



# Diplomarbeit

**Integrierte Darstellungs- und Simulationsmethoden in der konzeptionellen Fahrwerksentwicklung**

**von David Ferenc Böhm**

Durchgeführt am Institut für Fahrzeugtechnik

Institutsvorstand:  
Univ.-Prof. Dr. techn. W. Hirschberg

Betreuer:  
Dr. techn. Mario Hirz,  
DI Patrick Rossbacher

Graz, im August 2010

**FTG**

## Danksagung

An dieser Stelle möchte ich allen danken, die direkt oder indirekt bei der Entstehung dieser Diplomarbeit mitgewirkt haben. Vor allem möchte ich allen meinen Eltern für die materielle und mentale Unterstützung herzlichst danken, wodurch das Studium an der TU Graz überhaupt möglich war.

Ein herzliches Dankeschön geht an meine Freundin Sophie, sie hat mit mir alle Höhen und Tiefen während meines Studiums mitgemacht und hat mich in dieser wunderschönen Zeit liebevoll unterstützt.

Ich möchte mich bei Herrn Professor Hirschberg für die Möglichkeit bedanken, dass ich meine Diplomarbeit am Institut für Fahrzeugtechnik durchführen konnte. Ich danke meinen Betreuern: Herrn Dr. Mario Hirz und Herrn DI Patrick Rossbacher für die einzigartige Unterstützung und Betreuung und allen Kollegen und Kolleginnen vom FTG Institut, die bei Fragen immer zur Verfügung gestanden sind.

## **Eidesstattliche Erklärung**

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen oder Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, 27. August 2010

## Kurzfassung

Zeit- und kosteneffiziente Entwicklungsprozesse werden in der Automobilindustrie heutzutage oft von IT-basierten technischen Anwendungen unterstützt. Die ständig wachsenden Anforderungen bezüglich Produkt- und Funktionsvariabilität fordern Darstellungsmethoden, die fähig sind mit Hilfe von schnellem Datenmanagement und Datentransfer die Geometrieerzeugung effizient zu unterstützen. Rechnerunterstützte dreidimensionale Konstruktions- und Darstellungsmethoden (CAD – Computer Aided Design) sind bereits weit verbreitet und werden in der Teileentwicklung und in den DMU Prozessen als Unterstützung der virtuellen Gesamtentwicklung verwendet. Die Konzeptphase der Fahrzeugentwicklung beinhaltet ein breites Spektrum an Variationsmöglichkeiten, Modifikationen, variablen Definitionen, Anforderungen und iterativen Prozessen, die von den gesetzlichen Richtlinien, Design- und Sicherheitsanforderungen, speziellen Kundenbedürfnissen und diversen erwünschten Funktionalitäten stark geprägt sind.

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit integrierten Darstellungs- und Simulationsmethoden der konzeptionellen Fahrwerksentwicklung für Personenkraftwagen mit Hilfe einer 3D CAD Software. Das CAD Modell ist mit einer externen Datenbank verknüpft, die alle relevanten Daten für die Geometrie und Simulation des Fahrwerkmodells beinhaltet und dient gleichzeitig auch zur Darstellung verschiedenen Radaufhängungstypen. Folgende Fahrwerke existieren als 3D CAD Modelle: Verbundlenkerachse, Federbeinachse (bekannt auch als McPherson Achse), Doppelquerlenker Achse und eine Raumlener Achse. Alle Kinematikmodelle sind parametergesteuert und verfügen über beliebige Variabilität. Neben der geometrischen Darstellung haben die Modelle eine integrierte Funktionalität, mit der eine kinematische Analyse und Simulation für jedes Fahrwerksmodell möglich ist. Ziel dabei ist, die Radhüllvolumen in Abhängigkeit des Einfederweges und der Radlenkbewegung zu ermitteln. Weiterhin ist auch die Beurteilung der Fahrwerkskinematik mit den vielseitigen geometrischen Gestaltungsvariationen des Fahrwerksmodells möglich. Als Ergebnisse der Kinematiksimulation werden Diagramme mit fahrwerkscharakteristischen Kenngrößen dargestellt, um die Entwicklung bereits in der Konzeptphase durch optimierte Ablaufprozesse sicherzustellen.

Die hier angewandten Arbeitsweisen und Strategien kombinieren die Möglichkeiten der CAD Darstellungs- und CAE (Computer Aided Engineering) Simulationsmethoden für die Kinematik, somit unterstützen sie die Gesamtfahrzeugentwicklung in der Konzeptphase. Die Verwendung dieser teilautomatisierten Funktionen steigert die Qualität und die Optimierungsmöglichkeiten beim Entwicklungsprozess. Gleichzeitig bietet die erarbeitete Methode aufgrund einer getrennten, externen Datenbank eine benutzerfreundliche Bedienung.

## Abstract

Time- and cost-efficient development processes in the automotive industry are often based on the application of modern IT-supported engineering tools. Continuously increasing product variants and functionalities call for design strategies and methods, which are capable to handle a quick data control and transfer supporting efficient geometry creation and evaluation. Computer aided three-dimensional design and calculation methods are widespread and well introduced in component development and digital mock-up processes, supporting the virtual development. The concept phase in automotive engineering is characterized by a wide range of variations, changes, alternating definitions, requirements and iterative actions, which are influenced by legislation boundaries, functional- and design requirements, crash and safety demands, comfort- and customer specifications and desired functionalities.

The present thesis treats the development of an integrated 3D-CAD (computer aided design) model for the conceptual development of wheel suspensions for passenger cars. The CAD model is linked with an external data base, which includes all required geometry and simulation data of the suspension and also serves as a data base for different types of suspension. The 3D-CAD model itself includes four suspension configurations: A McPherson strut axle, a torsion beam axle, a double wishbone axle and a multi link lever axle. All configurations are parametric controlled and variable in their dimensioning. Beside the geometrical development and visualisation, integrated functionalities enable a kinematic analysis of each type of suspension, including the calculation of the swept volumes as a function of suspension travel and steering angle. In addition, the variable structure of the kinematic simulation model includes functionalities for the assessment and evaluation of the suspension movements. Diagrams of characteristic key numbers are generated to support improvements and optimisation cycles from the beginning of initial layout phases.

The applied methods and strategies, combining CAD design and CAE simulation task, are able to support the concept phase in the automotive development process. The use of semi-automated functions leads to an increasing process quality and optimisation at the same time, while offering a user friendly application of the tool based on a shared database.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>EINFÜHRUNG .....</b>	<b>1</b>
1.1	Aufgabenstellung, Motivation .....	1
1.2	Gliederung der Arbeit .....	2
<b>2</b>	<b>FAHRWERKE - GRUNDLAGEN .....</b>	<b>3</b>
2.1	Allgemeines über Fahrwerke .....	3
2.2	Einteilung der Fahrwerke .....	4
2.3	Kinematik und Aufbau von Einzelradaufhängungen .....	5
2.3.1	Bewegungsgeometrie der Einzelradaufhängungen .....	6
2.3.2	Bauteile und Freiheitsgrade .....	7
2.3.3	Die kinematische Kette .....	11
2.3.4	Radhubkinematik .....	11
2.3.5	Lenkkinematik .....	19
2.4	Zur Modellierung ausgewählter Fahrwerke .....	20
2.4.1	Verbundlenkerachse .....	20
2.4.2	Federbeinachse (McPherson Achse) .....	23
2.4.3	Doppelquerlenkerachse .....	28
2.4.4	Fünflenkerachse .....	30
<b>3</b>	<b>DARSTELLUNG UND SIMULATION MIT DER CAD-SOFTWARE CATIA V5</b>	<b>33</b>
3.1	Definition der relevanten Koordinatensysteme .....	33
3.2	Systemkonzepte und angewandte Arbeitsweisen in Catia V5 .....	36
3.3	Aufbau der Fahrwerksmodelle .....	37
3.3.1	Fahrwerksmodelle .....	37
3.3.2	Aufbau der Modelle .....	38
3.3.3	Inhalt des Strukturbaumes, Darstellung der Bauteile .....	42
3.3.4	Definition der Fahrwerkspunkte (Hardpoints) in den Modellen .....	44
3.3.5	Definition der Bauteildimensionen in den Modellen .....	47
3.3.6	Strategie der Parametrisierung, Parametertypen .....	51
3.4	Kinematik in Catia V5 (DMU-Kinematics) .....	54
3.4.1	Aufbau der Kinematik .....	55
3.4.2	Freiheitsgrade, Gelenkarten .....	57
3.4.3	Kinematikanalyse .....	58
<b>4</b>	<b>KINEMATIKANALYSE EINER FÜNFFLENKERACHSE .....</b>	<b>64</b>
4.1	Aufgabenstellung .....	64
4.2	Beschreibung eines allgemeinen Bewegungsvorganges in STUDY-Parametern [4] .....	66
4.3	Beschreibung einer Kugelbedingung in STUDY-Parametern [4] .....	67
4.4	Herleitung von Bedingungen zur Lösung der in 4.1 gestellten Aufgabe .....	69
<b>5</b>	<b>ZUSAMMENFASSUNG .....</b>	<b>73</b>
	<b>ANHANG A – FAHRWERKSKENNLINIEN .....</b>	<b>78</b>
	<b>ANHANG B – EXCEL TABELLEN .....</b>	<b>80</b>

## Abkürzungen und Formelzeichen

Häufig vorkommende Abkürzungen:

CAD	computer aided design	
CAE	computer aided engineering	
$\varepsilon_b$	Bremsstützwinkel	[deg]
$R_0$	Rollzentrumshöhe	[mm]
$\delta$	Vorspurwinkel	[deg]
$\delta'$	Vorspuränderung	[deg]
$\gamma$	Radsturz	[deg]
$\gamma'$	Radsturzänderung	[deg]
$z_e$	Einfederweg	[mm]
$\alpha$	Lenkwinkel	[deg]
$l$	Radstand	[mm]
$b$	Spurweite	[mm]
$b'$	Spurweitenänderung	[mm]
$F_\gamma$	Sturzseitenkraft	[N]
$R_0$	Rollzentrumshöhe	[mm]
$\sigma$	Spreizungswinkel	[deg]
$r_\sigma$	Spreizungsversatz	[mm]
$r_0$	Lenkrollradius	[mm]
$\varepsilon_n$	Nachlaufwinkel	[deg]
$n_\varepsilon$	Nachlaufversatz	[mm]
$n_n$	Nachlaufstrecke	[mm]

Abkürzungen der Geometrien des Bremsmodells:

$d_1$	Scheibendurchmesser	[mm]
$b_5$	Breite Bremsscheibe	[mm]
$b_6$	Gesamtbreite Bremsscheibe	[mm]
$d_6$	Bohrungsdurchmesser	[mm]
$d_4$	Topf Innendurchmesser	[mm]
$d_5$	Topf Außendurchmesser	[mm]
$d_2$	Außendurchmesser Sattel	[mm]
$d_3$	Innendurchmesser Sattel	[mm]
$b_4$	Ausbreitung Sattel innen	[mm]
$b_3$	Ausbreitung Sattel außen	[mm]
$b_2$	Ausbreitung Bremskolben innen	[mm]
$b_1$	Ausbreitung Bremskolben außen	[mm]
$d_7$	Durchmesser Bremskolben	[mm]
$\beta_B$	Winkel Beta	[deg]
$\gamma_B$	Winkel Gamma	[deg]
$\delta_B$	Winkel Delta	[deg]
$\varphi_B$	Winkel Phi	[deg]

# 1 Einführung

## 1.1 Aufgabenstellung, Motivation

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit Darstellungs- und Simulationsmethoden von verschiedenen Fahrwerkskonzepten für PKW. Ziel der Diplomarbeit war die Erstellung eines vielseitig einsetzbaren CAD-Tools in Catia V5, mit dem Bauraumuntersuchungen möglich sind, die die Gesamtfahrzeugentwicklung bereits in der Konzeptphase effizient unterstützen (Bild 1.1) können.

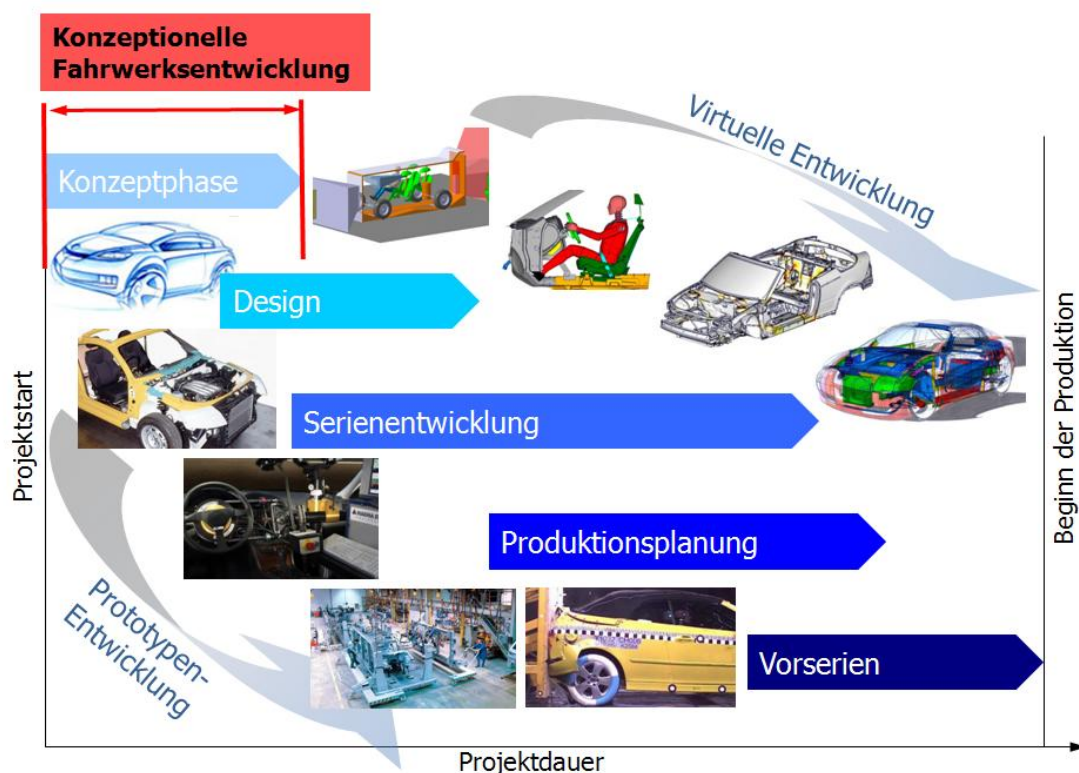


Bild 1.1: Zuordnung der Diplomarbeit zu den einzelnen Entwicklungsschritten in der Gesamtfahrzeugentwicklung vgl. [9]



Diese 3D-CAD Modelle können auch als eigenständige Module zur Ermittlung verschiedener fahrwerkscharakteristischen Daten und für Packaginguntersuchungen verwendet werden, sie werden jedoch im Zuge des Projektes in ein Gesamtfahrzeugkonzept integriert. Erste Zielsetzung bei der Erstellung der Fahrwerksmodelle war somit die Darstellung des sogenannten Radhüllgebirges (Radhüllgebirge = Volumen oder Platzbedarf, den das Rad aufgrund seiner Einfeder- und Lenkbewegung im Radkasten einnimmt) bei verschiedenen Fahrwerkskonfigurationen in verschiedenen Radaufhängungstypen zu berechnen bzw. darzustellen. Radhüllgebirgen sind ein wichtiger Kennwert in der Fahrzeugentwicklung, da mit Hilfe dieser Information die Geometrie der Radkästen und der Anbauteile ausgelegt werden können. Ursprünglich war die Erstellung eines 3D-CAD-Tools geplant, dessen Eingabeparameter die Hardpoints und die Reifendimensionen sind und als Ergebnis das Radhüllgebirge darstellt. Im Zuge der Entwicklung dieser Fahrwerksmodelle sind aber auch die Implementierung von einigen anderen sehr nützlichen Funktionen in Frage gekommen, die an sich mit der Ermittlung des Radhüllgebirges nicht direkt zusammenhängen. Diese Funktionen wurden schließlich ebenfalls in die Modelle eingebaut und stellen somit noch vielfältigere Anwendungsmöglichkeiten für das Tool dar. Diese unterstützen die Analyse der Fahrwerkskinematik und ermöglichen verschiedene Bauraumuntersuchungen. Durch die Eingabe der Hardpoints wird in jedem Modell die Position der Spreizachse exakt oder approximativ ermittelt, so können die wichtigen Kenngrößen der Lenkgeometrie sofort errechnet und angezeigt werden. Die Wichtigkeit der Packaginguntersuchungen in der Konzeptphase kann nicht in Frage gestellt werden. Deswegen wurden neben der Ermittlung des Radhüllgebirges zusätzlich die Geometrien der Radaufhängungskomponenten parametrisiert. Somit können Bauraumuntersuchungen (zum Beispiel Platzierung einer Schneekette am Rad, oder Untersuchungen eines Fahrwerkskonzeptes mit integriertem Radnabenmotor), sowie Kollisionsanalysen in der gesamten Radaufhängung durchgeführt werden.

Um eine hohe Variabilität des Tools sicherzustellen, wurden die Modelle parametrisiert als 3D-CAD Baugruppen in parametrisch-assoziativer Arbeitsweise aufgebaut. Die Stabilität der Funktionen war ebenfalls ein wichtiges Kriterium für die Modelle, deswegen sind die Bestandteile der Fahrwerke (zum Beispiel Rad, Feder, Dämpfer, Lenker) schematisch als vereinfachte geometrische Körper dargestellt.

## **1.2 Gliederung der Arbeit**

Die vorliegende Arbeit ist in drei wesentliche Kapitel unterteilt. Nach der Einleitung werden in Kapitel 2 Grundlagen der Fahrwerkstechnik, wie Einteilung, Aufgabe und Hauptbestandteile der Fahrwerke, allgemein besprochen. Ferner werden die Grundlagen der Bewegungsgeometrien von Einzelradaufhängungen, sowie Begriffsbestimmungen der Lenk- und Radhubkinematik näher erläutert. Am Ende des zweiten Kapitels werden die zur Modellierung ausgewählten Fahrwerke, deren Aufbau, sowie ihre Vor- und Nachteile kurz beschrieben. Kapitel 3 enthält den eigentlichen Schwerpunkt dieser Arbeit, dieses beinhaltet die Darstellungs- und Simulationsmethoden der Fahrwerke mit der 3D-CAD-Software Catia V5. Es werden angewandte CAD-Systemkonzepte, entwickelte Arbeitsweisen, modularer Aufbau der Modelle sowie der Aufbau der Kinematik in der CAD-Software ausführlich erklärt. In Kapitel 4 wird ein Lösungsansatz für eine ganz spezielle Problemstellung bezüglich der Kinematik einer Fünflenkerachse dargestellt und diskutiert. Innerhalb der einzelnen Kapitel erfolgt die Themenbehandlung vom Groben zum Feinen, das heißt zuerst werden immer die allgemeinen Grundlagen und danach die Spezifikationen hinsichtlich dieser Arbeit erläutert.

## 2 Fahrwerke - Grundlagen

In dieser Arbeit liegt der Schwerpunkt mit Ausnahme der Verbundlenkerachse auf Einzelradaufhängungen und deren kinematischen Eigenschaften. Kapitel 1.2 enthält Grundlagen der Fahrwerkstechnik. Nach einer allgemeinen Einführung und Einteilung der Fahrwerke (Abschnitte 2.1 und 2.2) werden in Abschnitt 2.3 die Bestandteile und kinematischen Eigenschaften von Einzelradaufhängungen generell beschrieben. Im Abschnitt 2.4 folgt dann die genaue Beschreibung der zur Modellierung in der 3D-CAD-Software ausgewählten Radaufhängungstypen.

### 2.1 Allgemeines über Fahrwerke

Das Fahrwerk ist die Summe der Systeme im Fahrzeug, die zur Aufnahme der Kräfte zwischen Fahrbahn und Reifen und zu deren Übertragung zum Fahrzeug dienen, um das Fahrzeug zu fahren, zu lenken und zu bremsen. Dies sind Rad/Reifen, Radlagerung, Radträger, Bremsen, Radaufhängung, Feder/Dämpfer, Lenkung, Stabilisatoren, Achsträger, Differenzial, Seitenwellen, Pedalerie, Lenksäule, Lenkrad und alle Regelsysteme zur Unterstützung des Fahrwerks, der Fahrwerksaufgaben sowie Fahrerassistenzsysteme [1].

Als Fahrwerk bezeichnet man also jene beweglichen Teile im Fahrzeug, die die Verbindung zwischen Fahrzeugkörper (Fahrgestell oder Karosserie) und Fahrbahn sicherstellen. Die Radaufhängung kann man somit als Verbindung zwischen Fahrzeugkörper und Radträger betrachten. Die Verbindungspunkte, die die Kinematik der Radaufhängung bestimmen, sind als Fahrwerkspunkte (Hardpoints) definiert und bilden die Grundlage für jedes Fahrwerk. Das Fahrwerk soll immer symmetrisch zur Fahrzeugmittelebene angeordnet sein, ansonsten ist der Geradeauslauf des Fahrzeuges gefährdet, außerdem besteht die Gefahr, dass das Fahrverhalten in Links- und Rechtskurven unterschiedlich ist. Ein weiterer Bestandteil des Fahrwerkes ist das Rad bestehend aus Reifen und Felge. Es ist die einzige Verbindung zwischen Fahrzeug und Fahrbahn und es dient somit der Übertragung sämtlicher Kräfte und Momente auf die Fahrbahn.

Das wichtigste Kriterium beim Fahren ist, dass der Kontakt zwischen Fahrzeug und Fahrbahn im Reifenlatsch nie unterbrochen wird, weil sonst keine Führung, keine Beschleunigung, keine Bremsung und keine Seitenkraftübertragung möglich sind [5].

Der Fahrer beeinflusst die Bewegungen des Fahrzeugs in Längs- und Querrichtung. In senkrechter Richtung zur Fahrbahn folgt das Automobil hingegen dem Straßenverlauf ohne aktiven Eingriff des Fahrers. Um Komfort und Sicherheit beim Fahren zu gewährleisten, sollen die Fahrbahnunebenheiten und Fahrbahnunterschiede so wenig wie möglich auf das Fahrzeug übertragen werden [1].

Die Aufgaben des Fahrwerks sind daher vielseitig und lassen sich im Überblick wie folgt auflisten [12]:

- Das Fahrzeug bewegen, rollen, festhalten.
- Das Fahrzeug beim Fahren stets in Spur halten.
- Die Fahrzeugmasse abstützen, federn und ihre Schwingungen dämpfen.
- Die von der Fahrbahn kommenden Geräusche und Schwingungen dämpfen bzw. isolieren.
- Die externen Störgrößen (Wind) kompensieren.
- Das Antriebsmoment auf die Fahrbahn bringen.
- Die Räder lagern, führen, lenken und bremsen.
- Dem Fahrer eine sichere und komfortable Fahrzeugführung gewährleisten.

Insgesamt ist das Fahrwerk verantwortlich für das dynamische Fahrzeugverhalten sowie für Fahrsicherheit und Fahrkomfort. Damit gehört es neben Motor und Getriebe zu den wichtigsten und technisch anspruchsvollsten Systemen eines Fahrzeugs [5], [1].

