beeinflussung der Fahrtrichtung
- [2] ANDRE, François: OCP Michelin Fahrwerksystem. In: PISCHINGER, Stefan (Hrsg.) ; WALLENTOWITZ, Henning (Hrsg.): *11. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik* Bd. 1. Aachen : Forschungsgesellschaft Kraftfahrzeugwesen Aachen mbH, 2002, S. 369–387
- [3] Schutzrecht US20030011157A1 (2003). AUBAREDE, Francis ; DEAL, Michel (Erfinder); Aubarede, Francis; Deal, Michel (Anmelder). - Titel: Suspension system with a slider enabling camber
- [4] AUDI AG: *Internes Bildmaterial*. Ingolstadt, 2012
- [5] Schutzrecht FR2884795 (2006). BLONDELET, Michel ; DEAL, Michel ; SOUYRI, Philippe ; TETAZ, Christian ; VAXELAIRE, Alain (Erfinder); Societe de Technologie Michelin Société anonyme, France; Michelin Recherche et Technique sa, Suisse (Anmelder). - Titel: Dispositif de suspension a carrossage variable
- [6] BRAESS, Hans-Hermann ; SEIFFERT, Ulrich: *Vieweg-Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. 2., verbesserte Auflage. Braunschweig : Vieweg, 2001 (ATZ-MTZ-Fachbuch). – ISBN 3–528–13114–4
- [7] BRONSTEIN, Ilja N. ; SEMENDJAJEW, Konstantin A. ; MUSIOL, Gerhard ; MÜHLIG, Heiner: *Taschenbuch der Mathematik*. 5., überarb. und erw. Aufl. Thun : Deutsch, 2000. – ISBN 3–8171–2005–2
- [8] Schutzrecht DE102007002964A1 (2008). CHOI, Hae R. ; LEE, Un K. ; LEE, Sang H. ; SUNG, Hyun ; KIM, Jung W. ; KIM, Sung J. (Erfinder). - Titel: Betätigungselement für eine AGCS eines Fahrzeugs
- [9] Schutzrecht US2926032A1 (1960). COOK, Roger R. (Erfinder); Cook Roger R, US (Anmelder). - Titel: Method of and means for changing the relative angle of rotary members
- [10] Norm DIN 70 000 1991. *Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten: Begriffe ISO 8855 Ausgabe 1991 modifiziert*

-
- [11] DONGES, E. ; MÜLLER, B. ; SEIDENFUSS, T.: Design of the BMW Safety Concept for Active Rear Axle Kinematics. In: ATA - ASSOCIAZIONE TECNICA DELL'AUTOMOBILE (Hrsg.): *XXIII FISISTA Congress* Bd. 1. Italien, 1990, S. 429–438
- [12] DONGES, Edmund: Aktive Hinterachskinematik für den BMW 850i. In: *Sonderdruck Automobil Revue* 1991, Nr. 38
- [13] DONGES, Edmund: Supporting Drivers by Chassis Control Systems. In: PAUWELUSSEN, J. P. (Hrsg.) ; PACEJKA, H. B. (Hrsg.): *Smart vehicles*. Lisse, Netherlands : Swets & Zeitlinger, 1995. – ISBN 90–2651456–5, S. 1–21
- [14] DONGES, Edmund ; NAAB, Karl: Regelsysteme zur Fahrzeugführung und -stabilisierung in der Automobiltechnik. In: OLDENBOURG WISSENSCHAFTS-VERLAG GMBH (Hrsg.): *at - Automatisierungstechnik* 44. R. Oldenburg Verlag, Mai 1996, S. 226–236
- [15] DONGES, Edmund ; WIMBERGER, Josef: Performance and Safety Requirements for Auxiliary Steering Equipment explained by means of the Example of BMW's Active Rear-axle Kinematics (ARK). In: SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS OF JAPAN (Hrsg.): *International Symposium on Advanced Vehicle Control*, 1992, S. 1–10