## 2.2 Einteilung der Fahrwerke

Eine exakte systematische Einteilung der Fahrwerke ist schwierig, weil sich die Unterscheidungsmerkmale einzelne Achstypen zum Teil überschneiden. In der Praxis hat sich als effizient erwiesen, die Fahrwerke nach verschiedenen Prinzipien in verschiedene Kategorien einzuteilen. Diese Kategorien können Typ der Aufhängung, bestimmte Bewegungsmerkmale, Anzahl der Lenker und Orientierung der Lenker umfassen. Prinzipiell kann zwischen Starrachsen, Einzelradaufhängungen und Halbstarrachsen (Verbundlenkerachsen) unterschieden werden. Bei Starrachsen sind die Räder einer Achse miteinander starr verbunden. Betrachtet man eine Hinterradaufhängung, so hat dessen Bewegung relativ zur Karosserie einen Freiheitsgrad in Z-Richtung (Einfedern). Eine Vorderradaufhängung hat zusätzlich zum Einfedern einen Freiheitsgrad nämlich für die Rotation der Räder um die Spreizachse, also für die Lenkung. Starrachsen haben immer zwei Freiheitsgrade, eine Translation und eine Rotation. Die Räder sind miteinander fest verbunden und beeinflussen sich gegenseitig. Einzelradaufhängungen sind mit ihren Lenkern nur mit dem Aufbau verbunden, so können sie unabhängig vom gegenüber liegenden Rad einfedern. Verbundlenkerachsen sind ein Zwischending zwischen Starrachsen und Einzelradaufhängungen. Die Radträger sind auf biege- und torsionssteifen Längslenkern befestigt. Bild 2.1 zeigt die übergeordneten Merkmale einzelner Konzepte und deren Gegenüberstellungen. In der nächsten Unterscheidungsebene können wir die Fahrwerke nach ihren kinematischen Merkmalen einteilen. Eine weitere sinnvolle Unterscheidungsebene ist die Einteilung nach Anzahl der Lenker, bei Starrachsen entsprechend der Gesamtlenkeranzahl, bei Einzelradaufhängungen nur die Lenkeranzahl einer Radaufhängung. vgl. [5]

ACHSTYPEN	ACHSE		RADAUFHÄNGUNG		
	Starr	Halb-starr	eben	sphä-risch	räum-lich
Auslegungspotential	-	0	0	+	++
Längsfederung	-	-	0	+	++
Herstellkosten	+	+	0	-	--
Raumausnutzung	--	0	0	0	+
Gesamtgewicht	-	+	0	+	+
Robustheit	++	0	0	-	-
Fahrverhalten	-	0	0	+	++
Fahrkomfort	--	0	0	+	++

Bild 2.1: Übergeordnete Auswahlkriterien für Achskonzepte [5]

MERK-MALE	STARR-ACHSEN		HALB-STARR	EINZELRAD-AUFHÄNGUNGEN														
	Blattfeder	Dreh-gelenk + Schrauben-feder	Dreh-gelenk	Dreh-gelenk														
Gelenk art																		
Lenker anzahl	1	2	1	1		2	3	4	5	3	4							
Lenker lage	Längs	Längs	Schräg	Längs	Längs	Schräg	Quer	Quer	Raum	Raum	Raum							
Zusatz-merkmale	Federverband	Dreieck	Panhard	Wattgestänge	Deichsel	Torsion	Koppel	Verbund	Gerade	Dreieck	Gerade	Trapez	D.O.-Lenker	D.O.Laufgelöst	Raum	3-Punkt	Federbein	Dämpferbein
Lf.-Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18

Bild 2.2: Systematische Aufteilung der Achs- und Aufhängungskonzepte [1]

### 2.3 Kinematik und Aufbau von Einzelradaufhängungen

Die Kinematik der Radaufhängung bestimmt die räumlichen Bewegungen der Einfederungs- und Lenkbewegungen. Die kinematische Analyse des Fahrwerkes spielt eine wichtige Rolle, weil die Stellung des Rades zur Straße bei der Auslegung der Radaufhängung entscheidend ist [1].

Die Grundeigenschaften einer Radaufhängung werden durch die Angabe ihrer wichtigsten fahrzeugtechnischen Kenngrößen beschrieben. Diese Kenngrößen geben Aufschluss über die Wirkungsweise der Radaufhängung im Zusammenhang mit bestimmten Fahrmanövern. So informieren das Rollzentrum über die Art der Seitenkraftabstützung zwischen Radaufhängung und Fahrzeugkörper, der Stützwinkel und der Schrägfederungswinkel über die Aufnahme von Längskräften. Von erheblicher Bedeutung für die Fahrstabilität ist das kinematische Eigenlenkverhalten, ausgedrückt durch die Vorspuränderung über dem Einfederweg, und die Sturzänderung über dem Einfederweg. Sie beeinflussen das Seitenführungsvermögen der Radaufhängung besonders im fahrdynamischen Grenzbereich. Bei angetriebenen Radaufhängungen mit Antrieb der Räder über quer zur Fahrtrichtung eingebaute Gelenkwellen ist der Schrägfederungswinkel im Allgemeinen gleich dem Bremsstützwinkel  $\epsilon_b$  (Bild 2.3).

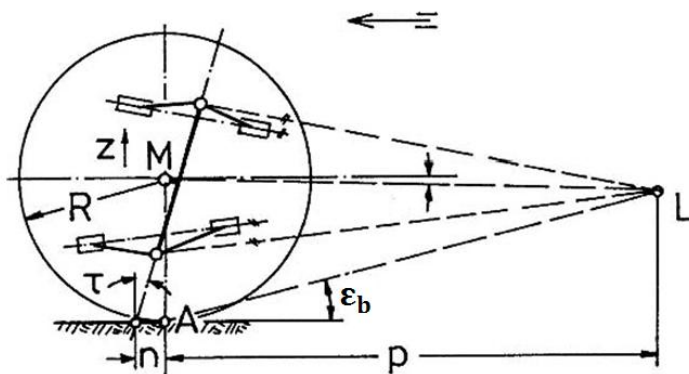


Bild 2.3: Bremsstützwinkel  $\epsilon_b$  vgl. [12]

Die oben genannten Kenngrößen werden im Abschnitt 2.3.4 genauer beschrieben.

Die fünf wichtigsten kinematischen Auslegungsparameter einer Radaufhängung sind somit:

- Rollzentrumshöhe
- Vorspuränderung über dem Einfederweg
- Sturzänderung über dem Einfederweg
- Anfahrnickausgleich
- Bremsnickausgleich

Eine Gerade im Raum ist durch vier Parameter eindeutig bestimmt (Punkt und Richtung). Eine sphärische oder eine ebene Radaufhängung gestattet deswegen die freie Wahl von nur vier fahrzeugtechnischen Kenngrößen. Sollen alle diese fünf Auslegungsparameter bei der Synthese einer Radaufhängung unabhängig voneinander frei wählbar sein, so muss dem Entwurf ein Mechanismus zugrunde gelegt werden, der durch fünf unabhängige Parameter beschrieben ist. Dies ist der räumliche Mechanismus, nämlich mit dem 5. unabhängigen Parameter Schraubensteigung der Momentanschraubachse (Bild 2.4). Da an einer nicht angetriebenen Achse ein Antriebs-Stützwinkel nicht relevant ist und der Schrägfederungswinkel heute keine größere Bedeutung mehr hat, genügen für nicht angetriebene oder Laufräder ebene oder sphärische Radaufhängungen, es sei denn, elasto-kinematische Überlegungen rechtfertigen aufwendigere Systeme vgl. [12].

### **2.3.1 Bewegungsgeometrie der Einzelradaufhängungen**

Nun werden die drei grundlegenden Bewegungsgeometrien der Einzelradaufhängungen beim Einfedern beschrieben. Diese lassen sich in folgende Bewegungsarten einteilen: ebene, sphärische und räumliche Bewegungen. Wenn Rad und Radträger um eine feste Drehachse schwenken und damit eine Bewegung in der Ebene ausführen, die rechtwinkelig auf die Drehachse steht, sprechen wir von einer ebenen Radaufhängung. Schwenkt die Momentanachse beim Einfedern um einen festen Punkt, bewegen sich die radträgerseitigen Fahrwerkspunkte auf Kugelschalen um diesen Zentralpunkt. Diese sind die sphärischen Radaufhängungen. Im allgemeinen Fall der räumlichen Bewegung ist der Drehung um die Momentanachse eine Vorschubbewegung in Achsrichtung überlagert, die Momentanachse wird damit zur Momentanschraubachse. Das kinematische Auslegungspotential der Radaufhängungen steigt mit der Zahl der unabhängig voneinander wählbaren Parameter.

#### **Ebene Einzelradaufhängungen**

Zu den ebenen Einzelradaufhängungen zählen alle Aufhängungen mit fester Drehachse, wie zum Beispiel Längslenker-, Schräglenker- oder Doppelquerlenkerachsen mit parallelen Lenker-Drehachsen.

#### **Sphärische Einzelradaufhängungen**

Der Zentralpunkt, um den die Momentanachse und somit alle radträgerseitigen Gelenkspunkte schwenken, ist oft als karosserieseitiger Längslenker-Lenkpunkt ausgeführt. Wenn der Radträger und der Längslenker ein Bauteil sind, dann fehlen für die vollständige Definition der Kinematik nur noch zwei Querlenker oder 3 kürzere Querlenker, mit einer Querbeweglichkeit des Längslenkers (Schwertlenkerachse).

### Räumliche Einzelradaufhängungen

Wegen der Lenkbarkeit sind Vorderachsen im Allgemeinen räumliche Mechanismen. Beispielsweise ist die McPherson-Federbeinachse sehr verbreitet. Hierbei bildet der Dämpfer mit dem Radträger einen Bauteil und übernimmt somit radführende Aufgaben. Der Querkraftausgleich wird mittels Schrägstellung der Feder im Federbein erreicht, dies wird in Abschnitt 2.4.2 näher erläutert. Kinematisch entspricht das Federbein einer Geradführung, die man sich durch einen unendlich langen Dreieckslenker senkrecht zum Federbein vorstellen kann. Somit ist die Auslegung der Quer- und Längspole einer Doppelquerlenkerachse identisch. Löst man die oberen und die unteren Dreieckslenker einer Doppelquerlenkerachse auf, entsteht die Fünflenkerachse, dies ist die allgemeine Form der räumlichen Radaufhängung. Die Spreizachse ist durch die Schnittpunkte der oberen und unteren Lenker festgelegt vgl. [1].

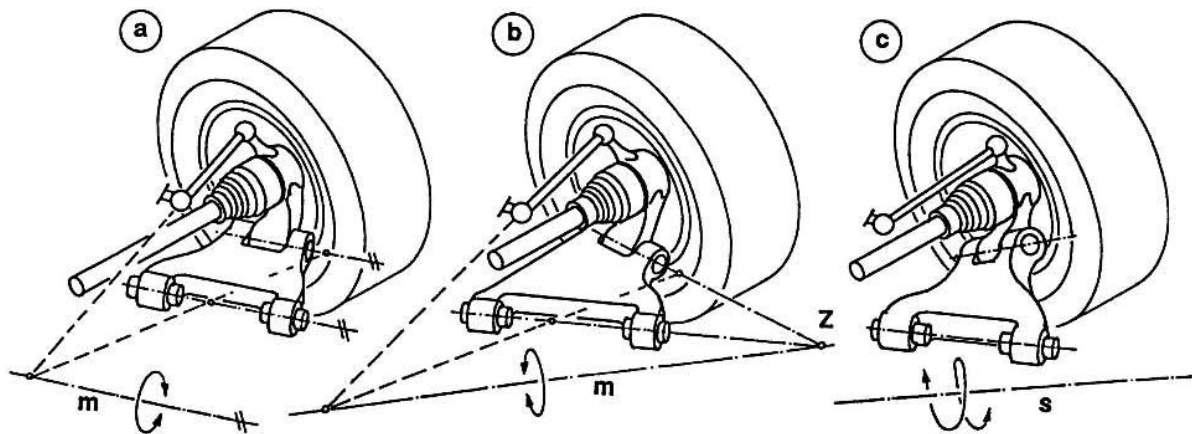


Bild 2.4: Ebene, sphärische und räumliche Bewegungen der Radaufhängung beim Einfedern [12]

### 2.3.2 Bauteile und Freiheitsgrade

Kraftfahrzeuge, die auf der Straße eingesetzt werden, benötigen an jedem Rad eine Möglichkeit zum Ausgleich von Fahrbahnunebenheiten um somit hohe Beschleunigungskräfte an der Karosserie zu vermeiden. Diese Bewegung des Rades ist die sogenannte Einfederbewegung, dessen Richtung nicht zwangsläufig exakt vertikal sein muss (Bild 2.5).

Nun werden von einer Radaufhängung die wichtigen Bauteile und deren Funktionen erläutert.

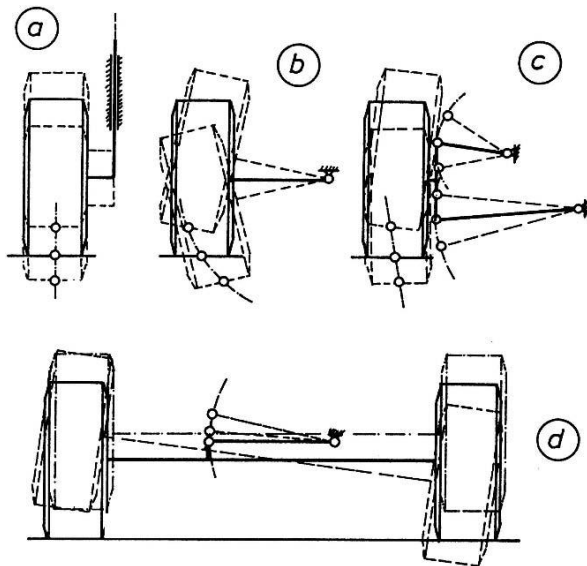


Bild 2.5: Radführungen mit einem (a, b, c) und mit zwei Freiheitsgraden (d) [12]

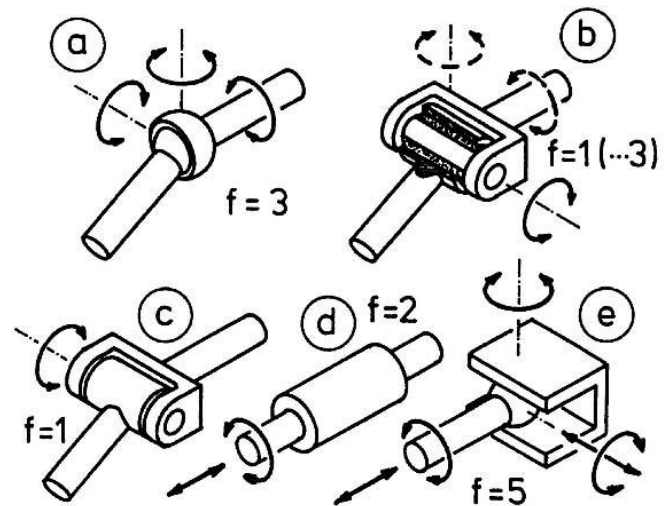


Bild 2.6: Gelenk-Bauarten [12]

### Der Radträger

Der Teil der Radaufhängung, der das Radlager aufnimmt, wird als Radträger bezeichnet. Der Radträger ist Teil der kinematischen Kette der Radaufhängung, er ist mit den Lenkern mit der Karosserie gekoppelt und führt so das Rad auf einer allgemeinen Bahnkurve während der Einfederbewegung. Zu den Aufgaben des Radträgers gehören vgl. [5]:

- Aufnehmen und Weiterleiten von allen Radkräften und -momenten,
- Überbrückung des Bauraumes zwischen den Gelenkpunkten (Hardpoints) und der Radlagerung
- Aufnahme des Radlagers, des Bremssattels und gegebenenfalls des Federbeines

Wegen der oben angeführten Anforderungen der Radträger ist bei der Bauweise eine geometrische Vielfalt typisch (Bild 2.7).



Bild 2.7: Ausführungsbeispiele von Radträgern angetriebener Vorderachsen [5]

### Die Lenker

Die Lenker dienen in einer Radaufhängung als direkte Verbindung zwischen den Gelenkpunkten der Radträger und der Karosserie. Die Kinematik der Radaufhängung wird durch die Position der Mittelpunkte der Gelenke (sogenannte Hardpoints) festgelegt. Die Geometrie der Lenker hat keinen Einfluss auf die kinematischen Eigenschaften. Ein Lenker hat mindestens zwei Kugelgelenke oder diesen gleichwertige Gummilager. Diese einfachste Ausführung wird 2-Punkt-Lenker (oder Stablenker) genannt. Im Falle von zwei Kugelgelenken ist die Drehfreiheit des Lenkers um die Verbindungsachse der beiden Gelenke zu berücksichtigen und wenn möglich zu unterbinden. Im günstigsten Fall ist der Lenker gerade und überträgt nur Zug- und Druckkräfte. Ist eine gerade Verbindung wegen Bauraumeinschränkungen nicht realisierbar, dann entstehen im Lenker Biegespannungen, die einen deutlich größeren Querschnitt erfordern.

Anforderungen an Lenker sind generell:

- Dauerfestigkeit und Steifigkeit
- Bei Überlastung sich verbiegen, aber nicht brechen
- Crashverhalten des Fahrzeuges unterstützen
- Kein freies Spiel
- Keine Kollision mit anderen Bauteilen
- Kleine, gleichbleibende Lenkerreibungen
- Körperschallübertragungen dämpfen
- Keine Geräusche verursachen
- Resistenz gegen Umwelteinflüsse
- Lebensdauer
- Wenig Platzbedarf



- Robust, wenig Einzelteile
- Kostengünstig, geringes Gewicht (ungefederte Massen)

Die Lenker können auch nach ihrer Einbaurichtung eingeteilt werden. So können wir definieren:

- Querlenker (Lenker, die quer zur Fahrtrichtung liegen),
- Längslenker (Lenker, die in Fahrtrichtung liegen),
- Schräglenker (Lenkdrehachse liegt schräg in der XY-Fahrzeugebene in der Draufsicht),
- Verbundlenker (siehe Abschnitt 2.4.1)

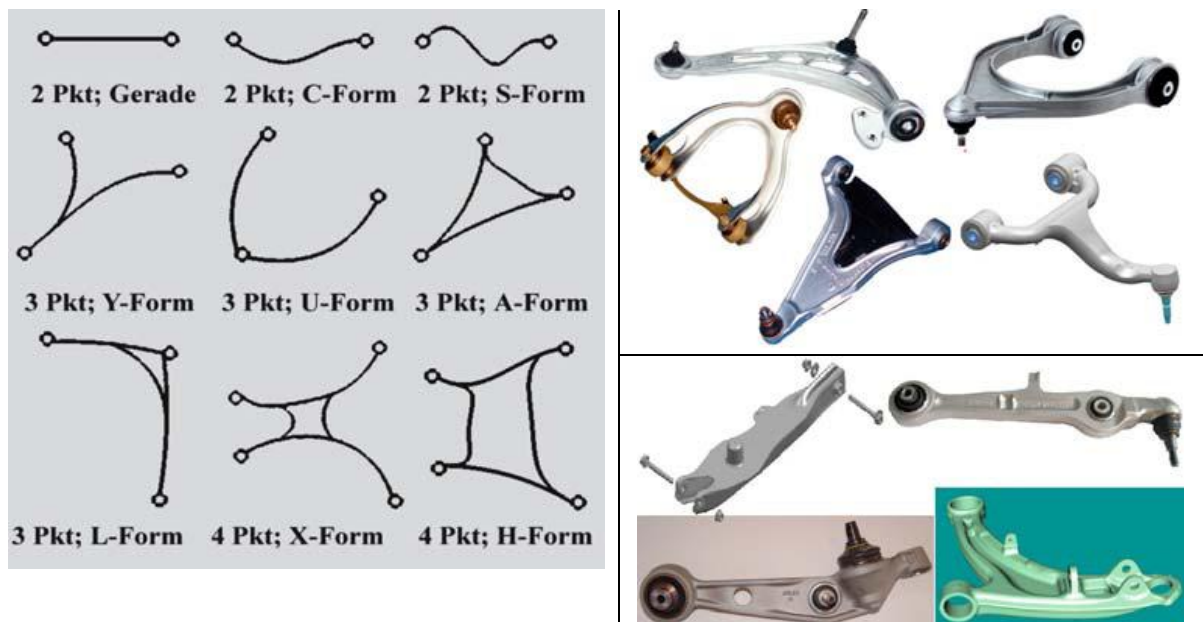


Bild 2.8: Systematik der Lenker (links), Ausführungsbeispiele Führungslenker (rechts oben) und Traglenker (rechts unten) [5]

Nach einem weiteren Gesichtspunkt können die Lenker nach ihren Funktionen klassifiziert werden, nämlich im Führungslenker, Traglenker und Hilfslenker (Bild 2.8). Radführungslenker haben die Aufgabe, das Rad zu führen, ohne das Fahrzeuggewicht abzustützen und werden daher hauptsächlich nur mit Horizontalkräften beaufschlagt. Die Kräfteinleitungen finden nur an den Gelenken statt. Werden die Feder- und Dämpferkräfte über die Lenker an den Radträger weitergeleitet, müssen die Führungslenker zwischen den Gelenken zusätzliche Kräfteinleitungspunkte aufweisen. Diese vertikal angreifenden Kräfte sind wesentlich höher, als die horizontalen Radführungskräfte und haben hohe Biegespannungen zur Folge. Diese Lenker, die radträgerseitig in vertikaler Richtung belastet werden, heißen Traglenker und sind wesentlich massiver ausgeführt als die Führungslenker. Hilfslenker verbinden die Führungs- oder Traglenker miteinander oder mit dem Radträger vgl. [5].

## Die Gelenke

Die Gelenke einer Radaufhängung dienen als Verbindung der Lenker mit dem Radträger bzw. mit dem festen Bauteil (Karosserie). Sie sind die kleinsten Bauelemente eines Mechanismus. Im Raum hat jeder Körper sechs Freiheitsgrade, nämlich drei translatorische und drei rotatorische Bewegungsmöglichkeiten. Ein Gelenk kann maximal fünf Freiheitsgrade erlauben. Bild 2.6 zeigt eine Auswahl der Gelenkarten, die für die Radaufhängungen in Frage kommen. **Ein Kugelgelenk** ermöglicht die freie Relativdrehung beider Gelenkhälften um drei voneinander unabhängige Drehachsen. Es bietet drei rotatorische Freiheitsgrade  $f=3$  und sperrt 3 translatorische Freiheitsgrade  $q=3$ .  $f$  bedeutet dabei die Anzahl der Freiheitsgrade,  $q$  die Anzahl der Zwangsbedingungen in einem Mechanismus. Sperrt man die freie Rotation um die eigene Achse einer Gelenkhälfte im Kugelgelenk, gelangt man zu einem **Kardangelenk**. Diese sperrt 3 translatorische und einen rotatorischen Freiheitsgrad ( $q=4$ ) und hat somit  $f=2$  zwei Freiheitsgrade. Das **Drehgelenk** erlaubt nur eine Rotation in einer Richtung ( $q=5$  und  $f=1$ ), während **das Drehschubgelenk** eine Drehung um eine Achse und eine davon unabhängige Vorschubbewegung längs derselben Achse zulässt ( $q=4$  und  $f=2$ ) vgl. [12]. Das Drehgelenk kann man sich als ein Türscharnier vorstellen, das selbstverständlich nur eine Drehbewegung in eine Richtung ermöglicht. Drehschubgelenke kommen meist in Federbeinachsen als Kolbenstangenführungen im Stoßdämpfer vor. Ein in den Radaufhängungen selten vorkommendes Gelenk ist das Kugelflächengelenk. Hierbei wird die Kugel formschlüssig in einer Fläche geführt. Von den sechs Freiheitsgraden im Raum sperrt dieses Gelenk eine einzige, das heißt  $q=1$  und  $f=5$ . Dieses Gelenk kommt in der Originalform bei den Radaufhängungen selten vor, hat aber bei der Modellierung der Fahrwerke im 3D-CAD-System eine sehr wichtige Anwendung gefunden (siehe Abschnitt 3.4.2).

### 2.3.3 Die kinematische Kette

Ausgehend von der festen Karosserie bilden die Gelenke, die Lenker und der Radträger mit dem Rad eine kinematische Kette. Jeder Radträger und jeder Lenker besitzt als Raumkörper sechs Freiheitsgrade. Freiheitsgrad der gesamten kinematischen Kette kann wie folgt berechnet werden:

$$f = 6n - q \quad (2.1)$$

Wobei  $f$  für Zahl der Freiheitsgrad steht,  $n$  ist die Anzahl der Körper und  $q$  ist die Anzahl der Zwangsbedingungen der kinematischen Kette. Ist  $f = 1$ , so hat die Radaufhängung nur einen Freiheitsgrad, nämlich das Einfedern. Ist  $f = 2$ , hat die Radaufhängung zwei Freiheitsgrade, nämlich das Einfedern und das Lenken.

### 2.3.4 Radhubkinematik

In diesem Abschnitt werden einige wichtige Kenngrößen definiert und beschrieben, die für die Radhubkinematik von entscheidender Bedeutung sind.

Unter dem **Einfederweg**  $z_e$  versteht man die vertikale Komponente der Radbewegung während des Einfederns in Richtung der  $Z_w$ - Achse (siehe Bild 3.1 und Bild 3.2). Die statische Nullposition des Rades, bei der der Einfederweg gleich Null ist, wird bei stillstehendem Fahrzeug im unbeladenen Zustand angenommen.

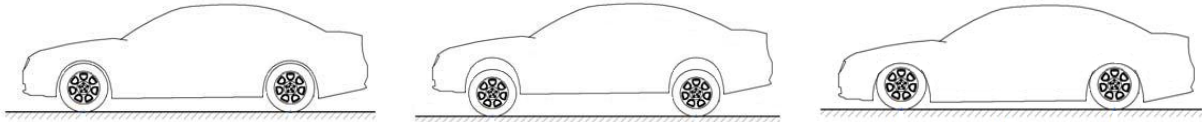


Bild 2.9: Einfederweg  $z_e$  des Fahrzeuges: Nullposition (links), ausgefedert (mitte) und eingefedert (rechts) vgl. [5]

Der **Lenkwinkel**  $\alpha$  des Rades entsteht durch die Drehung des Lenkrades. Der Winkel wird um die  $Z_W$ -Achse des Radkoordinatensystems  $W$  gemessen (Bild 2.22).

Der **Radstand**  $l$  ist definiert als der Abstand zwischen Mitte Vorder- und Mitte Hinterachse und hat einen maßgeblichen Einfluss auf das Fahrverhalten. Ein kürzerer Radstand resultiert in einer größeren Wendigkeit des Fahrzeuges, ein längerer verbessert den Geradeauslauf.

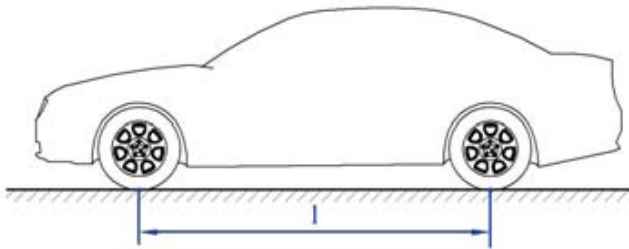


Bild 2.10: Radstand  $l$  nach ISO 612/DIN 70000 [5]

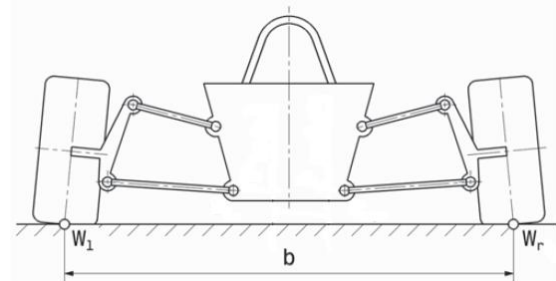


Bild 2.11: Spurweite  $b$  vgl. [18]

Bild 2.11 zeigt die Definition der **Spurweite**  $b$ . Sie ist der Abstand zwischen dem Radaufstandspunkt  $W$  des linken und des rechten Rades einer Achse.

Für die Fahrwerkskonstruktion ist die **Spurweitenänderung**  $b'$  als Funktion des Radhubs interessant (Bild 2.13). Ändert sich die Spurweite beim Einfedern, so bewegt sich der Reifen quer zu Fahrtrichtung und ruft so eine Seitenkraft über den Schräglauf hervor. Das verschlechtert den Geradeauslauf, erhöht den Rollwiderstand und kann die Lenkung beeinflussen. Beim einseitigen Einfedern bewirkt dies im Extremfall eine Lenkwirkung des Rades. Die Spurweite bleibt also idealerweise beim Einfedern konstant [18].

Bild 2.12 zeigt die Definition des **Spurwinkels**  $\delta$ . Der Spurwinkel ist der Winkel zwischen Längsachse und Radmittellinie bei Draufsicht von oben. Der Spurwinkel ist positiv, wenn der Abstand  $C$  kleiner ist, als der Abstand  $D$ . In diesem Fall spricht man von Vorspur, ansonsten von einer Nachspur. Durch die Einstellung der Vorspurwinkel im Minutenbereich werden auf der Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn bei Geradeausfahrt geringe seitliche Schubspannungen erzeugt. Die Folge davon sind links und rechts gegengleiche Seitenkräfte. Dadurch wird das gesamte Lenksystem ein wenig unter Spannung gestellt, so dass Spiel zwischen einzelnen Bauteilen nicht zu Räderlattern führt, allerdings werden der Reifenverschleiß und der Kraftaufwand beim Lenken geringfügig erhöht. Das Fahrzeug reagiert agiler auf Lenkwinkeländerungen und hat einen stabilen Geradeauslauf.

Beim Einfedern kann sich der Vorspurwinkel ändern und beeinflusst somit das kinematische Eigenlenkverhalten (siehe auch Abschnitt 2.3), man spricht dann von Wanklenken oder Rollsteuern.

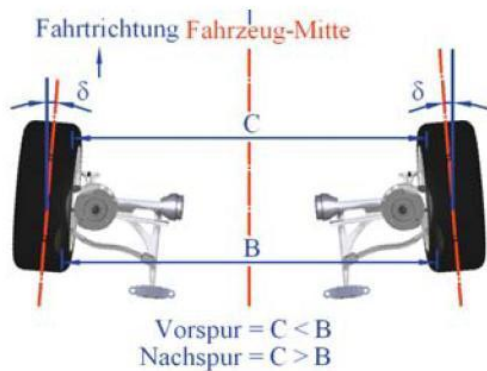


Bild 2.12 Spurwinkel  $\delta$  nach ISO 612/DIN 70000 [5]

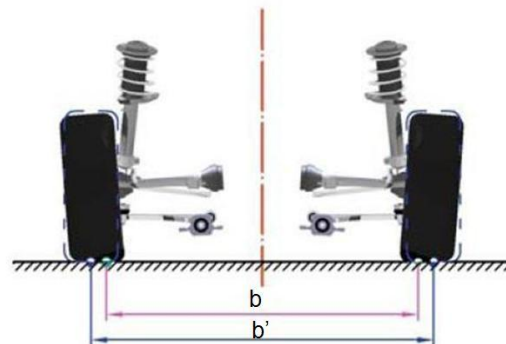


Bild 2.13: Spurweitenänderung.  $b$ : Spurweite ohne Einfederung,  $b'$ : Spurweite mit Einfederung [5]

Bei Einfederungsbewegungen ändert sich meistens der Vorspurwinkel mit dem Radhub und beeinflusst so das Einlenkverhalten des Fahrzeuges. Als den für das Fahrverhalten maßgeblichen Einfluss kann man die Vorspuränderung beim Einfedern ansehen. Diese wird üblicherweise in einem Diagramm veranschaulicht (Bild 2.14 links). Die Vorspuränderung wird üblicher Weise am kurvenäußeren Rad (mit der höheren Radlast) gemessen. Die Hinterachse kann im Allgemeinen nicht vom Fahrer beeinflusst werden, die Lenkwinkeländerungen, die sich hier infolge des Einfederwegs oder von äußeren Kräften einstellen, sind zwar gering, haben aber auf das Fahrverhalten des Gesamtfahrzeuges einen erheblichen Einfluss. So kann zum Beispiel mit einer Vorspurtendenz beim Einfedern an der Hinterachse ein untersteuernder Effekt erzeugt werden. Große Vorspuränderungen sollten jedoch vermieden werden, sie führen nämlich auf unebener Fahrbahn zu niederfrequenten Lenkmomentenschwankungen und beeinträchtigen somit die Fahrspurhaltung vgl. [1].

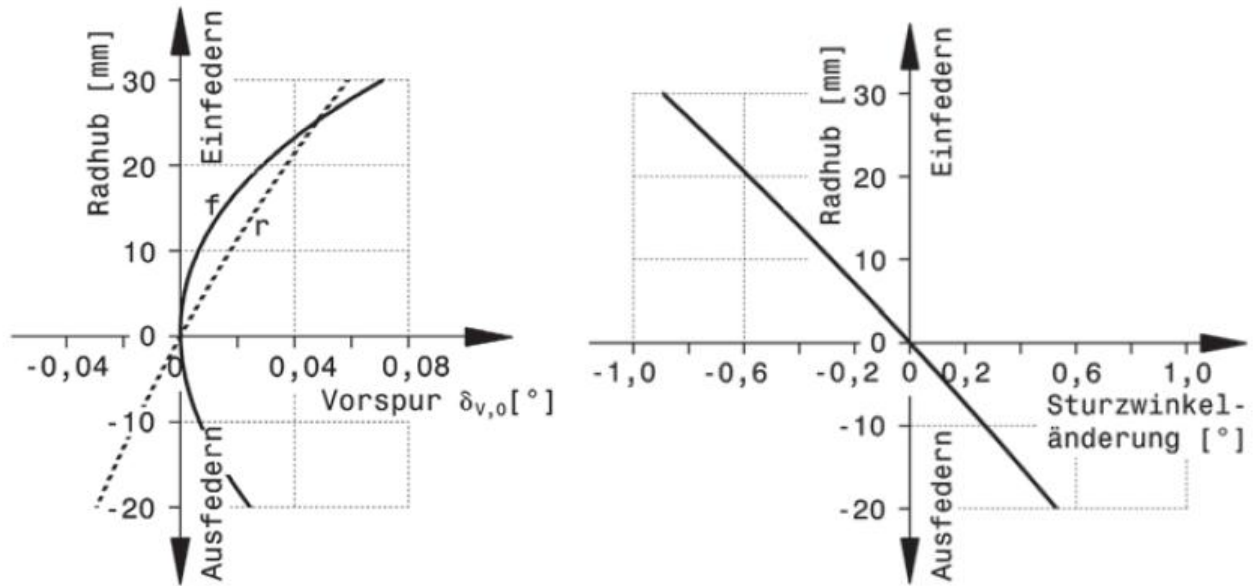


Bild 2.14: Vorspuränderung (links) und Sturzwinkeländerung (rechts) [18]

Der **Radsturz**  $\gamma$ , der auf ebener Fahrbahn die Neigung des Rades zur Vertikalen (ZX-Ebene) beschreibt (Bild 2.15), beeinflusst die Übertragbarkeit von Seitenkräften zwischen Reifen und Fahrbahn. Bei einem negativen Radsturz zeigt die Oberseite des Rades in Richtung Fahrzeugmitte. Das Rad neigt dazu, wie ein umgelegter Kegel auf einer Kreisbahn abzurollen. Wird es von der Radaufhängung daran gehindert, entsteht die Sturzseitenkraft  $F_{\gamma}$  (Bild 2.16). Das ist der Grund, warum das Seitenübertragungspotential des Rades bei negativem Sturz höher ist, als bei positiven Werten. Bei Einzelradaufhängungen sollte also die Sturzänderung beim Einfedern den Wankwinkel des Fahrzeuges bei Kurvenfahrt zumindest teilweise kompensieren, um positiven Sturz am kurvenäußeren Rad zu vermeiden. Bild 2.14 rechts zeigt einen typischen Kurvenverlauf der Sturzänderung als Funktion der Radhubbewegung. Starrachsen bieten den Vorteil, dass der Sturz zur Fahrbahn bei Kurvenfahrt konstant bleibt vgl. [1].



Bild 2.15: Radsturz  $\gamma$  nach ISO 612/DIN 70000 [5]

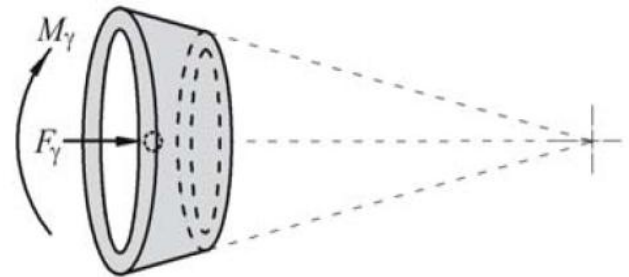


Bild 2.16: Sturzseitenkraft  $F_y$  und Sturzmoment  $M_y$  [5]

Die räumliche Bewegung der Radaufhängung, insbesondere des Radaufstandspunktes und des Radmittelpunktes, kann in die ZX-Ebene (Seitenansicht) und in die ZY-Ebene (Heckansicht) projiziert werden. Der Punkt in der jeweiligen Ebene, der das momentane Zentrum der Drehbewegung darstellt, ist der **Momentanpol** (Bild 2.17 und Bild 2.18). Von diesen Momentanpolen gehen die Polstrahlen aus, die rechtwinkelig auf die Momentangeschwindigkeiten der betrachteten Punkte der Radaufhängung stehen. Diejenigen Komponenten von Längs- und Querkraften, die durch die Pole gehen, werden von den Lenkern aufgenommen, der Rest erzeugt Federbewegungen bzw. Bewegungen des Aufbaus. Der Winkel der Polstrahlen zur Horizontalen bestimmt den Anteil der Kräfte, der in den Lenkern abgestützt wird und heißt deshalb Bremsstützwinkel.

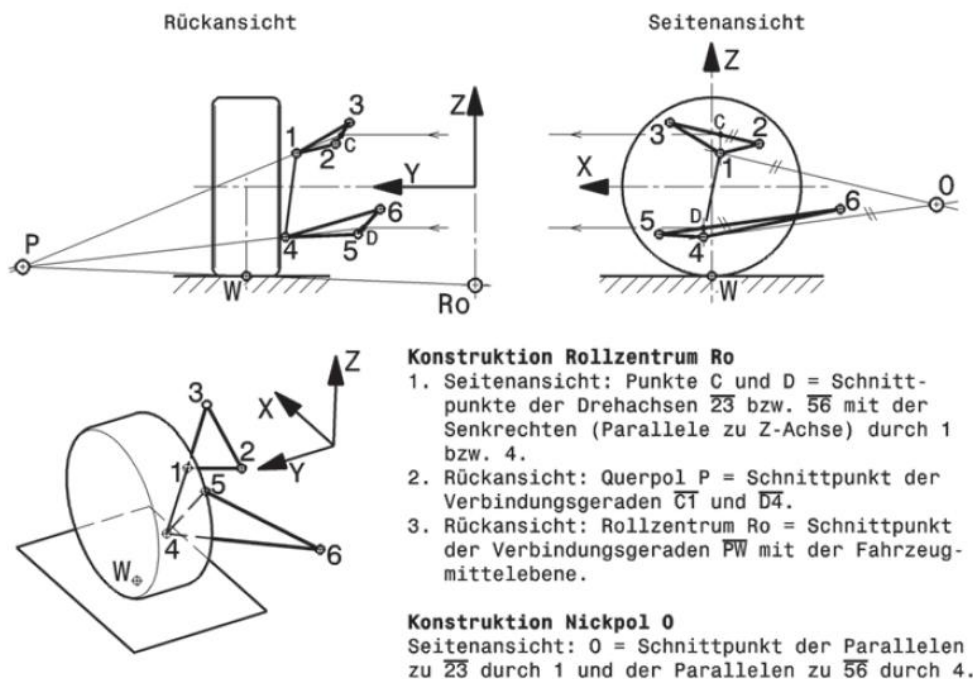


Bild 2.17: Konstruktion der Rollzentrumshöhe  $R_0$  und des Nickpols O einer Doppelquerlenkerachse [18]

### Längspol, Nicken

Beim Bremsen entsteht am Radaufstandspunkt eine resultierende Kraft aus Bremskraft und dynamischer Radlastverlagerung. Wenn diese Resultierende durch den Längspol  $O$  zeigt, spricht man von einem vollständigen Bremsnickausgleich, in diesem Fall tritt keine Einfederbewegung während des Bremsens ein. Der Bremsnickausgleich hängt von Radstand, Schwerpunktshöhe und Bremskraftverteilung ab. Der **Bremsstützwinkel**  $\epsilon_B$  ist achsspezifisch und beschreibt die Neigung des Polstrahls vom Längspol  $O$  zum Radaufstandspunkt  $W$ . Das Bremsmoment stützt sich üblicherweise an der Radaufhängung ab. Man kann sich das Rad mit dem Radträger als eine Einheit fest verbunden vorstellen.

Der Polstrahl vom Längspol zum Radmittelpunkt definiert dessen Momentangeschwindigkeit. Hat diese eine negative Komponente nach hinten, so spricht man von positivem Schrägfederungswinkel. Bei negativen Schrägfederungswinkeln an der Vorderachse und positiven an Hinterachsen ergibt sich ein Anfahrtsnickausgleich.

### Querpol

Der Querpol  $P$  beschreibt die momentane Bewegung von jedem Punkt der Radaufhängung aufgrund der kinematischen Gesetzmäßigkeiten relativ zum Aufbau in der ZY-Ebene, ohne Einfluss der Elastokinematik. Die momentane Geschwindigkeit ist in diesem Punkt stets gleich null. Der Radaufstandspunkt  $W$  ist ein relevanter Punkt in der Kinematikanalyse, da alle Kräfte hier in die Fahrbahn eingeleitet werden. Die Richtung der Momentangeschwindigkeit dieses Punktes hat einen entscheidenden Einfluss auf die Querkräfte in der Reifenaufstandsfläche und wird nun in die kinematischen Betrachtungen einbezogen. Die Momentangeschwindigkeit des Radaufstandspunktes sei mit  $V_W$  bezeichnet. Der Querpol kann also als gedachtes Verbindungsgelenk zwischen Rad und Aufbau betrachtet werden. Verbindet man den Querpol mit dem Radaufstandspunkt, so erhält man in der Fahrzeugmittelebene einen Punkt, der Rollzentrum genannt wird (Bild 2.18).

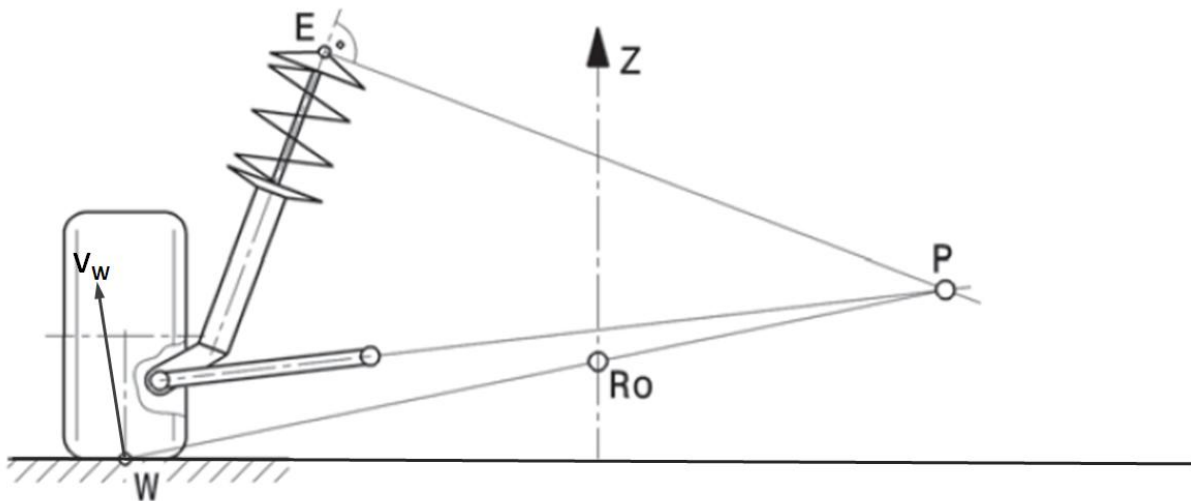


Bild 2.18: Konstruktion des Rollzentrums  $R_0$  für eine radführende Federbeinachse vgl. [18]

Die Verbindung zwischen den Rollzentren der Vorder- und Hinterachse nennt man Wankachse des Fahrzeuges (Bild 2.19). Diese ist jene Achse, um den das Fahrzeug bei der Kurvenfahrt wankt. Der Abstand der Wankachse zum Schwerpunkt des Fahrzeuges ist der Hebelarm der Trägheitskraft und bestimmt das Wankmoment. Das Wankmoment wird über die Federung abgestützt. Diese Abstützung hat umso mehr Effekt, je weiter die Federn des Fahrzeuges in der ZY-Ebene voneinander entfernt angeordnet sind. Je geringer also der Abstand vom Rollzentrum zum Aufbauswerpunkt ist, desto geringer ist das Wankmoment. Durch die Neigung der Wankachse lässt sich die Verteilung der Wankfederrate auf Vorder- und Hinterachse beeinflussen. Liegt zum Beispiel das Rollzentrum an der Hinterachse höher, entspricht es einer höheren Wankabstützung hinten, die zu größeren Radlastdifferenzen an der Hinterachse führt, was das Seitenführungspotential reduziert und somit ein übersteuerndes Fahrverhalten hervorruft.

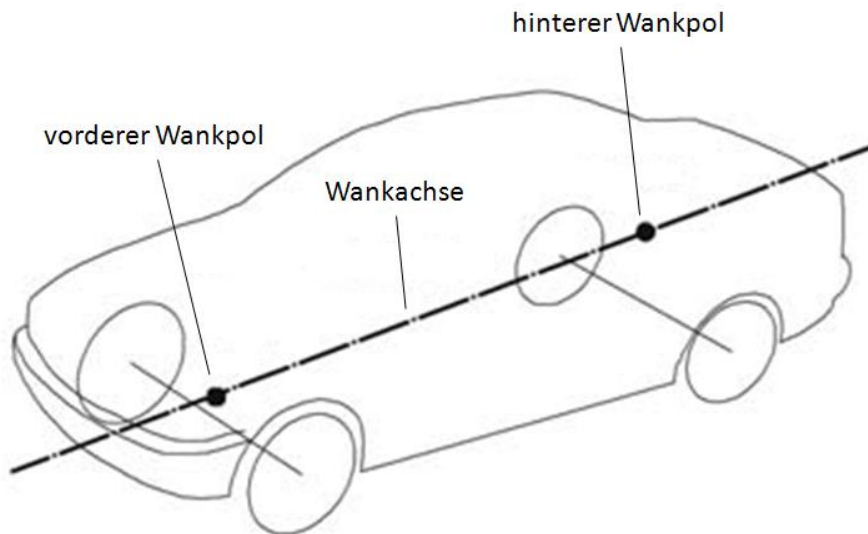


Bild 2.19: Wankachse eines Fahrzeuges vgl. [5]

Die Räder sind über die Lenker mit dem Aufbau gekoppelt und ändern so beim Wanken des Aufbaus den Sturzwinkel und die Spurweite, was die mögliche Reifenseitenkraft und die Fahrstabilität beeinflusst (vgl. [1], [18]).

Interessant ist auch die Strecke zwischen Radaufstandspunkt  $W$  und dem Querpol.

Diese stellt eine gedachte Schwinde dar, mit der sich ein Rad beim Einfedern relativ zum Aufbau bewegt. Die Länge dieser Schwinde und die Lage des Querpol bestimmen die Spurweiten- und Sturzänderung beim Einfedern. Je größer der Abstand vom Querpol zum Radaufstandspunkt ausfällt und je niedriger der Querpol über der Fahrbahnebene liegt, umso geringer sind die Spurweiten- und Sturzänderungen (Bild 2.20). Hohe Rollzentren sind also bei Einzelradaufhängungen mit hohen Sturz- und Spurweitenänderungen beim Einfedern verbunden und verursachen deshalb Querschleupf am Radaufstandspunkt (Bild 2.20). Man neigt dazu, die Rollzentrumshöhen deshalb niedrig zu halten. Diese sind bei Personenkraftwagen selten höher als 150mm über der Fahrbahn. Für hohe Fahrstabilität und gute Seitenführung sind ein niedrig liegendes Rollzentrum und eine hohe Spurweite von Vorteil.

Es kann festgehalten werden, dass die Höhe des Rollzentrums im Wesentlichen von der Neigung der unteren Lenker zur Fahrbahnebene beeinflusst wird. Im Bild 2.20 sind die Änderungen des Momentanpols und somit der Rollzentrumshöhe aufgrund der neuen Lenkerposition (in roter Farbe dargestellt) ersichtlich.



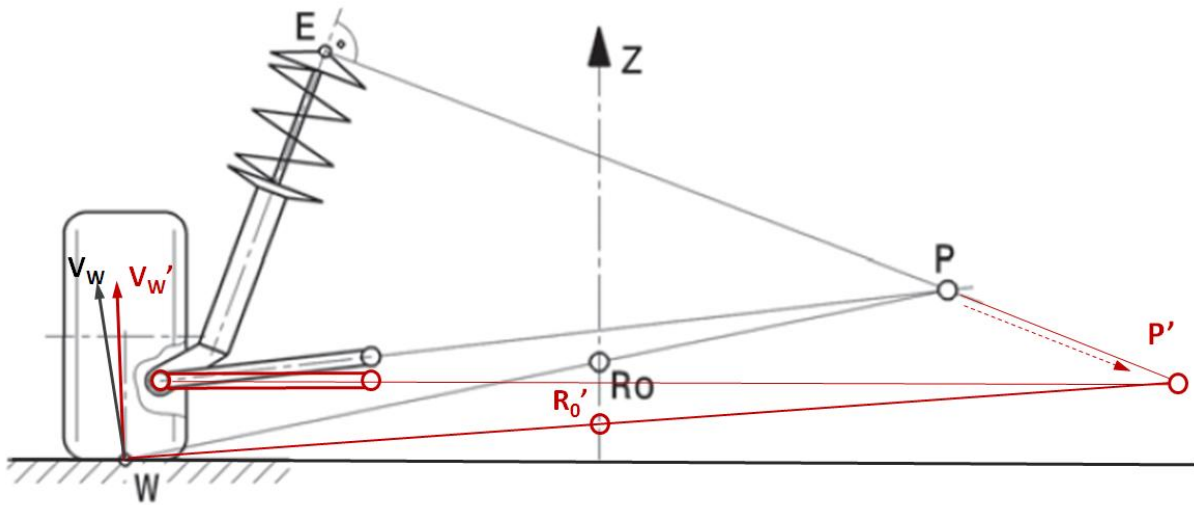


Bild 2.20: Konstruktion des Rollzentrums  $R_0$  für eine radführende Federbeinachse mit modifizierter Lage der Lenker vgl.[18]

Bild 2.21 zeigt mögliche Kurven der Spurweitenänderung und der Rollzentrumshöhe in Abhängigkeit der Radhubbewegung.