- [16] Schutzrecht DE102006055293A1 (2008). EHRLICH, Dirk (Erfinder); GM Global Technology Operations, Inc., Detroit, Mich., US (Anmelder). - Titel: Lagerbuchsenanordnung für Einzelradaufhängung mit Verstellmechanismus zur aktiven Spurverstellung
- [17] EINSLE, Stefan: *Analyse und Modellierung des Reifenübertragungsverhaltens bei transienten und extremen Fahrmanövern*. Dresden, Technische Universität Dresden, Diss., 2010. <http://nbn-resolving.de/urn:nbn:de:bsz:14-qucosa-65158>, Letzter Abruf: 24.08.2011
- [18] Schutzrecht DE102007024755A1 (2008). ESCHENBACH, Christopher ; KOENIG, Andre ; SONNTAG, Achim ; REPP, Sergey ; GIETL, Stefan ; HERTLEN, Sebastian ; FORSTER, Josef ; GOUBEAU, Andreas (Erfinder); Bayerische Motoren Werke AG, 80809 München, Deutschland (Anmelder). - Titel: Aktives Fahrwerkssystem eines zweiseitigen Fahrzeugs sowie Betriebsverfahren hierfür
- [19] FRAUNHOFER-INSTITUT FÜR PRODUKTIONSTECHNIK UND AUTOMATISIERUNG IPA ; FRAUNHOFER-INSTITUT FÜR PRODUKTIONSTECHNIK UND AUTOMATISIERUNG IPA (Hrsg.): *Prozessengineering funktionaler Materialien: Carbon Nanotube Aktoren*. <http://www.ipa.fraunhofer.de/fileadmin/www>.

- ipa.fhg.de/pdf/Prozessengineering/600_178_CNT-Aktoren_D.pdf, Letzter Abruf: 30.12.2012
- [20] GENTA, Giancarlo ; MORELLO, Lorenzo: *Components design: Vol. 1: Components Design*. Dordrecht : Springer Netherlands, 2009. – ISBN 978–1–4020–8674–8
- [21] GROTE, Karl-Heinrich ; FELDHUSEN, Jörg: *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau*. 23. neu bearbeitete und erweiterte Auflage. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2011. – ISBN 3–642–17305–5
- [22] HARTL, Johann ; TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN, Lehrstuhl für Geometrie und Visualisierung (M5) (Hrsg.): *Angewandte Geometrie: Vorlesungsmitschrift*. http://www-m10.ma.tum.de/foswiki/pub/Lehre/SS09/AngewandteGeometrie2009/angewandte_geometrie_2005_06_30.pdf.
Version: Juni 2005, Letzter Abruf: 22.08.2011
- [23] HEEPS, Graham: Back to the future: Renault believes that four - wheel steering will bring more responsive handling and higher steering precision to the Laguna. In: UKIP MEDIA & EVENTS LTD (Hrsg.): *Vehicle Dynamics International*. Dorking, Surrey, United Kingdom, Oktober 2007, S. 4–7
- [24] HEISSING, Bernd ; TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN - LEHRSTUHL FÜR FAHRZEUGTECHNIK (Hrsg.): *Dynamik der Straßenfahrzeuge: Skriptum zur Vorlesung*. <http://www.fahrzeugtechnik-muenchen.de/content/view/36/56/lang,de/>. Version: 2009, Letzter Abruf: 2011
- [25] HEISSING, Bernd ; ERSOY, Metin: *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven*. Wiesbaden : Friedr. Vieweg & Sohn Verlag | GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden, 2007 (Springer-11774 /Dig. Serial]). – ISBN 978–3–8348–0105–0