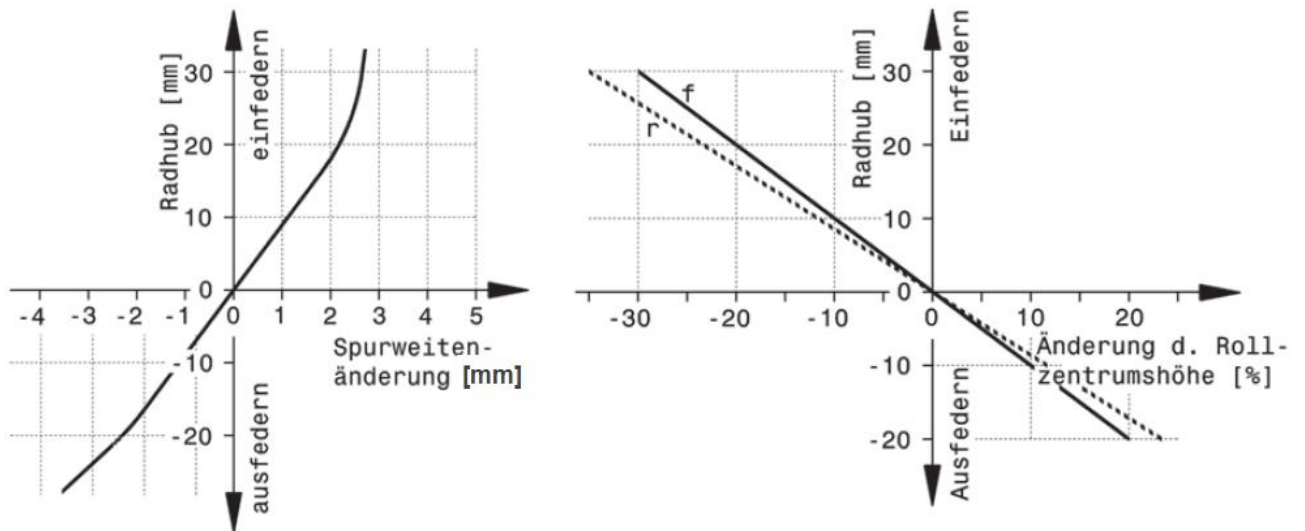


Bild 2.21: Spurweitenänderung (links) und Änderung der Rollzentrumshöhe (rechts) [18]

### 2.3.5 Lenkkinematik

Bild 2.22 zeigt die wichtigsten Größen in der Lenkkinematik. Die Lenkung ermöglicht einerseits die Führung der Vorderräder, gibt aber auch eine Rückmeldung über den Fahrbahnzustand an den Fahrer. Diese Eigenschaften lassen sich mit der gezielten Auslegung der **Spreizachse S** erreichen. Die Verbindungslinie der Kugelgelenke zwischen den Achslenkern nennt man Spreizachse.

Der **Spreizungswinkel**  $\sigma$  ist als Neigung der Spreizachse S zur Vertikalen in der Frontansicht definiert.

Der **Lenkrollradius**  $r_0$  ist der horizontale Abstand in Y-Richtung des Radaufstandspunktes vom **Durchstoßpunkt P** der Spreizachse durch die Fahrbahnebene. Er ist positiv, wenn sein Abstand zur Fahrzeugmittelebene geringer ist, als der vom Radaufstandspunkt. Dieser Abstand hat einen Einfluss auf die Rückmeldung der Reifenkräfte am Lenkrad. Ein negativer Lenkrollradius wirkt beim Bremsen stabilisierend, deswegen wird er bei PKW gerne angestrebt.

Der **Nachlaufwinkel**  $\epsilon_n$  ergibt sich als die Neigung der Spreizachse in der Seitenansicht. Der Spreizungswinkel und der Nachlaufwinkel beeinflussen die Änderung des Radsturzes beim Einschlagen des Lenkrades wesentlich.

Die **Nachlaufstrecke**  $n_n$  ist der horizontale Abstand in X-Richtung des Radaufstandspunktes vom Durchstoßpunkt der Spreizachse. Beim positiven Nachlauf läuft der Radaufstandspunkt dem Durchstoßpunkt der Spreizachse nach (die Räder werden gezogen), was eine spurstabilisierende Wirkung hat. Beim negativen Nachlauf läuft der Radaufstandspunkt dem Durchstoßpunkt der Spreizachse vor (die Räder werden geschoben).

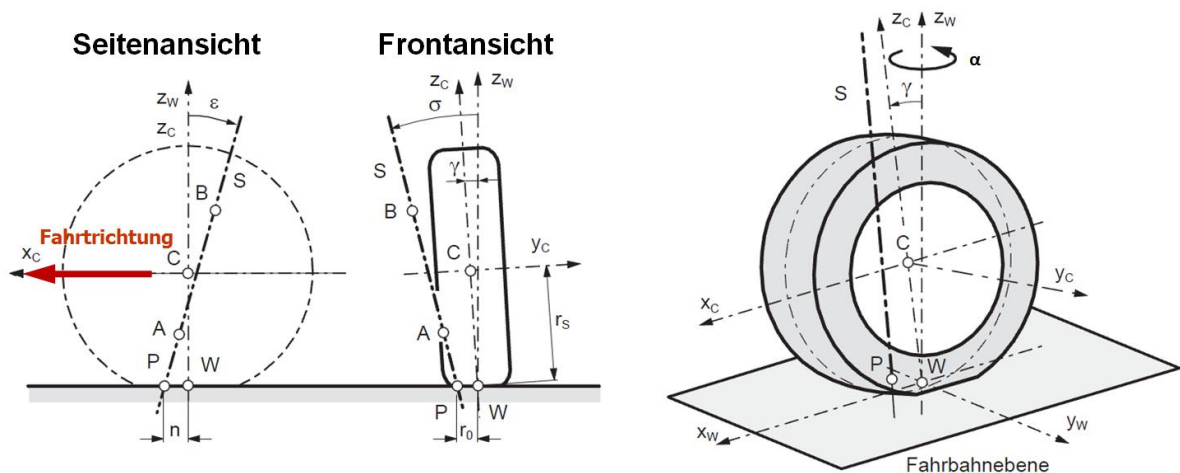


Bild 2.22: Kenngrößen der Lenkkinematik vgl.[8]

Bild 2.23 zeigt den **Spreizungsversatz**  $r_\sigma$  und den **Nachlaufversatz**  $n_\epsilon$ .

Der Spreizungsversatz ist der horizontale Abstand in der Radmitte zwischen Radmittelpunkt und Spreizachse in der Frontansicht. Diese Größe ergibt sich zwangsweise aus dem Spreizungswinkel und dem Lenkrollradius. Entsprechend zum Spreizungsversatz wird der Nachlaufversatz definiert.

Der Nachlaufversatz ist der horizontale Abstand in der Radmitte zwischen Radmittelpunkt und Spreizachse in der Seitenansicht. Er ist negativ, wenn die Spreizachse in der Seitenansicht hinter dem Radmittelpunkt verläuft.

Durch Nachlauf und Spreizung wird der Aufbau bei Lenkbewegungen angehoben. Der Nachlaufwinkel erzeugt am kurvenäußeren eingeschlagenen Rad negativen Sturz, der sich günstig auf das Seitenkraftübertragungspotential am Reifen auswirkt. Gemeinsam mit der Nachlaufstrecke und Lenkrollradius ergibt sich der Radlasthebelarm um die Lenkdrehachse. Die entstehenden Momente bewirken die Rückstellung der Lenkung. Bei schnellerer Kurvenfahrt überwiegt der Einfluss der Seitenkraft, die um die Nachlaufstrecke versetzt an der Lenkdrehachse angreift und ebenfalls rückstellend wirkt.

Bei der Einfederbewegung dreht sich der Radträger (und somit das Rad) um seinen Längspol. Hierbei ändern sich Nachlaufwinkel und Nachlaufstrecke. Diese Änderung soll in Grenzen gehalten werden, um das Rückstellverhalten nicht sehr zu beeinflussen. Der Längspol muss deshalb möglichst weit entfernt sein.

Der Lenkrollradius ist der Hebelarm der Bremskraft. Ist er negativ, ergibt sich ein Lenkwinkel, der dem bei unsymmetrischen Bremskräften entstehenden Giermoment entgegengesetzt ist.

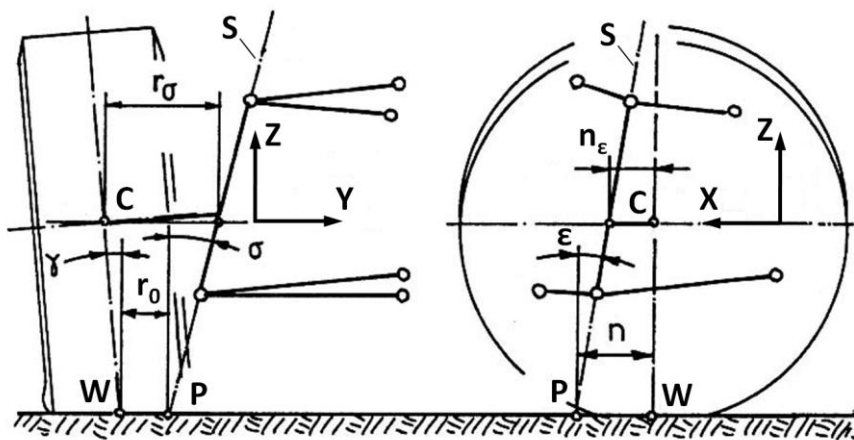


Bild 2.23: Spreizungsversatz  $r_\sigma$  und Nachlaufversatz  $n_\epsilon$  vgl. [12]

## 2.4 Zur Modellierung ausgewählter Fahrwerke

Im Zuge der Diplomarbeit werden vier gängige Radaufhängungskonzepte für die genaue Analyse und Simulation in Catia V5 festgelegt. Diese sind: die Verbundlenkerachse (als Hinterachse), die McPherson-Federbeinachse (als Vorder- und Hinterachse), die Doppelquerlenkerachse (als Vorder- und Hinterachse) und die Fünflenkerachse (als Vorder- und Hinterachse). Diese Fahrwerke werden im folgenden Abschnitt näher beschrieben.

### 2.4.1 Verbundlenkerachse

Die Verbundlenkerachse (Bild 2.25) kann in der systematischen Einteilung der Fahrwerke zu der Gruppe der Halbstarrachsen zugeteilt werden.

Halbstarrachsen haben wie die Starrachsen eine mechanische Kopplung der beiden Räder. Während bei Starrachsen jegliche Relativbewegung zwischen den Rädern durch den Achskörper unterbunden ist, sind bei den Halbstarrachsen durch eine gezielte elastische Verformung des Verbindungselements Relativbewegungen möglich.

Die Verbundlenkerachse ist quasi der Übergang bzw. Kompromiss zwischen der Starrachse und der Einzelradaufhängung und vereint somit dessen Eigenschaften. Dies sind einerseits die von der Starrachse bekannte Eigenschaft einer geringen Spur- und Sturzänderung bei paralleler Einfederung der Räder, andererseits einen günstigen Radsturz, merkliche Wankzentrumshöhe, sowie ein ausgeprägtes kinematisches Eigenlenkverhalten bei asymmetrischer Einfederung der Räder. Die beiden Räder sind auf biege- und torsionssteifen Längslenkern befestigt, die in Querrichtung mit einem Träger fest verbunden sind. Längskräfte werden von den beiden Längslenkern, Querkräfte und Sturzmomente durch die versteifende Wirkung der Querträger aufgenommen. Deswegen ist das Profil dieser Querträger biegesteif, aber gleichzeitig torsionsweich auszulegen. So ist sichergestellt, dass die Verbundlenkerachse auch als Stabilisator an der Hinterachse wirkt, gleichzeitig aber ein eingeschränktes unabhängiges Einfedern der beiden Räder ermöglicht. Entscheidend für die kinematischen Eigenschaften der Achse ist die Lage des Schubmittelpunkts des Profils, denn hierüber definiert sich zusammen mit der Geometrie die Vorspurkurve bei wechselseitigem Einfedern und somit bei Kurvenfahrt vgl. [5].

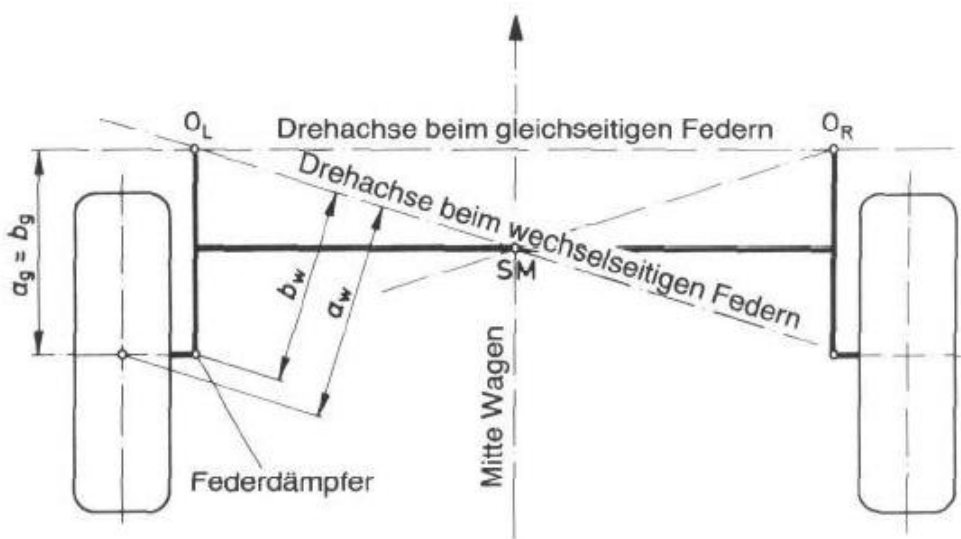


Bild 2.24: Schubmittelpunkt und Achsen der Einfederbewegungen einer Verbundlenkerachse [15]



*Bild 2.25: Ausführungsbeispiel einer Verbundlenkerachse [16]*

Dieser Hinterachstyp hat sich in den 70er Jahren verbreitet, denn er bietet bei frontangetriebenen Fahrzeugen einige Vorteile vgl. [6]:

- Einfaches Konzept, die Achse besteht aus einem Bauteil, preisgünstig
- Geringer Raumbedarf, flacher Aufbau
- Einfache Montage/Demontage der Achse
- Stabilisatorwirkung der Querträger
- Kleine ungefederten Massen
- Beladungsunabhängiges Wanksteuern
- Guter Bremsnickausgleich
- Geringe Spurweitenänderung

Nachteile:

- Spannungsspitzen bei den Übergangsstellen von den Drehsteifen zu den biegeweichen Bauteilen
- Übersteuerndes Seitenkraftsteuern (Elastokinematik)
- Ungünstige Seitenkraftabstützung
- Als angetriebene Achse ungeeignet

- Ungeeignet für hohe Achslasten
- Sehr eingeschränktes kinematisches Optimierungspotential

### 2.4.2 Federbeinachse (McPherson Achse)

Die McPherson Achse, sowie die in den nächsten Abschnitten 2.4.3 und 2.4.4 beschriebenen Radaufhängungen können der Gruppe der Einzelradaufhängungen zugeteilt werden. Die Kinematik der Einzelradaufhängung wurde generell im Abschnitt 2.3 erläutert, im Weiteren werden die fahrwerkskinematischen Eigenschaften bezogen auf den jeweiligen Radaufhängungstyp in den entsprechenden Abschnitten näher behandelt.

Die Federbeinachse wurde bereits im Jahr 1948 bei Ford als „McPherson“ in Serie eingeführt, seine weite Verbreitung als Vorderachse erfolgte erst in den 70er Jahren. Bild 2.26 zeigt ein Ausführungsbeispiel einer McPherson-Federbeinachse.

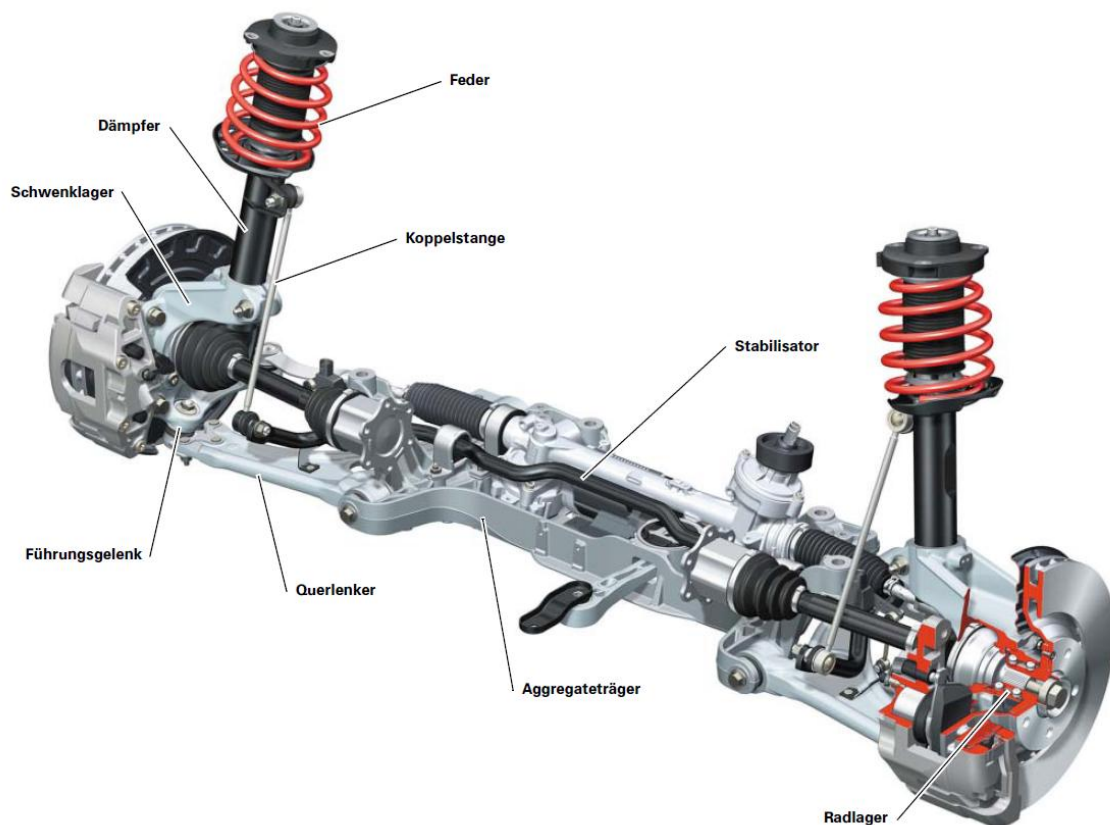


Bild 2.26: Ausführungsbeispiel einer McPherson Vorderachse [17]

Federbeinachsen können unter den Einzelradaufhängungen als eigenständige Aufhängungsart angesehen werden, weil hier im Gegensatz zu den anderen Einzelradaufhängungen ein anderer Gelenktyp, nämlich ein Drehschubgelenk zum Einsatz kommt. Das Drehschubgelenk lässt sowohl eine translatorische, als auch eine rotatorische Bewegung einer Achse zu und wird gleichzeitig als stehender Dämpfer benutzt. Das Dämpferrohr ist dabei mit dem Radträger fest verbunden und die Kolbenstange durch ein Kugelgelenk (siehe Bild 2.30 Punkt H) drehbar mit der Karosserie befestigt. Damit werden die Karosseriekraft über das Federbein direkt in den Radträger und somit in das Rad eingeleitet. Die McPherson Achse kann als eine Doppelquerlenkerachse aufgefasst werden, wobei der obere Dreieckslenker durch das Federbein ersetzt wird. Wegen der einfachen und platzsparenden Bauweise und der guten Abstütmöglichkeit an der Karosserie ist diese Radaufhängungsart nicht nur bei PKW, sondern auch bei leichten LKW sehr verbreitet.

Von einem Federbein spricht man, wenn der Dämpfer den Raum in der Schraubenfeder ausnutzt und gleichzeitig die beiden Enden der Feder abstützt (unten am Federteller → unterer Federpunkt und oben am Federbeinlager → Dompunkt). Wenn die Feder nicht am Dämpfer montiert ist, nennt man die Einheit Dämpferbein. Diese sind relativ teuer und benötigen einen größeren Einbauraum vgl. [5]. Deswegen ist in diesem Radaufhängungstyp die Ausführung mit dem Federbein viel weiter verbreitet, als jene mit einem Dämpferbein.

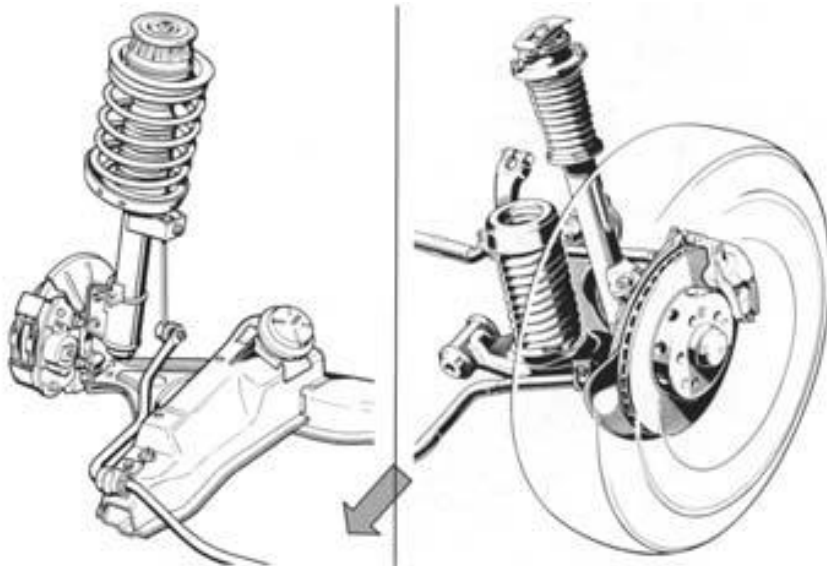


Bild 2.27: Federbein-Radführung (links) und Dämpferbein-Radführung (rechts, Feder und Dämpfer getrennt) [5]

Die Seitenkräfte, die durch die Federabstützung entstehen, belasten die Kolbenstange auf Biegung und verursachen damit eine hohe Reibung (Bild 2.28). Diese Kräfte können entweder durch Schrägstellung der Feder bezogen auf die Dämpferachse oder durch Einsatz von speziellen Federn mit seitenkraftausgleichender Federgeometrie (sogenannte Side-Load-Feder) und Verwendung reibungsminimierender Kolbenbeschichtungen im Dämpfer reduziert werden (Bild 2.29).

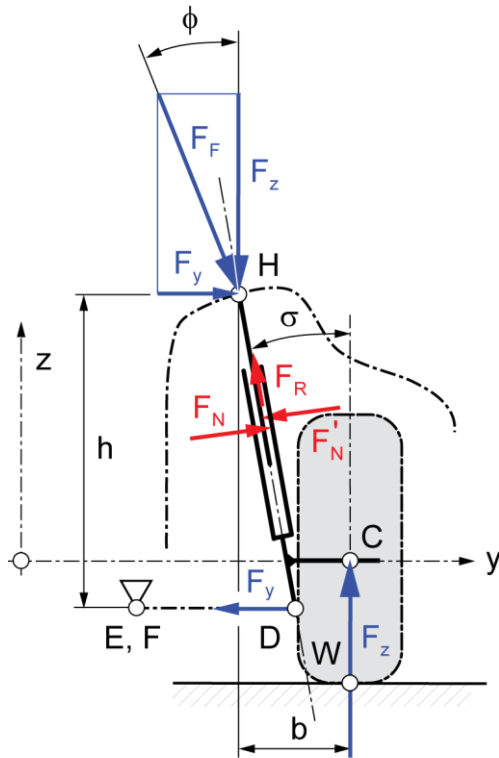


Bild 2.28: Reibung im McPherson Federbein [8]



Bild 2.29: Konventionelles Federbein (links) und Side-Load-Feder (rechts) [5]

Damit die Federbeinachse kinematisch vollständig definiert ist, müssen neben dem Federbein drei 2-Punkt-Lenker eingesetzt werden. Einer der Lenker in der Mitte wird Spurlenker genannt und ist für die Lenkbarkeit der Aufhängung zuständig. Die beiden anderen Lenker befinden sich an der unteren Ebene und sind für das Führen des Rades zuständig (Führungslenker). Diese werden aus Kostengründen oft zu einem Dreieckslenker zusammengefasst (siehe Bild 2.30 Dreieck mit E, F als karosserieseitige Gelenkpunkte und D als radträgerseitiger Gelenkpunkt). Bei einer modernen McPherson-Aufhängung wird die Feder oberhalb des Rades räumlich schräg und exzentrisch zur Achse des Dämpferkolbens angestellt. Der sichelförmige 3-Punkt-Lenker ist vorne mit einem Kugelgelenk am Radträger befestigt, welches ihm in der Draufsicht eine definierte Drehbewegung erlaubt vgl. [5].