- [26] HOLTSCULZE, Jens: Der Reifen - Zentrales Übertragungselement im Fahrwerk. In: PISCHINGER, Stefan (Hrsg.) ; WALLENTOWITZ, Henning (Hrsg.): *11. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik* Bd. 1. Aachen : Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen mbH, 2002, S. 389–393
- [27] HUSTY, Manfred ; KARGER, Adolf ; SACHS, Hans: *Kinematik und Robotik: Maschinenbau Forschung und Entwicklung*. Berlin : Springer, 1997. – ISBN 3–540–63181–X
- [28] Norm ISO7401 15.04.2011. *Road vehicles - Lateral transient response test methods - Open-loop test methods*

- [29] JAZAR, Reza N.: *Vehicle dynamics: Theory and applications*. corr., 3. pr. New York, NY : Springer, 2009. – ISBN 978-0-387-74243-4
- [30] KOO, Un L.: Active Geometry Control Suspension Verbesserung der Fahrzeugstabilität im Hyundai Sonata. In: SIEBENPFEIFFER, Wolfgang (Hrsg.) ; LIEBL, Johannes (Hrsg.): *ATZ*. Februar 2009 (*ATZ Automobiltechnische Zeitschrift*), S. 90–96
- [31] Schutzrecht EP1407902A1 (2004). KRÜGER, Frieder ; LANGHOFF, Hans-Jürgen (Erfinder); Audi AG, 85045 Ingolstadt, Deutschland (Anmelder). - Titel: Rad-aufhängung, insbesondere für Kraftfahrzeuge
- [32] LEHRSTUHL FÜR FAHRZEUGTECHNIK TU MÜNCHEN ; LEHRSTUHL FÜR FAHRZEUGTECHNIK TU MÜNCHEN (Hrsg.): *Grundlagen des Kraftfahrzeugbaus: Umdruck zur Vorlesung*. München, 2007
- [33] LIENKAMP, Markus ; TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN - LEHRSTUHL FÜR FAHRZEUGTECHNIK (Hrsg.): *Dynamik der Straßenfahrzeuge: Skriptum zur Vorlesung*. München, 2013
- [34] MÄCKLE, Günther ; SCHIRLE, Thomas: Active Tire Tilt Control (ATTC) - das neue Fahrwerkskonzept des F400 Carving. In: PISCHINGER, Stefan (Hrsg.) ; WALLENTOWITZ, Henning (Hrsg.): *11. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik* Bd. 1. Aachen : Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen mbH, 2002, S. 395–408
- [35] MEITINGER, Karl-Heinz: *Eigenschaften zukünftiger Fahrwerke: Unveröffentlichte Präsentation*. Ingolstadt, 2009
- [36] MERCEDES-BENZ CLASSIC ; MERCEDES-BENZ CLASSIC (Hrsg.): *Forschungsfahrzeug F400 Carving*. <http://blog.mercedes-benz-passion.com/forschungsfahrzeug-f400-carving/>, Letzter Abruf: 26.08.2011
- [37] MICHELIN REIFENWERKE AG & CO. KGAA (Hrsg.): *Der Reifen: Haftung - Was Auto und Straße verbindet*. Karlsruhe, 2005
- [38] NIEMANN, Gustav ; WINTER, Hans ; HÖHN, Bernd-Robert: *Maschinenelemente: Band 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen*. 3. Berlin : Springer, 2001. – ISBN 3-540-65816-5
- [39] OBERMÜLLER, Anton ; LIENKAMP, Markus ; SCHINDLER, Andreas ; GLASER, Horst: *Modellbasierte Abbildung des Fahrzustands – Neue Möglichkeiten zur Fahrdynamikregelung am Beispiel einer aktiven Hinterachskinematik*. München, 2011 (2. Automobiltechnisches Kolloquium 2011)

- [40] OBERMÜLLER, Anton ; LIENKAMP, Markus ; SCHINDLER, Andreas ; KUNSCH, Peter ; GLASER, Horst ; HEISSING, Bernd: *Echtzeitfähige Modellidentifikation – Ein neuer Ansatz zur Ansteuerung einer aktiven Hinterachskinetik*. München, 2011 (chassis.tech plus 2011; 2. Internationales Münchner Fahrwerk-Symposium)
- [41] Schutzrecht WO2005047030A1 (2005). OSTERLÄNGER, Jürgen ; KRAUS, Manfred ; GRAU, Ulrich ; AGNER, Ivo ; FRIEDMANN, Oswald ; EIFLER, Dirk ; HILL, Wolfgang ; METZINGER, Manuel (Erfinder); INA-Schaeffler KG, 91074 Herzogenaurach, Deutschland (Anmelder). - Titel: Einrichtung zum Verändern des Radsturzes eines Rades eines Kraftfahrzeuges
- [42] PACEJKA, Hans B.: *Tyre and vehicle dynamics*. Reprint. Amsterdam, 2004
- [43] PADBERG, Jürgen: Stippvisite im Silicon Valley. In: ANTRECHT, Rolf (Hrsg.): *McK Wissen Das Magazin von McKinsey* Bd. Wissen 06 Mobilität. Hamburg : brand eins Verlag GmbH & Co. oHG, 2003, S. 18–21
- [44] PAPULA, Lothar: *Mathematik für Ingenieure und Naturwissenschaftler: Ein Lehr- und Arbeitsbuch für das Grundstudium*. 10., erw. Aufl. Braunschweig : Vieweg, 2001 (Viewegs Fachbücher der Technik). – ISBN 3–528–94236–3
- [45] PAUSCH, Tobias: *Online-Optimierung einer aktiven Hinterachskinetik: Diplomarbeit*. Technische Universität München - Fakultät für Mathematik - Lehrstuhl für Mathematische Optimierung, 2009
- [46] RAMIREZ RUIZ, Isabel: *High Performance Electromechanical Actuator for Active Rear Axle Kinematics of a Sports Car*. Warrendale, PA : SAE International, 2012
- [47] RAMIREZ RUIZ, Isabel: *Active Kinematics Suspension for a High Performance Sports Car*. Warrendale, PA : SAE International, 2013
- [48] RAMIREZ RUIZ, Isabel ; FRICKE, Dave ; STACHEL, Thomas ; GARCIA, Juan: *6 DOF Bench Test on a New Active Kinematics Rear Suspension for Functional Development*. Warrendale, PA : SAE International, 2012
- [49] REIMPELL, Jörnßen ; SPONAGEL, Peter: *Fahrwerktechnik: Reifen und Räder*. 1. Auflage. Würzburg : Vogel-Buchverlag, 1986. – ISBN 3–8023–0737–2
- [50] Schutzrecht DE3928135A1 (1990). REISDORF, Klaus (Erfinder); Volkswagen AG, 3180 Wolfsburg, Deutschland (Anmelder). - Titel: Radaufhängung für Kraftfahrzeug, insbesondere für Personenkraftwagen

- [51] RENAULT - DIRECTION DE LA COMMUNICATION ; RENAULT - DIRECTION DE LA COMMUNICATION (Hrsg.): *Fahrwerk Active Drive mit Vierradlenkung: Große Fahrfreude und absolute Effizienz: Presseinformation*. www.media.renault.at/__/?3183.8912c977.DL. Version: 10. September 2007, Letzter Abruf: 12.09.2011
- [52] RENAULT PRESSE & ÖFFENTLICHKEITSARBEIT ; RENAULT PRESSE & ÖFFENTLICHKEITSARBEIT (Hrsg.): *Renault Laguna GT: Neue Hochleistungs-Motoren und Aktiv-Fahrwerk „Active Drive“ für ausgeprägtes Fahrvergnügen und hohe Effektivität: Presseinformation*. http://www.media.renault.at/__/?3903.c41e16cd.DL. Version: 4. März 2008, Letzter Abruf: 12.09.2011