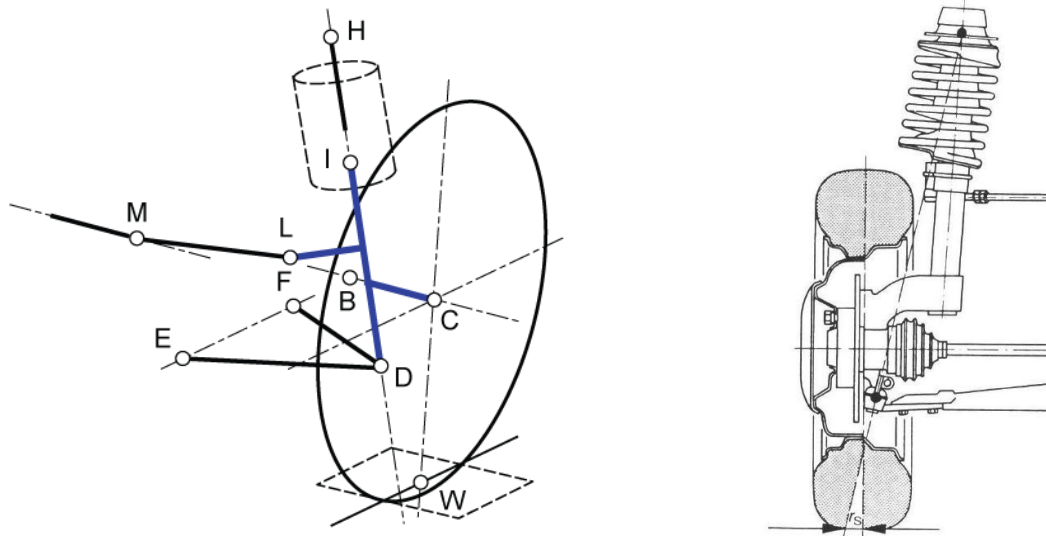


Bild 2.30: Prinzip (links) und Aufbau (rechts) einer McPherson-Federbeinachse [8], [5]

Sind diese zwei unteren Lenker nicht zu einem Dreieckslenker zusammengefasst, so spricht man von einer McPherson Achse mit aufgelösten Lenkern (Punkt  $D_1$  und  $D_2$  im Bild 2.31). Die Forderung nach einem kleinen, oder sogar negativem Lenkrollradius ergibt Schwierigkeiten beim Einbau zwischen der Bremse und den radträgerseitigen Gelenkpunkten. Deshalb wird oft der Dreieckslenker aufgelöst und somit eine virtuelle Spreizachse geschaffen. Wie im Abschnitt 2.3.5 bereits definiert wurde, ist die Spreizachse einer Radaufhängung die Verbindung der Kugelgelenke zwischen den Achslenkern radträgerseitig. Im Falle einer McPherson Achse ist die Spreizachse die Verbindung zwischen Mitte Federbeinlager oder dem sogenannten Dompunkt und dem radträgerseitigen Achslenker (siehe Bild 2.30, Verbindung zwischen H und D). Im Falle, wenn die Lenker aufgelöst sind, entsteht nun die virtuelle Spreizachse. Auf die exakte Ermittlung der virtuellen Spreizachse mit Hilfe der CAD-Software wird im Abschnitt 3.4.3.2 näher eingegangen. Bei der Konstruktion mit aufgelösten Lenkern kann der untere Punkt der Lenkachse beliebig ausgelegt werden, weil er auf dem Schnittpunkt der beiden Lenker liegt. Dies ermöglicht eine große kinematische Auslegungsfreiheit, um die Störgrößen auf die Lenkung zu minimieren. Bei frontangetriebenen Fahrzeugen mit starken Antrieben können große Drehmomentunterschiede zwischen den beiden Rädern entstehen. Diese stören die Lenkung und das Lenkgefühl. Die Größe des Störkrafthebelarms (senkrechter Abstand der Radmitte zur Lenkachse) ist der Hauptfaktor. Wenn er reduziert wird, werden auch die Störmomente am Lenkrad und in der Lenkung proportional vermindert vgl. [5].

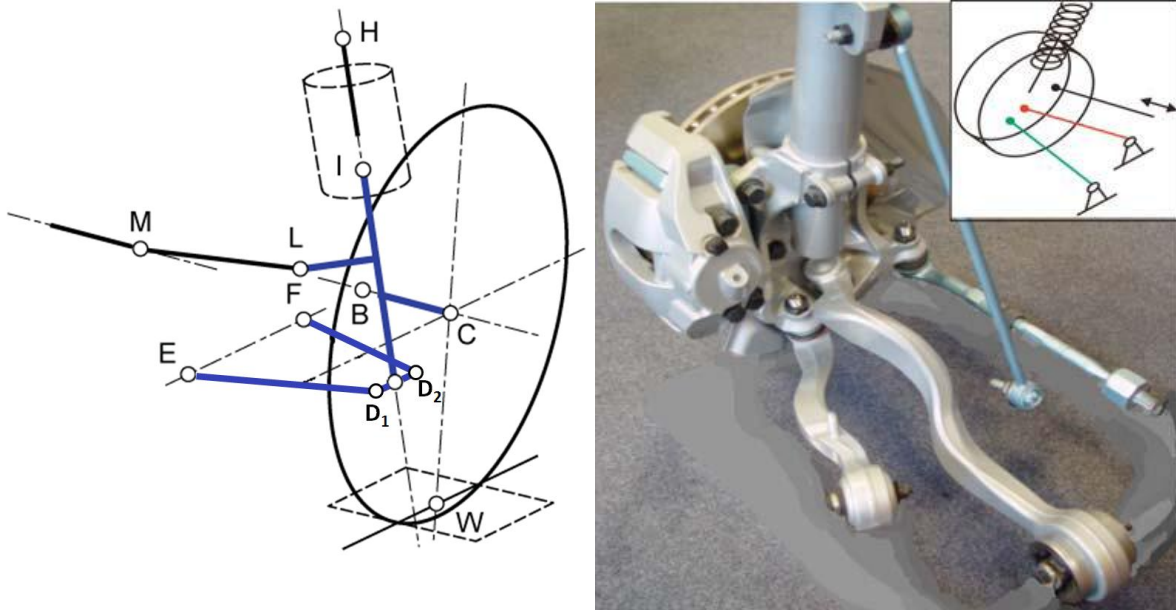


Bild 2.31: Prinzip (links) und Ausführungsbeispiel (rechts) einer McPherson-Federbeinachse mit aufgelösten unteren Lenkern vgl. [8], [5]

Vorteile der McPherson-Federbeinachse:

- Wegfall des oberen Lenkers mit seinen drei Gelenken<sup>1</sup>
- Ausgereifte Konstruktion
- Niedrige Reaktionskräfte
- Geringer Raumbedarf
- Lange Federwege
- Geringe ungefederte Massen
- Große Abstützbasis für die Reaktionskräfte

Nachteile der McPherson-Federbeinachse:

- Ungünstigere kinematische Eigenschaften<sup>1</sup>
- Einleitung der Kräfte und Schwingungen in die Kotflügelinnenbleche
- Lange Spurstangen bei oben liegender Zahnstangenlenkung
- Geringer Platz zwischen Reifen und Dämpfungsteil (zum Beispiel für die Schneekette)

<sup>1</sup> Verglichen mit einer Doppelquerlenkerachse

- Biegung des Dämpferrohrs und somit hohes Losbrechmoment bei der Aufnahme von Fahrbahnebenheiten

### 2.4.3 Doppelquerlenkerachse

Die Doppelquerlenkerachse ist eine Einzerradaufhängung, wobei sie nur quer liegende Lenker enthält. Deswegen muss ein Lenker oberhalb und ein Lenker unterhalb der Radmittelebene angeordnet werden, damit sich alle Kräfte und Momente abstützen können. Zusätzlich ist auch ein Spurlenker notwendig, um das Lenken des Rades zu verhindern (im Falle einer Hinterachse), oder zu ermöglichen (im Falle einer Vorderachse). Durch die doppelte Anbindung der Dreieckslenker karosserieeitig können die Längskräfte aufgenommen werden. Die Lenker haben radträgerseitig Kugelgelenke und karosserieeitig steife Gummilager, um diese Kräfte aufnehmen zu können. Wichtiges Kriterium für eine saubere kinematische Führung der Radaufhängung ist, dass die karosserieeitigen Gummilager je Lenker dieselbe Drehachse haben. Die Kinematik der Doppelquerlenkerachse lässt sich durch die sechs frei wählbaren Anbindungspunkte sehr gut optimieren. Die Spreizachse ergibt sich durch Verbindung der oberen und unteren radträgerseitigen Kugelgelenke (Punkte I und D im Bild 2.32).

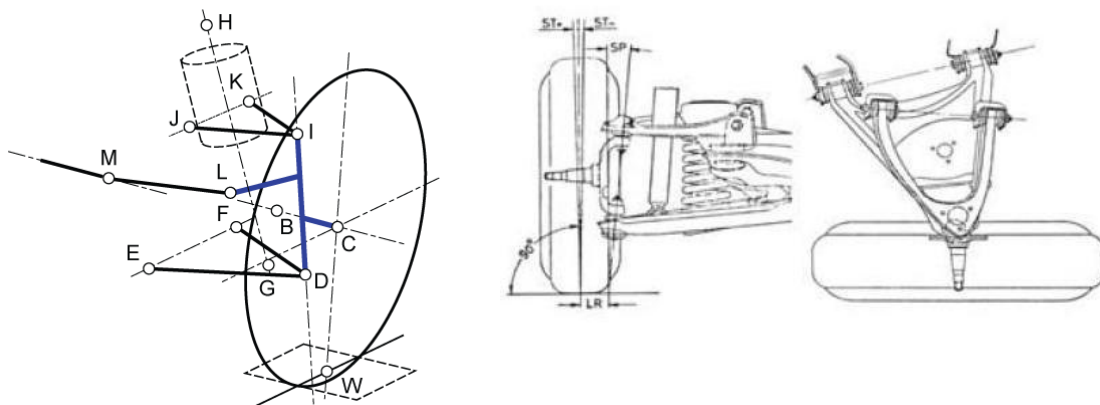


Bild 2.32: Prinzip (links) und Aufbau (rechts) einer Doppelquerlenkerachse [8], [5]

Meistens sind die oberen Dreieckslenker kürzer ausgeführt, als die unteren. In diesem Fall sind die Sturz- und Spurweitenänderungen geringer. Der kurze obere Lenker zieht in der Kurve das kurvenäußere einfedernde Rad zu negativem Sturz und vergrößert damit die Reifenauflandsfläche. Außerdem ist es räumlich günstiger, wenn der obere Lenker nicht zu sehr in den Motorraum eindringt. Andererseits wird aber der obere Dreieckslenker gerne oberhalb des Rades verlegt, so kann die Spreizachse fast beliebig gewählt werden, weil keine Kollisionsgefahr mehr mit der Felge besteht. Die Kräfte am oberen Lenker werden aufgrund der größeren Wirkabstände reduziert, die Führung wird exakter und der Lenker kann weiter nach außen angeordnet werden, so hat auch das Antriebsaggregat mehr Platz. Der Radträger wird jedoch aufwendiger in der Herstellung.

Der Querpol kann in einem großen Bereich variiert werden. Meistens ist er aber in der Nähe der Fahrbahnoberfläche, um die Spurweitenänderungen zu minimieren. Der untere Lenker liegt oft horizontal, der obere schräg nach unten, um beim Einfedern den Sturz in die negative Richtung zu zwingen. Beim Wanken überträgt sich somit nur ein geringer Anteil des

Wankwinkels auf den Sturzwinkel des kurvenäußeren Rades. Damit bleibt die Querführung der Achse unbeeinflusst vom Wanken des Aufbaus.

Bild 2.33 zeigt ein Ausführungsbeispiel einer Doppelquerlenkerachse. Feder und Dämpfer sind hier aus Bauraumgründen als ein Modul ausgeführt, was aber bei dieser Aufhängung nicht immer zwangsläufig der Fall sein muss. Feder und Dämpfer stützen sich in der Regel auf den unteren Lenker ab und verursachen große Biegemomente. Das erhöht das Gewicht und somit die Kosten der Radaufhängung vgl. [5].

Vorteile der Doppelquerlenkerachse sind:

- Großes kinematisches Auslegungspotential, freizügige Auswahlmöglichkeit der Wank- und Nickpole, Einschränkung der Sturz- und Spurweitenänderungen
- Hervorragende Fahreigenschaften (guter Geradeauslauf, gute Querführung der Achse)
- Hohe Quersteifigkeit

Nachteile:

- Aufwendigere Konstruktion, höhere Herstellkosten
- Größerer Raumbedarf
- Resultierende Kräfte an den Lagerpunkten machen einen Achsträger unverzichtbar

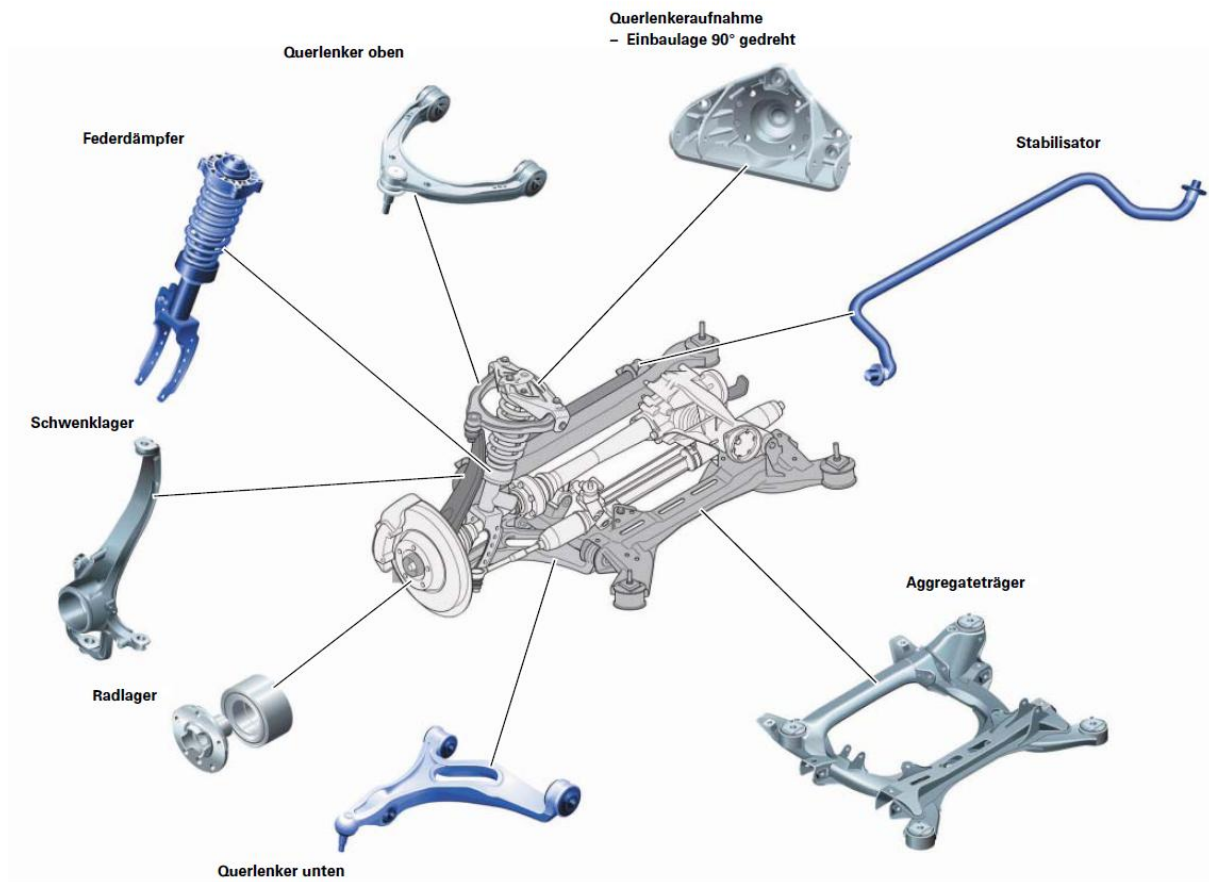


Bild 2.33: Ausführungsbeispiel einer Doppelquerlenkerachse [17]

#### 2.4.4 Fünflenkerachse

Jeder 3-Punkt-Lenker lässt sich kinematisch durch zwei 2-Punkt-Lenker ersetzen. Löst man nun die oberen und unteren Dreieckslenker einer Doppelquerlenkerachse auf, entsteht eine Fünflenkerachse mit fünf 2-Punkt-Lenkern. Durch die Auflösung entstehen neue Gelenkpunkte (Hardpoints), die zusätzliches Auslegungspotential hinsichtlich Fahrsicherheit und Fahrkomfort ermöglichen. Die Kosten erhöhen sich jedoch, weil mehrere Gelenke und ein unter Umständen komplizierter Radträger zum Einsatz kommen. Mit der Fünflenkerachse wird eine im Raum frei liegende virtuelle Spreizachse realisiert, was durch die vier Schnittpunkte der oberen und den unteren Lenker festgelegt wird. Wegen des kleinen Lenkrollradius verläuft die Spreizachse sehr nahe zur Radmitte. Der Störkrafthebelarm wird klein gehalten; somit werden Antriebs- und Bremskräfte minimiert.

Vorteile der Fünflenkerachse sind:

- Gezielte Auslegung der kinematischen und elastokinematischen Eigenschaften
- Geringe ungefederte Massen (keine Biegemomente an den Lenkern)
- Geringe Anbindungskräfte zur Karosserie
- Freiraum in der Radmitte für die Antriebswelle

Nachteile:

- Großer Raumbedarf
- Aufwendige Konstruktion und Auslegung
- Viele Gummilager
- Längsfederung schwierig
- Achsträger unbedingt notwendig

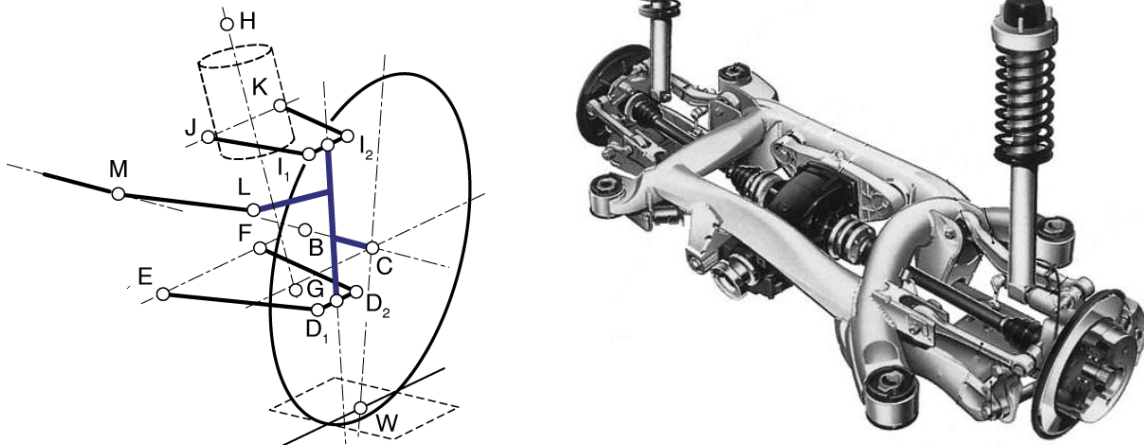


Bild 2.34: Prinzip (links) und Aufbau (rechts) einer Fünflenkerachse [8], [15]

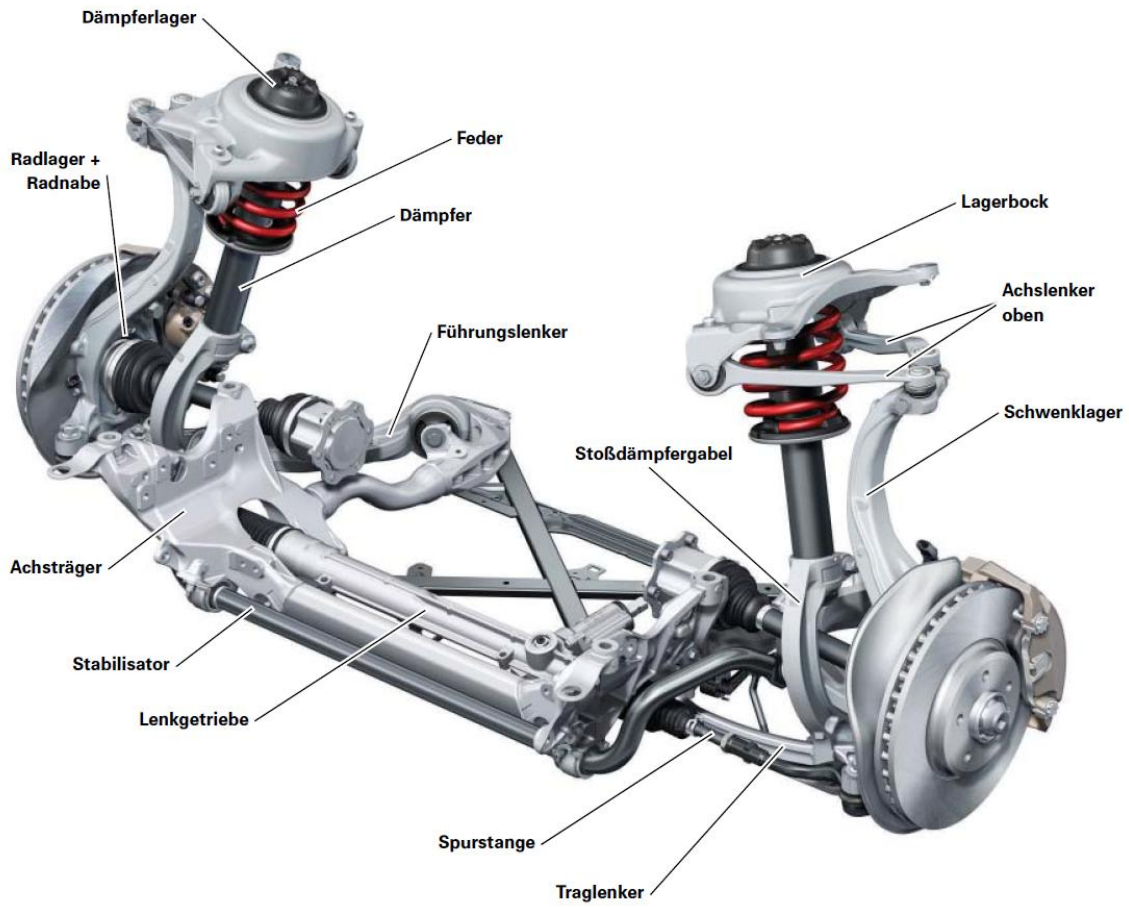


Bild 2.35: Ausführungsbeispiel einer Fünflenker Vorderachse [17]

### 3 Darstellung und Simulation mit der CAD-Software Catia V5

Aufgabe eines CAD-Systems ist die geometrische Bauteil- und Produktbeschreibung in Form einer Oberfläche oder eines volumenartigen Körpers sowie die Dokumentation von nichtgeometrischen Eigenschaften, die für die Fertigung notwendig sind vgl. [3].

Im Zuge der Entwicklung wird in der Konzeptphase versucht, die Aufgaben möglichst durch Simulationen zu lösen. Dies bietet enorme Zeit- und Kostenersparungspotentiale und führt im Allgemeinen zur Erhöhung der Entwicklungsqualität. Unter virtuelle Simulation versteht man alle rechnerunterstützten numerischen Berechnungsmethoden. Mit Hilfe dieser können bereits in der frühen Entwicklungsphase Aussagen über zum Beispiel Funktion, Kinematik und Bauraumbedarf eines Bauteiles getroffen werden. Durch die Möglichkeit schneller Änderungen am Modell und wiederholter Simulationen kann an deren Optimierung gearbeitet werden, lange bevor die ersten Prototypenfahrzeuge oder Bauteile zur Verfügung stehen. Für den Begriff Simulation wird im internationalen Sprachgebrauch die Abkürzung CAE verwendet. Trotz der schnell fortschreitenden Entwicklungstendenz der CAX-Systeme soll darauf hingewiesen werden, dass auf die physikalischen Tests in der Automobilindustrie langfristig nicht verzichtet werden kann. vgl. [5]

#### 3.1 Definition der relevanten Koordinatensysteme

Bild 3.1 und Bild 3.2 zeigen die Radachsensysteme nach ISO 8855. Demnach werden generell 3 Typen von Koordinatensystemen definiert, wie sie in den 3D-CAD-Modellen dargestellt und verwendet wurden. Diese sind:

- **Konstruktionskoordinatensystem  $K_K$**  (Achsenstandard Fahrzeugmitte)
- **Koordinatensystem im Radmittelpunkt  $K_C$**  (Achsenstandard Radmittelpunkt)
- **Koordinatensystem im Radaufstandspunkt  $K_W$**  (Achsenstandard Radaufstandspunkt)

In Klammer sind die Bezeichnungen der Koordinatensysteme, wie sie in den Modellen vorkommen, ersichtlich.