- [53] Schutzrecht WO1998016418A1 (1998). RÖNNBÄCK, Sture (Erfinder); NOVELTY INVENTIONS AB, SE ; ROENNBAECK STURE, SE (Anmelder). - Titel: Angle setting device for vehicle wheels
- [54] ▪ Schutzrecht WO002010034370A1 (2010). SCHMID, Wolfgang ; KOSSIRA, Christoph ; MÜLLER, Hugo ; MEITINGER, Karl-Heinz ; MICHEL, Wilfried (Erfinder); AUDI AG, 85057 Ingolstadt, Deutschland (Anmelder). - Titel: Lenkvorrichtung für ein Kraftfahrzeug
- [55] ▪ Schutzrecht DE102008048568A1 (2010). SCHMID, Wolfgang ; KOSSIRA, Christoph ; MÜLLER, Hugo ; MEITINGER, Karl-Heinz ; MICHEL, Wilfried (Erfinder); AUDI AG, 85057 Ingolstadt, Deutschland (Anmelder). - Titel: Lenkvorrichtung für ein Kraftfahrzeug
- [56] ▪ SCHMID, Wolfgang ; MEITINGER, Karl-Heinz ; KUNSCH, Peter ; GLASER, Horst ; HEISSING, Bernd: Twin - Ein revolutionärer Ansatz zur Spur- und Sturzverstellung. In: PISCHINGER, Stefan (Hrsg.) ; ECKSTEIN, Lutz (Hrsg.): *19. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik* Bd. 2. Aachen : Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen mbH, 2010, S. 1617–1636
- [57] ▪ Schutzrecht DE102009008833A1 (2010). SCHMID, Wolfgang ; MEITINGER, Karl-Heinz ; MICHEL, Wilfried ; MÜLLER, Hugo ; KOSSIRA, Christoph (Erfinder); AUDI AG, 85057 Ingolstadt, Deutschland (Anmelder). - Titel: Radaufhängung für Kraftfahrzeuge
- [58] ▪ Schutzrecht WO002010091777A1 (2010). SCHMID, Wolfgang ; MEITINGER, Karl-Heinz ; MICHEL, Wilfried ; MÜLLER, Hugo ; KOSSIRA, Christoph (Erfinder); AUDI AG, 85057 Ingolstadt, Deutschland (Anmelder). - Titel: Radaufhängung für Kraftfahrzeuge mit einem dem Radträger zugeordneten Stellglied zur Einstellung eines Spur- und/oder Sturzwinkels



- [59] ▪ Schutzrecht WO002010130342A1 (2010). SCHMID, Wolfgang ; MEITINGER, Karl-Heinz ; MICHEL, Wilfried ; MÜLLER, Hugo ; KOSSIRA, Christoph (Erfinder); AUDI AG, 85057 Ingolstadt, Deutschland (Anmelder). - Titel: Vorrichtung zum Verstellen von Sturz und/oder Spur
- [60] ▪ Schutzrecht DE102009021477A1 (2010). SCHMID, Wolfgang ; MEITINGER, Karl-Heinz ; MICHEL, Wilfried ; MÜLLER, Hugo ; KOSSIRA, Christoph (Erfinder); AUDI AG, 85057 Ingolstadt, Deutschland (Anmelder). - Titel: Vorrichtung zum Verstellen von Sturz und/oder Spur
- [61] ▪ Schutzrecht DE102008011367A1 (2009). SCHMID, Wolfgang ; MEITINGER, Karl-Heinz ; MICHEL, Wilfried ; MÜLLER, Hugo ; KUNSCH, Peter (Erfinder); AUDI AG, 85057 Ingolstadt, Deutschland (Anmelder). - Titel: Radaufhängung für Kraftfahrzeuge
- [62] ▪ Schutzrecht DE102009031344A1 (2011). SCHMID, Wolfgang ; MICHEL, Wilfried ; MEITINGER, Karl-Heinz ; KOSSIRA, Chrisoph ; MÜLLER, Hugo (Erfinder); AUDI AG, 85057 Ingolstadt, Deutschland (Anmelder). - Titel: Vorrichtung zum Verstellen von Sturz und/oder Spur
- [63] ▪ Schutzrecht EP2269846A1 (2011). SCHMID, Wolfgang ; MICHEL, Wilfried ; MEITINGER, Karl-Heinz ; KOSSIRA, Chrisoph ; MÜLLER, Hugo (Erfinder); AUDI AG, 85057 Ingolstadt, Deutschland (Anmelder). - Titel: Vorrichtung zum Verstellen von Sturz und/oder Spur
- [64] ▪ Schutzrecht WO2010086097A1 (2010). SCHMID, Wolfgang ; MICHEL, Wilfried ; MEITINGER, Karl-Heinz ; KOSSIRA, Christoph ; MÜLLER, Hugo (Erfinder); AUDI AG, 85057 Ingolstadt, Deutschland (Anmelder). - Titel: Vorrichtung zum Verstellen von Sturz und /oder Spur der Räder von Radaufhängungen
- [65] ▪ Schutzrecht EP2391516A1 (2011). SCHMID, Wolfgang ; MICHEL, Wilfried ; MEITINGER, Karl-Heinz ; KOSSIRA, Christoph ; MÜLLER, Hugo (Erfinder); AUDI AG, 85057 Ingolstadt, Deutschland (Anmelder). - Titel: Vorrichtung zum Verstellen von Sturz und /oder Spur der Räder von Radaufhängungen
- [66] ▪ Schutzrecht WO002009052914A1 (2009). SCHMID, Wolfgang ; MICHEL, Wilfried ; MEITINGER, Karl-Heinz ; KUNSCH, Peter ; KOSSIRA, Christoph (Erfinder); AUDI AG, 85057 Ingolstadt, Deutschland (Anmelder). - Titel: Radaufhängung für Kraftfahrzeuge
- [67] ▪ Schutzrecht DE102008048567A1 (2010). SCHMID, Wolfgang ; MICHEL, Wilfried ; MEITINGER, Karl-Heinz ; MÜLLER, Hugo ; KOSSIRA, Christoph (Erfinder); AUDI AG, 85057 Ingolstadt, Deutschland (Anmelder). - Titel: Radaufhängung für Kraftfahrzeuge

- der); AUDI AG, 85057 Ingolstadt, Deutschland (Anmelder). - Titel: Vorrichtung zum Verstellen eines Rades einer Radaufhängung
- [68] ■ Schutzrecht DE102009006903A1 (2010). SCHMID, Wolfgang ; MICHEL, Wilfried ; MÜLLER, Hugo ; KOSSIRA, Christoph ; MEITINGER, Karl-Heinz (Erfinder); AUDI AG, 85057 Ingolstadt, Deutschland (Anmelder). - Titel: Vorrichtung zum Verstellen von Sturz und/oder Spur der Räder von Radaufhängungen
- [69] ■ Schutzrecht DE102010007994A1 (2011). SCHMID, Wolfgang ; MICHEL, Wilfried ; MÜLLER, Hugo ; KOSSIRA, Christoph ; MEITINGER, Karl-Heinz ; BERINGER, Heinrich (Erfinder); AUDI AG, 85057 Ingolstadt, Deutschland (Anmelder). - Titel: Radaufhängung für ein Kraftfahrzeug
- [70] ■ Schutzrecht WO002011098207A1 (2011). SCHMID, Wolfgang ; MICHEL, Wilfried ; MÜLLER, Hugo ; KOSSIRA, Christoph ; MEITINGER, Karl-Heinz ; BERINGER, Heinrich (Erfinder); AUDI AG, 85057 Ingolstadt, Deutschland (Anmelder). - Titel: Radaufhängung für ein Kraftfahrzeug
- [71] ■ Schutzrecht WO002010034368A1 (2010). SCHMID, Wolfgang ; MICHEL, Wolfgang ; KOSSIRA, Christoph ; MÜLLER, Hugo ; MEITINGER, Karl-Heinz (Erfinder); AUDI AG, 85057 Ingolstadt, Deutschland (Anmelder). - Titel: Kraftfahrzeug-Radaufhängung
- [72] ■ Schutzrecht DE102008013155A1 (2009). SCHMID, Wolfgang ; MÜLLER, Hugo (Erfinder); AUDI AG, 85057 Ingolstadt, Deutschland (Anmelder). - Titel: Verstellbarer Radträger
- [73] ■ Schutzrecht EP2212129A1 (2010). SCHMID, Wolfgang ; MÜLLER, Hugo ; KOSSIRA, Christoph ; MICHEL, Wilfried ; KUNSCH, Peter (Erfinder); AUDI AG, 85057 Ingolstadt, Deutschland (Anmelder). - Titel: Radaufhängung für Kraftfahrzeuge