Das Konstruktionskoordinatensystem  $K_K$ , dessen Achsen mit  $X_K$ ,  $Y_K$  und  $Z_K$  bezeichnet werden, befindet sich auf der Vorderachse in der Fahrzeugmittelebene und kann (auch während der kinematischen Simulation) stets als raumfest betrachtet werden. Die positive Richtung der X-Achse zeigt hierbei entgegengesetzt zur Fahrtrichtung.

Das Koordinatensystem  $K_C$  befindet sich im **Radmittelpunkt C**. Die Indizes L und R des Radmittelpunktes bedeuten dabei linke und rechte Seite. Seine Achsen werden mit  $X_C$ ,  $Y_C$  und  $Z_C$  bezeichnet. Die Richtungen des Koordinatensystems sind nicht absolut zu betrachten, sie bewegen sich mit der Einfederung des Rades, sowie bei Definition von Spur und Sturz in den Modellen mit. So repräsentiert zum Beispiel der Winkel zwischen der  $Z_C$  und der  $Z_K$  Achse stets den Radsturz und sinngemäß ergibt sich der Vorspurwinkel als der Winkel zwischen  $X_C$  und  $X_W$  (im Bild 3.1 nicht sichtbar).

Das Koordinatensystem  $K_W$  ist im **Radaufstandspunkt W** festgelegt. Die Indizes L und R des Radaufstandspunktes bedeuten dabei linke und rechte Seite. Die Achsen werden mit  $X_W$ ,  $Y_W$  und  $Z_W$  bezeichnet. Die Richtungen dieser Achsen entsprechen den absoluten Richtungen des Konstruktionskoordinatensystems  $K_K$  in der Fahrzeugmittelebene.

Zur Information ist im Bild 3.2 auch das Schwerpunktkoordinatensystem S dargestellt, es hat aber in der vorliegenden Diplomarbeit keine weitere Bedeutung. Alle Fahrwerksmodelle in Catia V5 wurden aus Symmetriegründen linksseitig dargestellt.

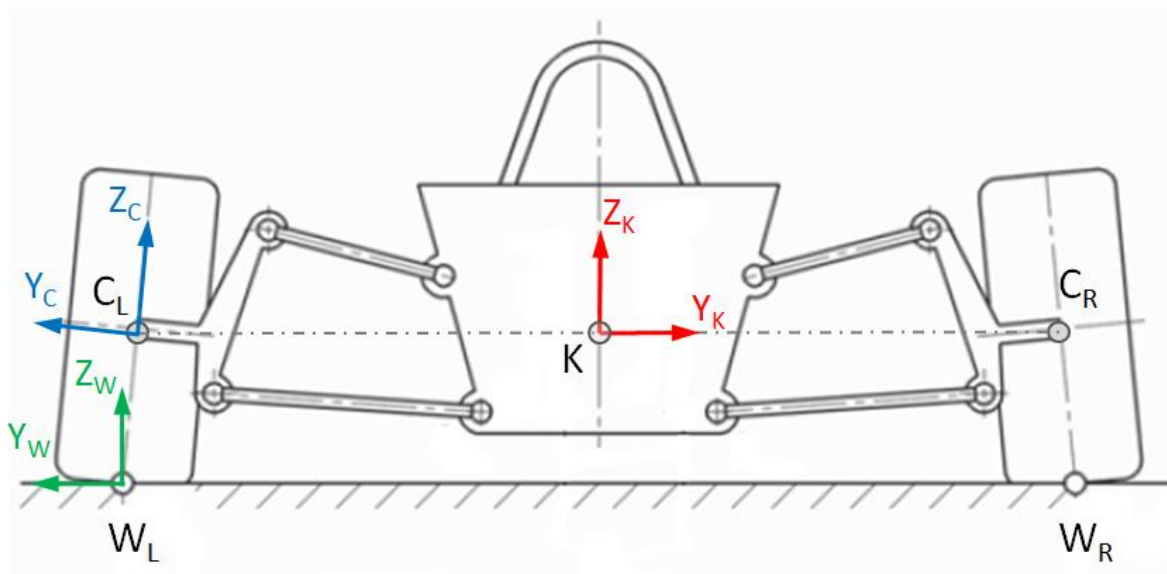


Bild 3.1: Koordinatensysteme nach ISO 8855 (Heckansicht) vgl. [11], [18]

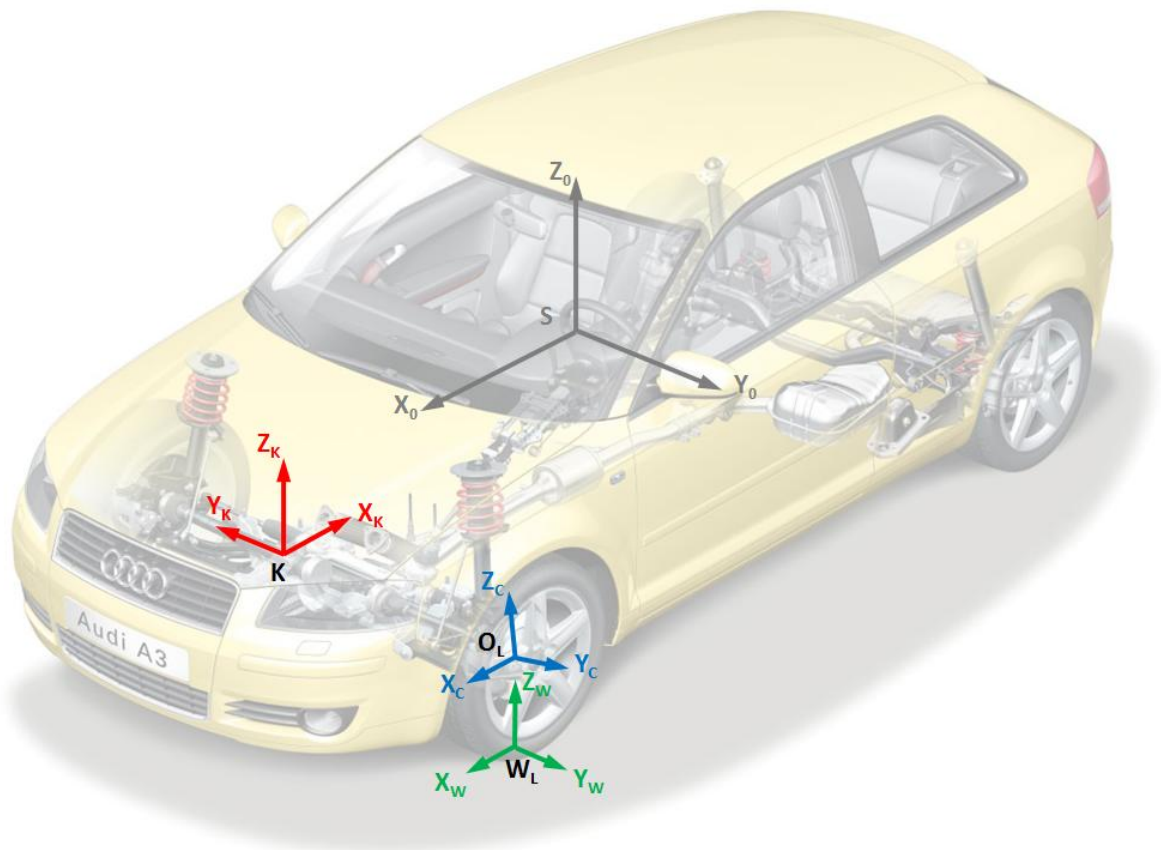
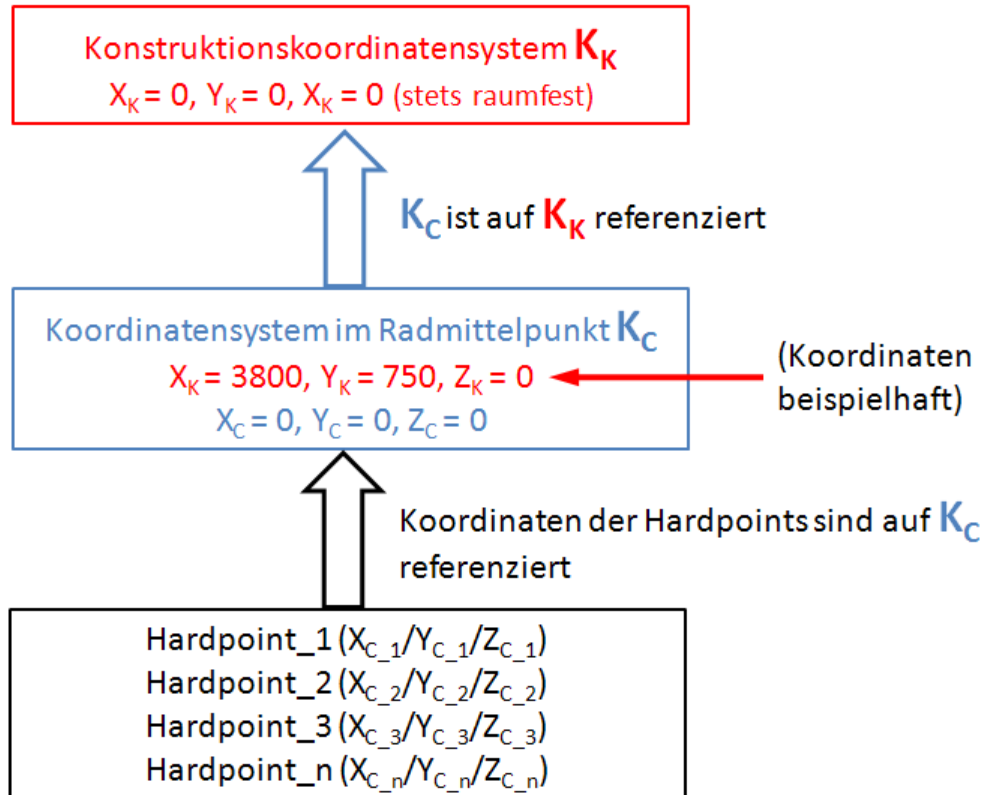


Bild 3.2: Koordinatensysteme nach ISO 8855 Übersicht vgl. [11], [17]

Das Konstruktionskoordinatensystem hat stets die Koordinaten (0/0/0). Die Koordinaten des Radmittelpunktes sind auf das Konstruktionskoordinatensystem referenziert. Das Radkoordinatensystem ist durch den Radmittelpunkt bestimmt, das heißt ändern sich die Koordinaten des Radmittelpunktes, so ändert sich mit ihnen auch die Position des Radkoordinatensystems. Alle anderen koordinatengesteuerten Hardpoints in den Modellen sind nicht wie üblich auf das Konstruktionskoordinatensystem  $K_K$ , sondern auf das Koordinatensystem  $K_C$  im Radmittelpunkt referenziert (siehe Bild 3.3). Die Richtungen der einzelnen Koordinaten beziehen sich aber auf das raumfeste Konstruktionskoordinatensystem. Diese Definition soll die überschaubare Bedienung der Modelle ermöglichen. Das Koordinatensystem im Radaufstandspunkt hat wenig mit den Hardpoints zu tun, es ist für die einfachere Definition und Berechnung der lenkkinematischen Größen definiert worden.

Bild 3.3: Abhängigkeiten zwischen den Koordinatensystemen  $K_K$  und  $K_C$ 

### 3.2 Systemkonzepte und angewandte Arbeitsweisen in Catia V5

Im Wesentlichen unterscheidet man an Arbeitsweisen in der Konstruktion die funktionale Konstruktion und die parametrisch-assoziative Konstruktion. Die geometrischen Grundformen können als Geometrieelemente oder Geometriefeatures dargestellt und verwaltet werden. Die Modelle der vorliegenden Arbeit sind nach dem Prinzip der parametrisch-assoziativen Arbeitsweise aufgebaut.

Parametrisch-assoziative Arbeitsweisen werden im allgemeinen Maschinenbau schon seit einigen Jahren eingesetzt. Unter Parametrik versteht man das Beeinflussen der Gestalt von Objekten über erzeugende, meist geometrische Parameter. Diese Parameter werden mit dem Modell mitgespeichert und ermöglichen dem Anwender ein nachträgliches Ändern. Typische Beispiele für Parameter sind: Längen, Abstände, Durchmesser, Winkel. Assoziativität (assoziativ, lat. *associare*; heißt vereinigen, verbinden, verknüpfen, vernetzen) umfasst das Herstellen von Abhängigkeiten zwischen unterschiedlichen Objekten innerhalb eines Modells oder zwischen mehreren Modellen. Modellübergreifende Abhängigkeiten können sowohl innerhalb, als auch außerhalb einer Produktstruktur aufgebaut werden. Die Abhängigkeiten entsprechen gerichteten Beziehungen zwischen zwei geometrischen Objekten. Beispiel dafür ist eine Offsetfläche, die auf eine bestehende Fläche aufbaut und somit von ihr abhängig ist. Zwischen den beiden besteht nun eine Eltern-Kind-Beziehung. Wird die Ausgangsfläche modifiziert oder ersetzt, löst es eine Neuberechnung der Offsetfläche aus. Parametrisch-assoziative Konstruktion verbindet die Eigenschaften der Parametrik und Assoziativität miteinander. Über die Variation von Parametern und den Austausch der Referenzgeometrie wird eine einfache und schnelle Varianten- und

Anpassungskonstruktion erreicht. Unter Referenzgeometrie wird ein geometrisches Objekt verstanden, worauf andere Geometrieelemente assoziativ aufgebaut sind. Die geometrische Gestalt des Objektes und die Konstruktionsabsicht sind im Modell gespeichert. Eine Änderung mindestens einer der die Konstruktion bestimmenden Größen löst eine Neuberechnung (Update) aus. Dabei erfolgt eine Anpassung auf Basis der Referenzelemente (Konstruktionsabsicht). In der Praxis ist Assoziativität meist mit Parametrik gekoppelt. Bei parametrisch-assoziativer Konstruktion innerhalb einer Produktstruktur spricht man auch von Relational Design (siehe auch Abschnitt 3.3.2).

Bei dieser Methode wird für jede angewandte Funktion ein neues parametrisch-assoziatives Geometrieelement erzeugt, das zusätzlich zur mathematischen Beschreibung sich die Erzeugungsfunktion, die Vorgabeparameter und Vorgabegeometrieelemente merkt. Das neue Ergebniselement kann nun wieder Vorgabeelement für weitere Funktionen sein. Dadurch, dass jedes Geometrieelement sich die Vorgabeelemente merkt, entsteht eine vernetzte Struktur mit Assoziationen zwischen den Elementen. Diese vernetzte Struktur beschreibt nun die Konstruktion des Bauteiles mit allen verwendeten Befehlen und Abhängigkeiten vollständig. Nachträglich lassen sich in diesem vernetzten Strukturbaum Parameter ändern und Vorgabegeometrieelemente ersetzen und dadurch einzelne Strukturzweige im Strukturbaum austauschen.

Nach jeder dieser Änderungen werden die einzelnen Geometrieelemente in der Reihenfolge ihrer Abhängigkeiten mit den neuen Vorgabeparametern und Vorgabeelementen neu berechnet. Parametrische Konstruktion bezeichnet die nachträgliche Änderung eines Parameterwertes, assoziative Konstruktion bezeichnet die nachträgliche Änderung der Vorgabegeometrie vgl. [2], [3].

## **3.3 Aufbau der Fahrwerksmodelle**

### **3.3.1 Fahrwerksmodelle**

Einer der wichtigen, zentralen Themen dieser Arbeit ist die parametrisch-assoziative Konstruktionsmethode (siehe Abschnitt 3.2), dementsprechend wurden alle 3D-CAD-Modelle nach dieser Arbeitsweise aufgebaut. Es wurden vier relativ verbreitete Radaufhängungstypen zur Modellierung ausgewählt. Drei von ihnen können sowohl als Vorder- als auch als Hinterachsen ausgeführt werden, so entstanden insgesamt sieben Fahrwerksmodelle. Diese sind schließlich: die Verbundlenkerachse (als Hinterachse), die McPherson-Federbeinachse (als Vorder- und Hinterachse), die Doppelquerlenkerachse (als Vorder- und Hinterachse) und die Fünflenkerachse (als Vorder- und Hinterachse). Bild 3.4 zeigt die vier Radaufhängungstypen als 3D-CAD-Modelle dargestellt.

### 3D-CAD MODELLE

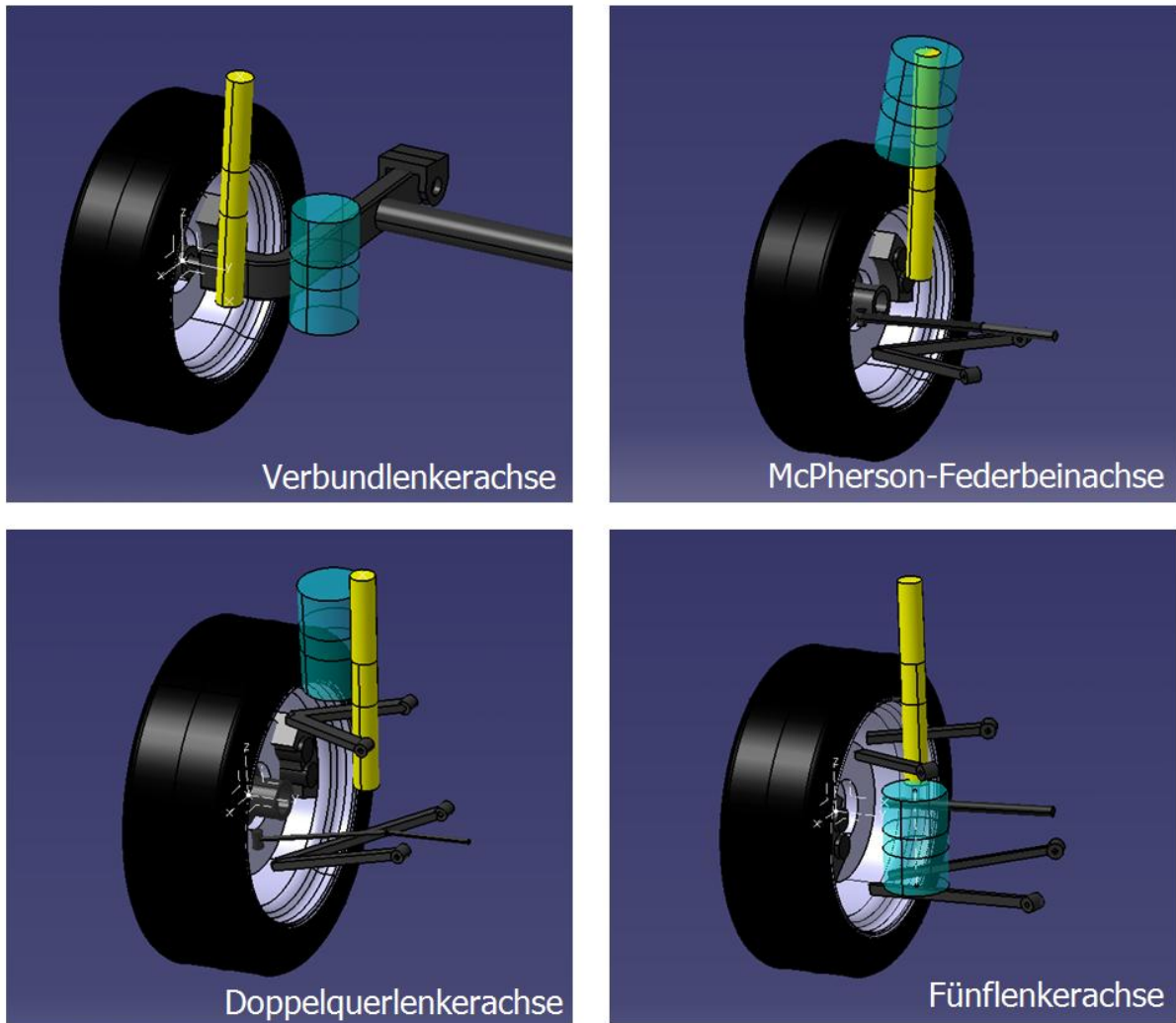


Bild 3.4: 3D-CAD Fahrwerksmodelle

#### 3.3.2 Aufbau der Modelle

Jedes Modell ist nach dem gleichen Prinzip aufgebaut. An der obersten Ebene befindet sich eine Baugruppe mit dem Modellnamen bzw. mit dem Radaufhängungstyp. Das erste Element unter der obersten Baugruppe ist ein Part, nämlich das Skelettmodell. Dieses Skelettpart enthält nur Punkte, Linien und Ebenen, definiert die Positionen der Hardpoints und somit im Wesentlichen die gesamte Fahrwerksgeometrie. Ferner werden in diesem Part sämtliche Resultate der Lenkinematik berechnet. Unter diesem Part befinden sich die Bauteile des Fahrwerkmodells, wie zum Beispiel Rad, Bremse, Lenker, Feder, Dämpfer, usw. Alle dieser Bauteile bauen auf den Skelettpart auf und sind durch diesen eindeutig positioniert. Diese dreidimensionalen Bauteile sind wieder als Baugruppen dargestellt. Jede Baugruppe enthält zwei Parts. Ein Part ist dabei die schematische Darstellung des jeweiligen Fahrwerksteils, der andere ist ein sogenannter Adapter-Part. Dieser dient quasi als Platzhalter für reelle CAD-Daten, welche nachträglich in die Produktstruktur eingefügt und in

die gesamte kinematische Analyse mit einbezogen werden können (Bild 3.5). In diesem Fall können die schematischen Bauteile einfach ausgeblendet werden.

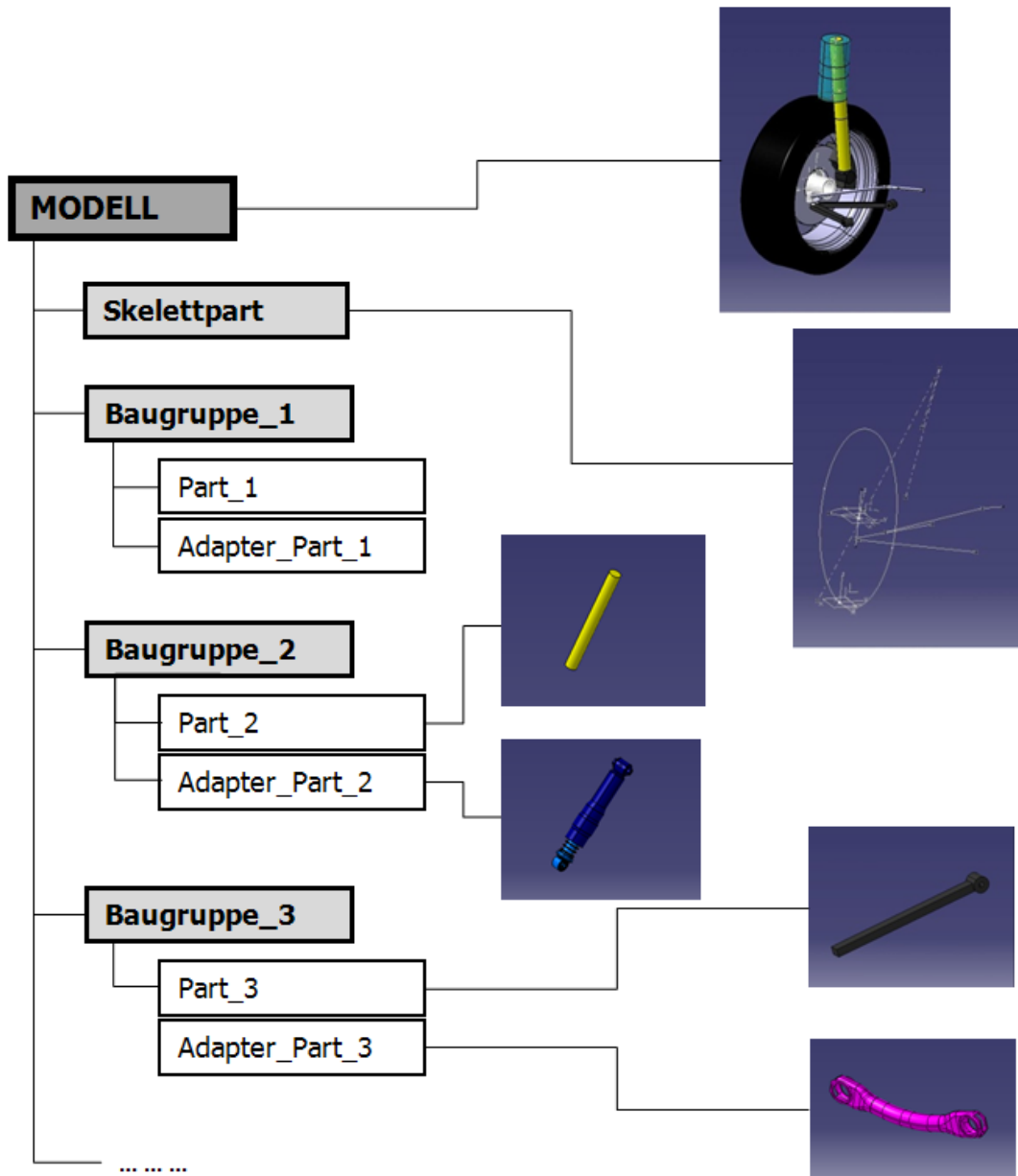


Bild 3.5: Aufbau der Modelle

In der Anfangsphase der Diplomarbeit wurden die Bauteile der Fahrwerksmodelle relativ detailgetreu dargestellt. Dies hat bis zu einem gewissen Level gut funktioniert. Später wurden jedoch mehrere Funktionen in die Modelle integriert und es haben sich Schwierigkeiten mit der Stabilität der Modelle ergeben. Da aber die Stabilität der Funktionen der Modelle schon von Anfang an ein wichtiges Kriterium war, hat es sich als vorteilhaft erwiesen, die Bauteile der Fahrwerksmodelle schematisch, als einfache geometrische Körper darzustellen. So entstand das Erscheinungsbild der Modelle nach mehreren Neuaufbauten und zahlreichen Modifikationen, wie es im Bild 3.4 ersichtlich ist.