- [74] Schutzrecht DE102004049296A1 (2006). SCHMIDT, Roland (Erfinder); Bayerische Motoren Werke AG, 80809 München, Deutschland (Anmelder). - Titel: In einem Radträger gelagerte Nabeneinheit für ein Rad eines zweispurigen Fahrzeugs
- [75] SCHRAMM, Dieter ; HILLER, Manfred ; BARDINI, Roberto: *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. 1. Berlin Heidelberg : Springer-Verlag, 2010. – ISBN 978-3-540-89313-4

- [76] SEHERR-THOSS, Hans-Christoph v. ; SCHMELZ, Friedrich ; AUCKTOR, Erich: *Gelenke und Gelenkwellen: Berechnung, Gestaltung, Anwendungen ; mit 40 Tabellen*. 2., erw. Aufl. Berlin : Springer, 2002 (Engineering online library). – ISBN 3-540-41759-1
- [77] Schutzrecht US20030071430A1 (2003). SERRA, Loïc ; TETAZ, Christian (Erfinder). - Titel: Wheel support device and suspension device comprising the said support device
- [78] SERRA, Loïc ; ANDRE, François: A Michelin suspension system that optimises the tire contact patch through negative camber. In: VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE (Hrsg.): *Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn* Bd. 1632, Buch. Düsseldorf : VDI-Verlag GmbH, 2001 (VDI-Berichte). – ISBN 3-18-091632-X, S. 339-345
- [79] SIEBENPFEIFFER, Wolfgang (Hrsg.) ; BASSHUYSEN, Richard v. (Hrsg.): *Der neue BMW 7er*. Bd. 2008. Wiesbaden : Vieweg, GWV, Springer Automotive Media, 2008
- [80] THE MATHWORKS: *Documentation for MathWorks Products, R2009b - MATLAB: atan2 Four-quadrant inverse tangent*. <http://www.mathworks.com/access/helpdesk/help/techdoc/ref/atan2.html>. Version: 21.01.2010, Letzter Abruf: 21.01.2010
- [81] THIELE, Kathrin ; KALISKE, Michael ; HÖFER, Patrick: Vorhersage von Reifenkennlinien mit FEM Simulation. In: VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE (Hrsg.): *Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn* Bd. 1632, Buch. Düsseldorf : VDI-Verlag GmbH, 2001 (VDI-Berichte). – ISBN 3-18-091632-X, S. 201-221
- [82] WALLBRECHER, Markus ; SCHUSTER, Martin ; HEROLD, Peter: Das neue Lenksystem von BMW – Die Integral Aktivlenkung. Eine Synthese aus Agilität und Souveränität. In: PISCHINGER, Stefan (Hrsg.) ; GIES, Stefan (Hrsg.): *17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik* Bd. 2. Aachen : Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen mbH, 2008, S. 729-736
- [83] WALLENTOWITZ, Henning ; DONGES, Edmund ; WIMBERGER, Josef: Die Aktive-Hinterachs-Kinematik (AHK) des BMW 850 Ci, 850 CSI. In: BASSHUYSEN, Richard v. (Hrsg.): *ATZ* Bd. 12. Dezember 1992, S. 618-628
- [84] Schutzrecht EP1795384A1 (2007). ZETTERSTR, Sigvard ; VÄSTRA, Frölunda (Erfinder); Ford Global Technologies, LLC Dearborn, MI 48126, US (Anmelder). - Titel: A vehicle wheel suspension assembly