Michael Brill [3] definiert im Bezug auf allgemeine Konstruktionsmethodik sogenannte **Konzeptgeometrien**, wie Positionspunkte und Konzeptebenen.

Konzeptgeometrien sind die geometrieartigen Änderungs- und Steuerungsgrößen, mit denen Position und Form einer Unterstruktur festgelegt werden. Konzeptgeometrien sind vergleichbar mit den Eingabeparametern einer Funktion, die als Ergebnis zum Beispiel eine Flächenbeschreibung einer Unterstruktur liefert.

Positionspunkte erfüllen die Anforderung an die Positionierung von Unterstrukturen. Alle Geometrielemente innerhalb einer Unterstruktur referenzieren direkt oder indirekt auf den Positionspunkt. Positionspunkte werden als Koordinatenpunkte erstellt. Es ist zweckmäßig, die Positionspunkte direkt erkennbar zu legen, so dass es ersichtlich ist, welche Funktionen oder Geometrie der Bauteile damit positioniert werden.

Konzeptebenen finden als Bezugsebenen, Stützebenen, Schnittebenen oder Richtungsvorgaben Verwendung. Konzeptebenen sind meistens direkt oder indirekt mit Hilfe von Konzeptpunkten positioniert. Speziell bei Konstruktionen mit überwiegendem Anteil an Solidkörpern sollten diese Ebenen nicht an Oberflächen des Solidkörpers referenziert werden. Referenzebenen können demnach entlang einer Kurve rechtwinkelig definiert, oder üblicher Weise als netzparallele Ebenen verwendet werden, vgl. [3].

Im Sinne von **Relational Design**, besteht in jedem Modell eine gezielt durchgedachte Beziehung zwischen dem Skelettpart und den anderen Parts. Beim Relational Design sind Parametrik und Assoziativität auf die gesamte Geometrie ausgedehnt, das heißt auch bauteilübergreifend innerhalb einer Produktstruktur wirksam. So sind Änderungen einfacher zu handhaben, ihre Auswirkungen werden schneller erkannt und sind analysierbar. Parametrik und Assoziativität werden sowohl innerhalb eines CATParts als auch innerhalb von CATProducts verwendet. Ferner gibt es zwischen den Modellen gerichtete Abhängigkeiten in Form von Multi-Model-Links.

Diese **Multi-Model-Link**-Methodik wurde beim Aufbau der Modelle jedoch, mit Ausnahme des Skelettparts, nicht verwendet. Die sechs Fahrwerksmodelle enthalten zum Teil ähnliche oder sogar gleiche Bauteile. Die Modelle sollen unabhängig voneinander steuerbar sein, so versteht sich von selbst, dass zwischen den Modellen keinerlei Verbindungen, oder Abhängigkeiten existieren sollten. Auch innerhalb eines Modells sind keine der Fahrwerksbestandteile miteinander verknüpft, diese Parts weisen ausschließlich zum Skelettpart eine Assoziativität auf (Bild 3.6). Verknüpfungen und Referenzen zwischen Geometrie und Parameter innerhalb eines Parts kommen aber verständlicherweise vor.

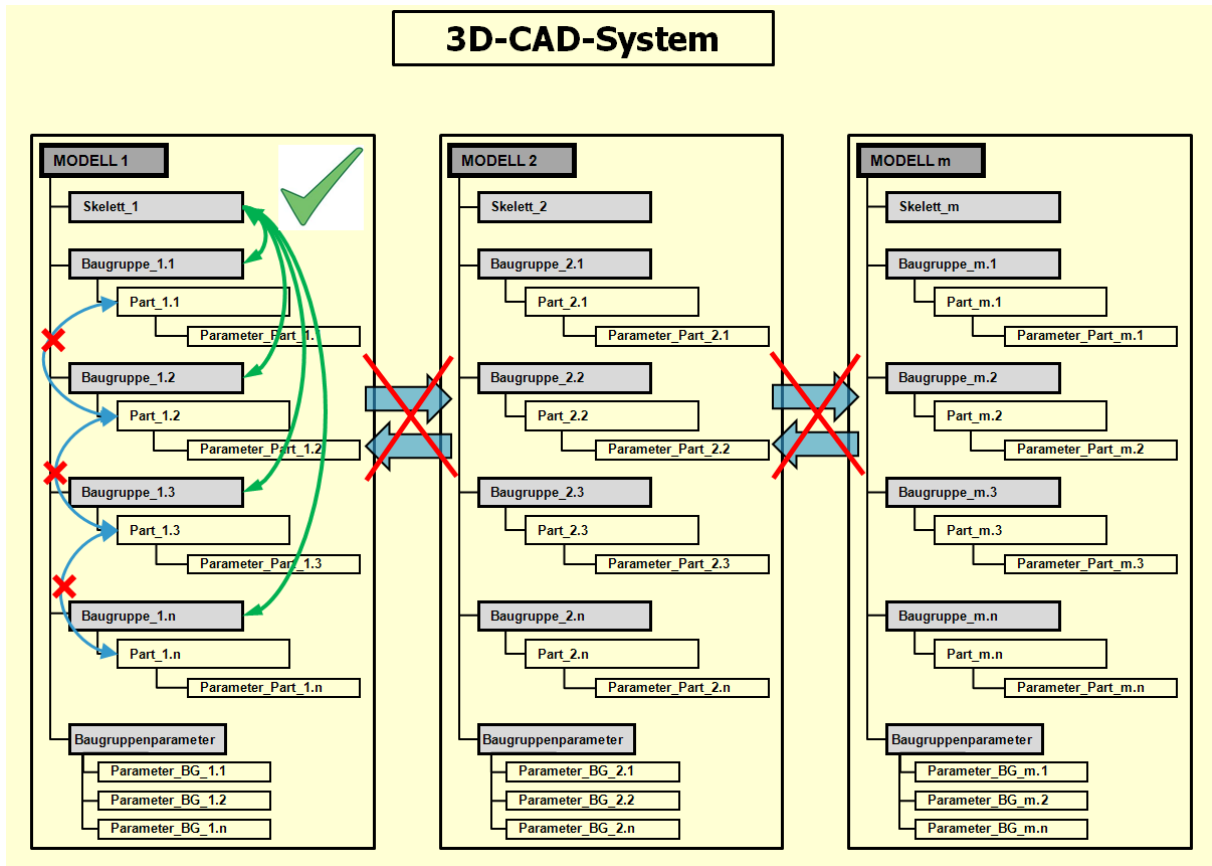


Bild 3.6: Unabhängigkeit der Modelle

### Funktion des Skelettparts

Das Skelettpart bildet quasi ein Grundgerüst, auf welches das gesamte Fahrwerksmodell aufgebaut ist. Es beinhaltet die relevanten Fahrwerkspunkte, inklusive die Hardpoints, aber auch andere Geometrien (Punkte, Linien, Ebenen und Koordinatensysteme), die aus den Fahrwerkspunkten abgeleitet werden, wie beispielsweise: Radaufstandspunkt, Fahrbahnebene, Federachse, Dämpferachse, oder die Mittellinie der Lenker zwischen den Hardpoints. Die Positionen der Hardpoints sind von großer Bedeutung. Das gesamte Fahrwerk, sowie seine Radhub- und Lenkinematik werden durch sie festgelegt. Diese Punkte, die in den Modellen und Excel-Tabellen als Fahrwerkspunkte bezeichnet werden, sind per Koordinaten definiert und sind variabel. Werden diese Punkte modifiziert, bekommt man eine neue Fahrwerkskonfiguration, mit neuen kinematischen Charakteristika. Nicht nur die Hilfsgeometrie innerhalb des Skelettparts, sondern die gesamte Unterstruktur im jeweiligen Modell ist mit diesen Punkten assoziativ verknüpft.

Alle Geometrien und Komponenten eines Fahrwerkmoduls sind auf diese Skelettpunkte referenziert. Jene Fahrwerkspunkte, die für die Erstellung der Geometrie in den Parts benötigt werden, werden in den jeweiligen Part mit Abhängigkeit kopiert. Dies geschieht mit dem Catia-Befehl „Einfügen Spezial“ und „als Ergebnis mit Verknüpfung“. Nun befinden sich diese neuen Punkte in den Parts in einem automatisch generierten geometrischen Set, das „externe Verweise“ genannt wird. Eine grüne Raute neben dem eigentlichen Punktsymbol weist darauf hin, dass eine assoziative Beziehung mit dem Originalpunkt im Skelettpart besteht.



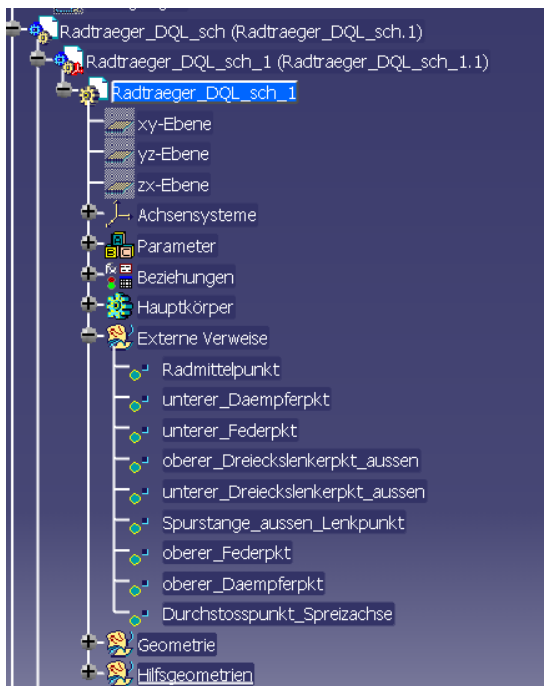


Bild 3.7: Zum Skelettpart verknüpfte Punkte in einem Part

Wird eine Änderung der Position des Originalpunktes im Skelettpart vorgenommen, so ändern sich nach einem Update die kopierten Punkte in jedem Part, wo sie eingefügt wurden. Dieser Vorgang wird in Catia „Synchronisierung“ genannt. Die Synchronisierung der kopierten Punkte erfolgt aber nur dann, wenn diese Einstellung im CAD-System bei „Tools“ → „Optionen“ → „Teileinfrastruktur“ → „alle externen Verweise beim Aktualisieren synchronisieren“ aktiv ist.

#### 3.3.3 Inhalt des Strukturbaumes, Darstellung der Bauteile

In jedem Modell beinhaltet der Strukturbaum die Bauteile des Fahrwerkes, darüber hinaus die Baugruppenparameter, die Beziehungen, die Bedingungen, sowie die gesamte Kinematik und Simulation, die als Applications zusammengefasst werden. Die Bauteile sind in einer systematischen Reihenfolge aufgebaut. Demnach besitzt jedes Fahrwerksmodell folgende Parts in der Baugruppe:

- Skelettpart
- Karosserie
- Radträger
- Unterer Dämpfer
- Oberer Dämpfer
- Untere Feder
- Obere Feder
- Rad
- Bremse
- Spurlenker innen
- Spurlenker außen
- Lenker
- Radnabenmotor

Diese Komponenten sind wegen der Stabilitätsanforderungen, die die Systemfunktionalität betreffen, schematisch als einfache geometrische Körper dargestellt (vgl. Abschnitt 3.3.2). Die Karosserie repräsentiert demnach einen raumfesten Part mit der Option einen bestehenden, realen Bauteil einzufügen und mit diesem zum Beispiel Bauraumuntersuchungen durchzuführen.

Der Radträger ist in der Wirklichkeit ein Bauteil mit einer komplexen geometrischen Form. Als Vereinfachung werde er bis auf die Verbundlenkerachse als einfacher Zylinder dargestellt.

Feder und Dämpfer sind ebenfalls als Zylinder abgebildet (Bild 3.14). Die Aufteilung in ein oberes und ein unteres Element ist mit der plausiblen Darstellung der Kinematik zu begründen. Während der Einfederbewegung werden die oberen und die unteren Teile jeweils in der Feder und im Dämpfer ineinander verschoben.

Das Rad wird auch vereinfacht abgebildet (Bild 3.15). Wichtig war die optische Trennung der Felge vom Reifen, so sind die charakteristischen Größen, wie Reifenbreite, Felgendurchmesser und Querschnittsverhältnis sofort erkennbar. Zusätzlich kann eine Offsetfläche, die den ganzen Reifen umhüllt, eingeblendet werden, um den Platzbedarf einer Schneekette im Betrieb zu symbolisieren. Diese Funktion kann bei Ermittlung der Radhüllgebirgen von Bedeutung sein.

Die Bremse ist hingegen relativ aufwendig dargestellt und parametrisiert (Bild 3.16). Die Dimensionen können vielfältig gesteuert werden. Dies ist ein großer Vorteil, der zum Beispiel bei Bauraumuntersuchungen innerhalb des Rades bei der Platzierung eines Radnabenmotors zur Geltung kommen kann.

Die Spurlenker sind jene Lenker in der Radaufhängung, die die Lenkung ermöglichen, bzw. blockieren, in Abhängigkeit davon, ob es sich um eine Vorder- oder Hinterachse handelt. Diese sind als zylindrische Körper dargestellt.

Die anderen Lenker können in den Modellen als 2- oder 3-Punkt-Lenker vorkommen. Diese sind als einfache Quader abgebildet.

Auf Wunsch des Anwenders kann eine Geometrie, die einen vereinfachten Radnabenmotor darstellt, eingeblendet werden. Dessen Abmessungen sind auch parametrisiert und der Bauteil kann in die Simulation und in eventuelle Bauraumuntersuchungen integriert werden.

### 3.3.4 Definition der Fahrwerkspunkte (Hardpoints) in den Modellen

Hardpoints sind Gelenkpunkte im Fahrwerk radträgerseitig und karosserieseitig, die durch ihre Positionen die Achskinematik eindeutig festlegen. Die Positionen dieser Punkte werden bei der Fahrwerksabstimmung in der Konzeptphase solange modifiziert, bis die gewünschten fahrwerkskinematischen Eigenschaften erzielt werden. Eine bestimmte Variation von diesen Hardpoints sei Fahrwerkskonfiguration genannt. In der Regel werden bei dem kinematischen Optimierungsprozess einige solche Konfigurationen behandelt. In diesem Abschnitt werden die begrifflichen Zuordnungen bezüglich der Hardpoints in den Modellen dargestellt. Bis auf die McPherson-Federbeinachse haben die unteren und oberen Gelenkpunkte der Feder und des Dämpfers keine Auswirkung auf die Kinematik. In diesem Sinne können sie nicht wirklich als Hardpoints bezeichnet werden, dennoch sind sie in den folgenden Seiten dargestellt (Bild 3.8 - Bild 3.13).

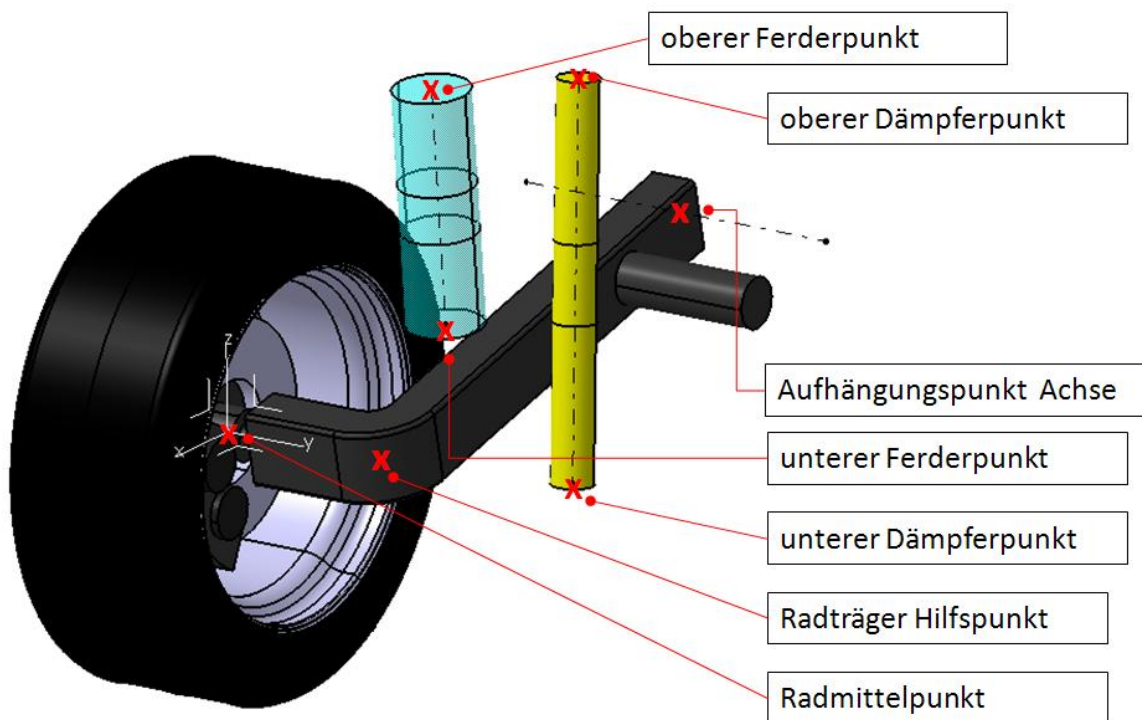


Bild 3.8: Definition der Fahrwerkspunkte der Verbundlenkerachse

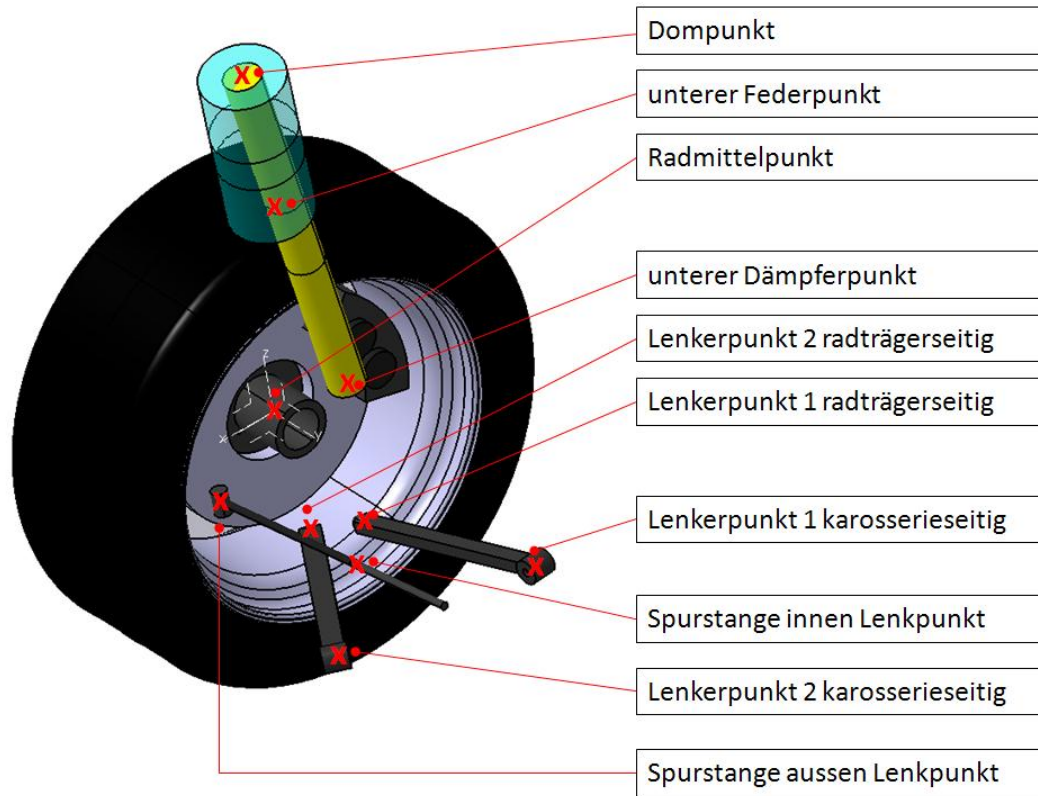


Bild 3.9: Definition der Fahrwerkspunkte der McPherson-Federbeinachse

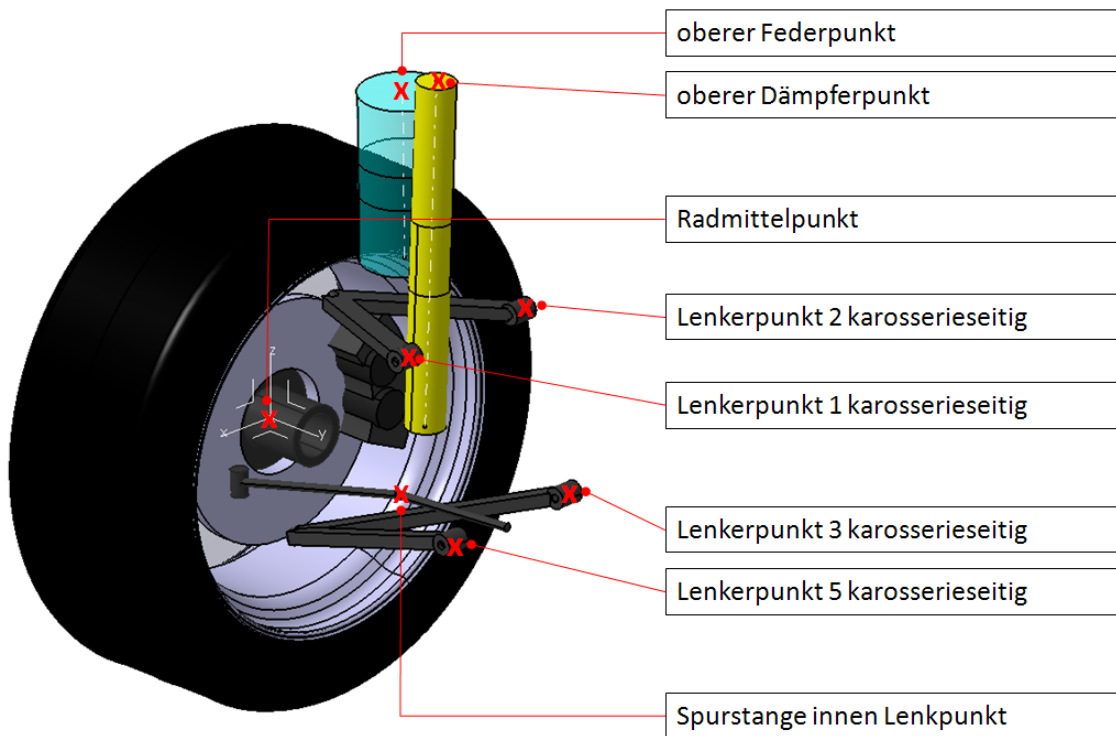


Bild 3.10: Definition der Fahrwerkspunkte der Doppelquerlenkerachse\_1

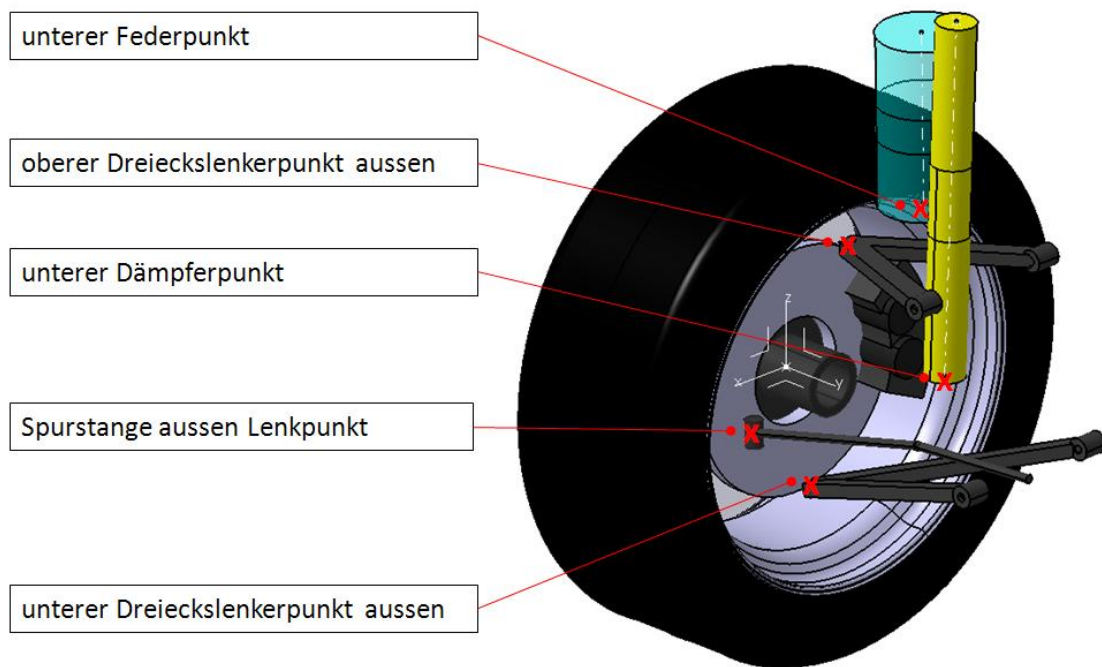


Bild 3.11: Definition der Fahrwerkspunkte der Doppelquerlenkerachse\_2

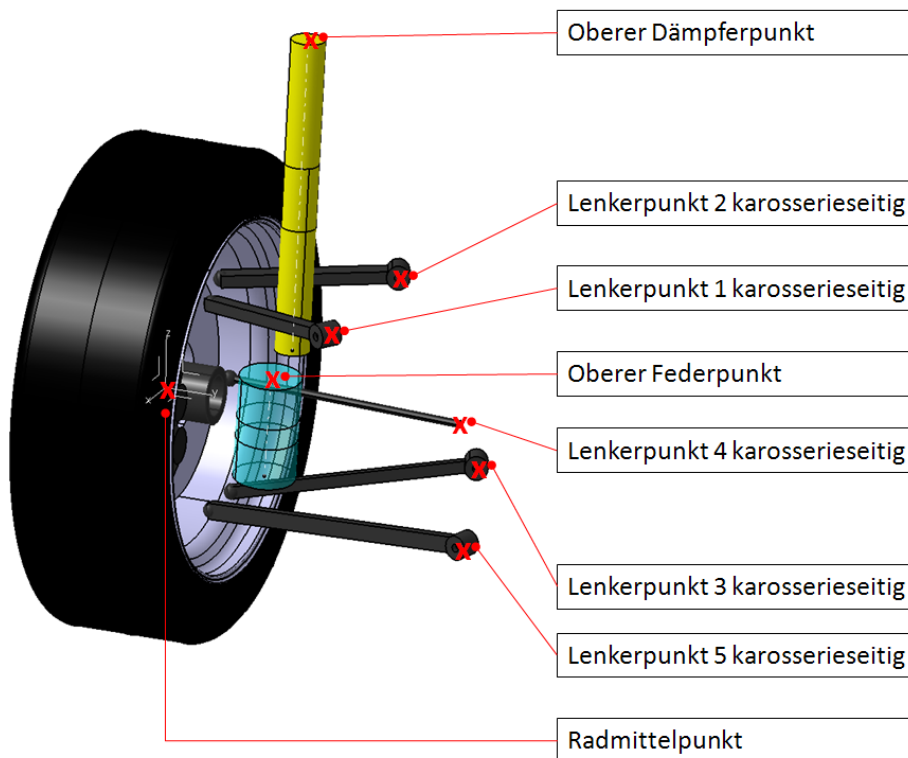


Bild 3.12: Definition der Fahrwerkspunkte der Fünflenkerachse\_1

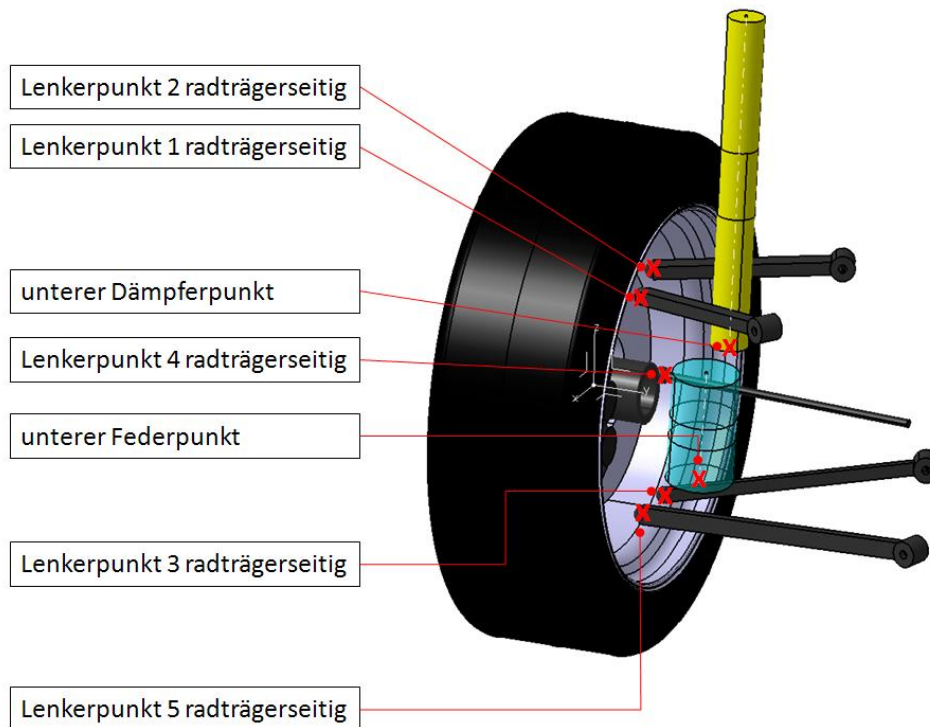


Bild 3.13: Definition der Fahrwerkspunkte der Fünflenkerachse\_2

### 3.3.5 Definition der Bauteildimensionen in den Modellen

Zweck der zum Teil aufwendigen Parametrisierung der einzelnen Bauteile ist die effiziente Unterstützung der Bauraum- und Kollisionsuntersuchungen bereits in der Konzeptphase der Gesamtfahrzeugentwicklung.

In diesem Abschnitt werden jene Bauteildimensionen bildlich dargestellt, die in den Modellen durch Änderung der Parameter modifiziert werden können (Bild 3.14 - Bild 3.18). Die Beschriftungen in den Bildern mit Umrandung symbolisieren jene Dimensionen, die parametrisch gesteuert werden können und somit eine wesentliche Rolle spielen. Die Beschriftungen ohne Umrandung dienen bloß als Information und sollen das Verständnis erleichtern. Eventuelle Erläuterungen folgen im Abschnitt 3.4.3.4.

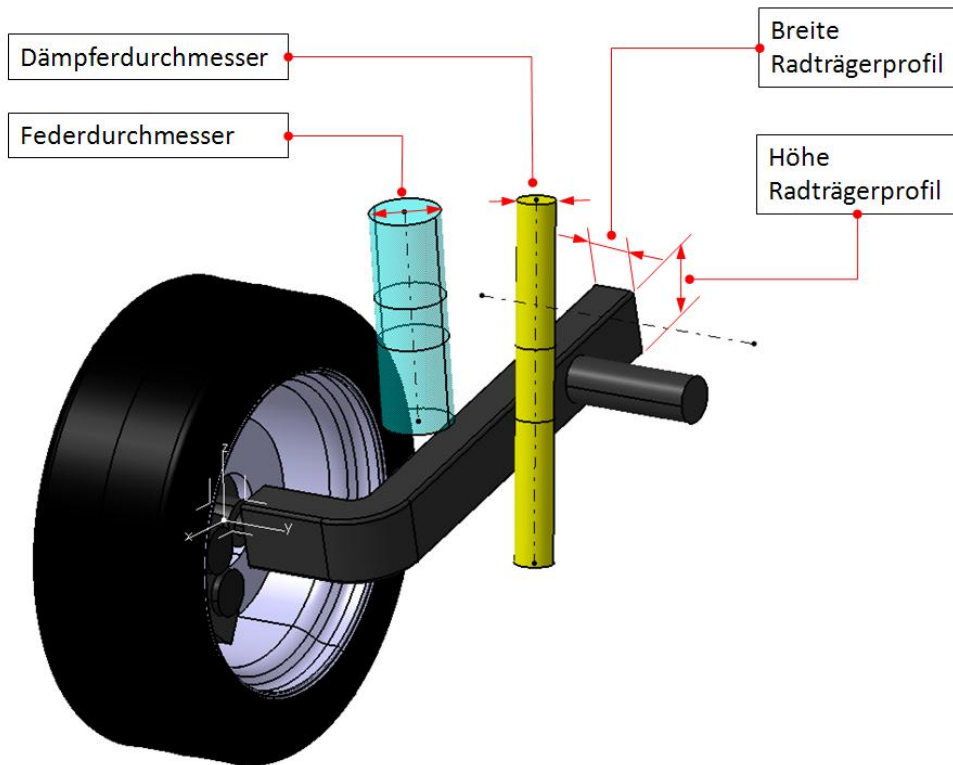


Bild 3.14: Feder-, Dämpferdurchmesser, sowie Breite und Höhe des Radträgerprofils (Verbundlenkerachse)

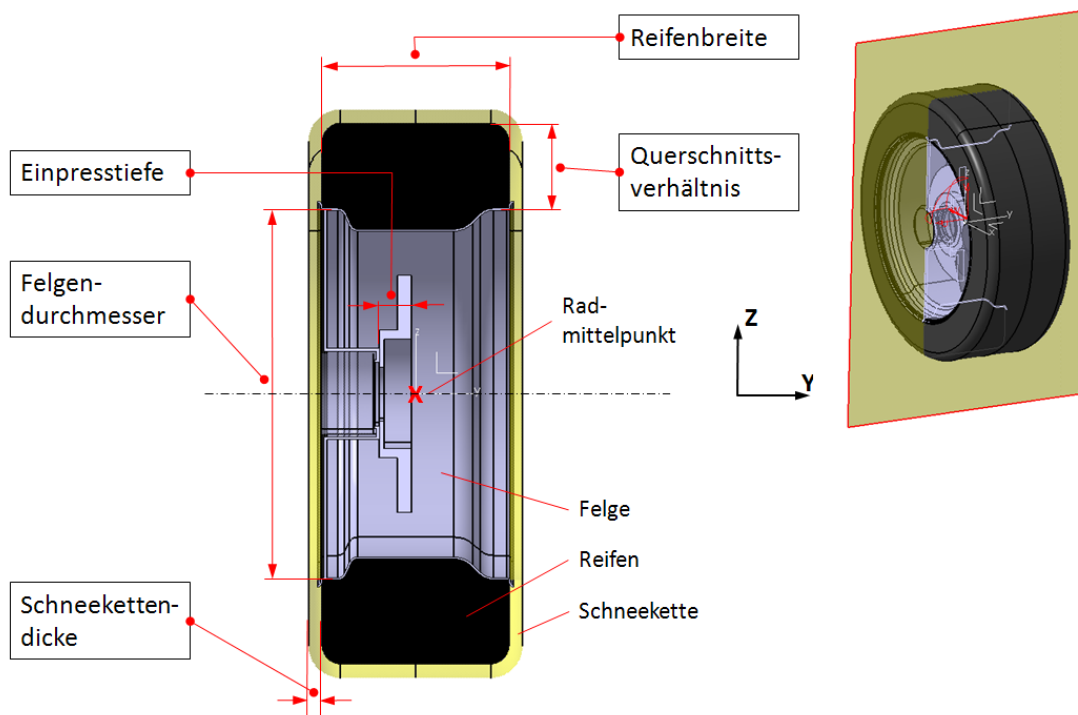
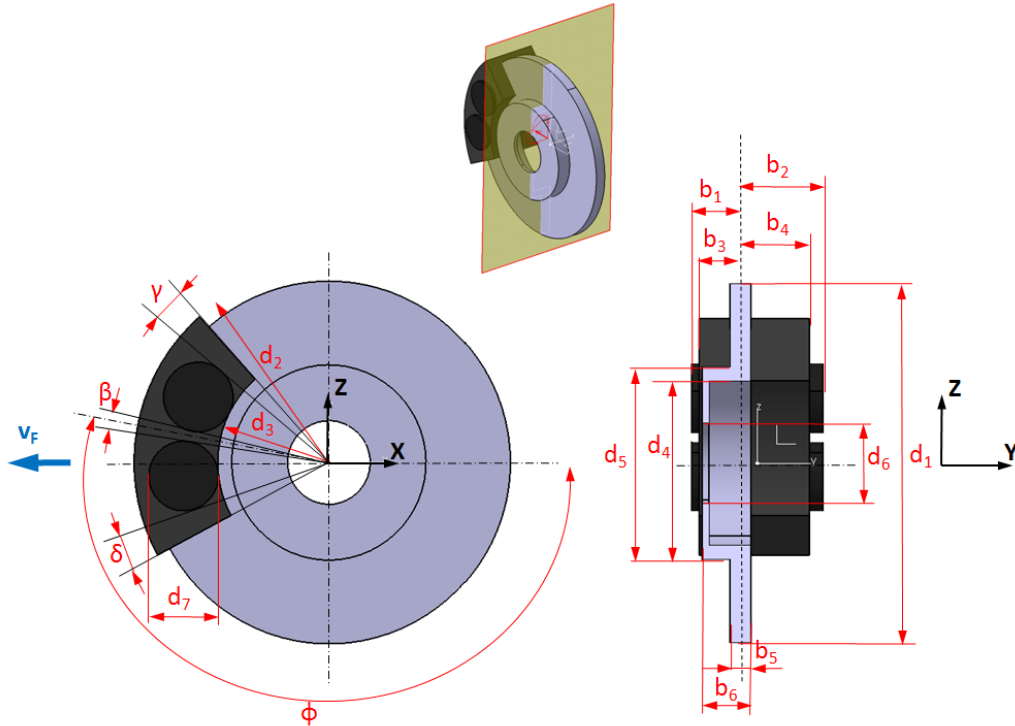


Bild 3.15: Bauteildimensionen des Rades



<b>Bremse</b>	
Bezeichnung	Abkürzung
<b>Bremsscheibe:</b>	
Scheibendurchmesser (mm)	$d_1$
Breite Bremsscheibe (mm)	$b_5$
Gesamtbreite Bremsscheibe (mm)	$b_6$
Bohrungsdurchmesser (mm)	$d_6$
Topf Innendurchmesser (mm)	$d_4$
Topf Außendurchmesser (mm)	$d_5$
<b>Bremssattel:</b>	
Außendurchmesser Sattel (mm)	$d_2$
Innendurchmesser Sattel (mm)	$d_3$
Ausbreitung Bremssattel innenseitig (mm)	$b_4$
Ausbreitung Bremssattel außenseitig (mm)	$b_3$
Ausbreitung Bremskolben innenseitig (mm)	$b_2$
Ausbreitung Bremskolben außenseitig (mm)	$b_1$
Durchmesser Bremskolben (mm)	$d_7$
Anzahl Bremskolben pro Seite (Stk.)	-
Winkel Beta (deg)	$\beta$
Winkel Gamma (deg)	$\gamma$
Winkel Delta (deg)	$\delta$
Winkel Phi (deg)	$\varphi$

Bild 3.16: Bauteildimensionen der Bremse



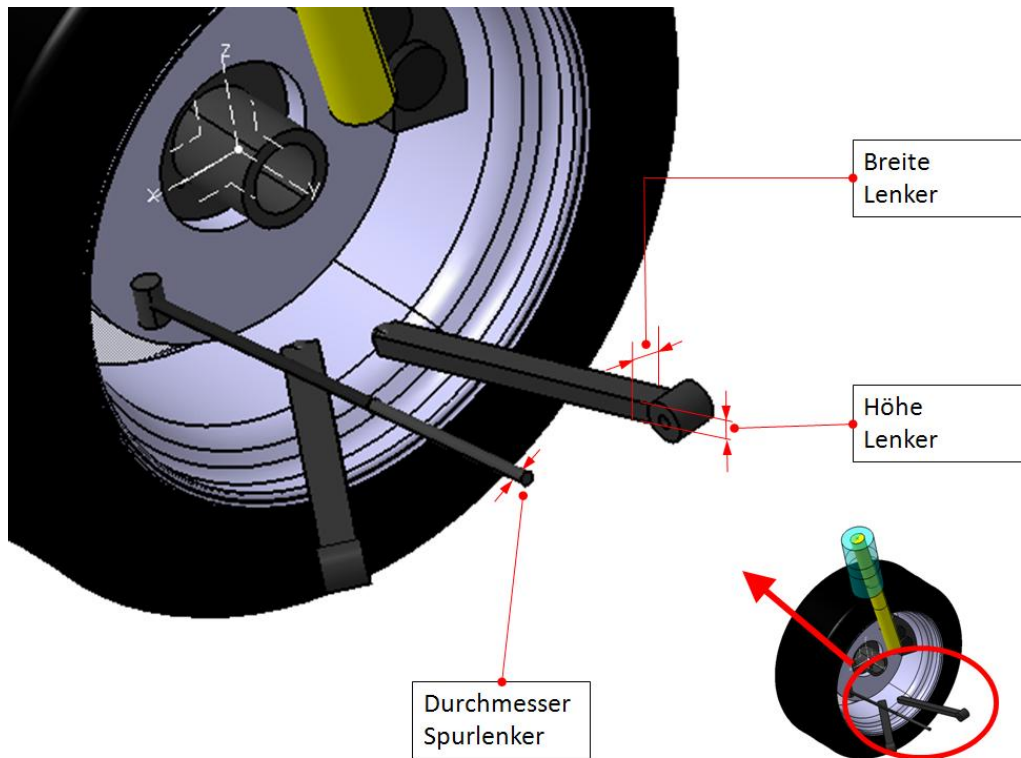


Bild 3.17: Bauteildimensionen der Lenker

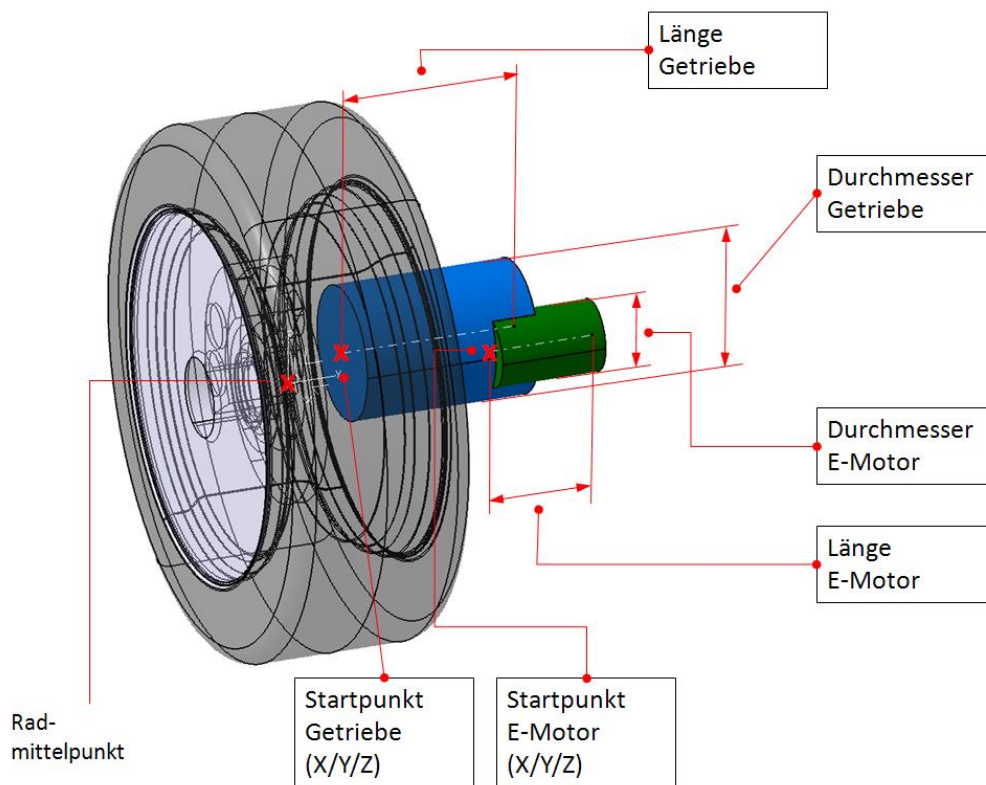


Bild 3.18: Bauteildimensionen des E-Motors

### 3.3.6 Strategie der Parametrisierung, Parametertypen

**Ein Parameter** ist eine Eigenschaft eines Catia-Dokumentes. Einem Parameter kann ein Wert zugewiesen werden oder er kann durch eine Relation bestimmt werden. Die Parameter können auf verschiedene Ebenen (Produkt, Part, Feature) erzeugt werden und können einen bestimmten Typ haben (Real, Integer, String, Länge, Winkel, Masse, Zeit... usw.). Parameter können durch Relationen definiert oder bestimmt und als Argumente einer Relation benutzt werden. Bei entsprechend eingestellten Settings, erscheinen die erstellten Parameter im Strukturbaum. Jedem dieser Parameter kann nun ein Wert zugewiesen werden, der später mit der zu steuernden Größe (Skizzenbemaßung, Offset, Koordinaten) verknüpft wird. Bei jeder Verknüpfung entsteht im Knowledgeware-Umfeld eine Beziehung, die gespeichert und im Strukturbaum angezeigt wird. Eine Beziehung kann ebenfalls auf verschiedenen Ebenen (Produkt, Part, Feature), je nach dem, wo die Verknüpfung mit dem Parameter erstellt wurde, auftreten.

Ein anderer Weg der Parametererstellung ist, dass kein fixer Wert, sondern eine Messung (meist Abstand, Winkel) zugewiesen wird. Diese Methode wurde bei Erstellung der Parametrisierung der Modelle angewendet. Vorteil ist dabei, dass die Messung direkt innerhalb des Parameters erstellt wird und nicht auf einen schon früher erstellten Messwert zugreift. Die Zuweisung eines bereits existierenden Messwertes zu einem neuerlich erstellten Parameter könnte beim Löschen dieser externen Messung Konflikte mit sich bringen, da die Beziehung des Parameters zu seiner Quelle nicht mehr existiert.

**Formeln** sind auch Features. Sie definieren oder bestimmen Parameter. Eine Formel ist gleichzeitig eine Beziehung. Eine Formel kann in Catia V5 wie jedes andere Feature behandelt werden vgl. [2].

In den Modellen kommen Formeln relativ häufig vor. Einerseits bei der Verknüpfung des Parameters mit einer geometrischen Größe, andererseits werden sie innerhalb eines Parts für die Ermittlung bestimmter geometrischer Größen verwendet, die sich aus der Position einer oder mehrerer parametergesteuerter Geometrien errechnen.

Eine **Regel** ist eine Liste von Aktionen, die ausgeführt werden, wenn eine Bedingung erfüllt ist. Zu den Aktionen, die ausgeführt werden können, gehören: Zuweisen von Werten oder Formeln zu einem Parameter, Anzeigen von Hinweisen, Starten von Visual Basic-Makros, die in externen Dokumenten oder in V5-Dokumenten gespeichert sind, Eingriffe in die Geometrie über Kontext- und topologische Änderungen. Im Strukturbaum ist die Regel als Feature dargestellt, das aktiviert oder deaktiviert werden kann. Eine Regel wird ausgeführt, wenn sich einer ihrer Eingabeparameter ändert, oder wenn der Anwender ein Update auslöst. Es besteht keine direkte Kontrolle über den Start einer Regel, deswegen sollten sie nur Parameter und Features manipulieren bzw. den Zustand einer Konstruktion steuern vgl. [2].

In den Fahrwerksmodellen kommen Regeln für die Überprüfung der Plausibilität der errechneten lenkkinematischen Größen vor. Es kann angenommen werden, dass Spreizung und Nachlaufwinkel eines Fahrwerkes stets zwischen  $0^\circ$  und  $90^\circ$  liegen. Sollte Catia aus verschiedenen Gründen den Supplementwinkel der gewünschten Größe messen, so wird mit Hilfe der Regel immer der richtige Wert in den Ausgabeparametern angezeigt.

Eine **Konstruktionstabelle** ist ein Excel- oder Textfile, das Parameter enthält. Jede Spalte der Tabelle definiert mögliche Werte eines Parameters. Der Parametername ist mit dem Namen der Spalte verknüpft. Zweck einer Konstruktionstabelle besteht darin, Catia-Parameter durch externe Werte zu steuern. Diese Werte sind in Form einer Tabelle gespeichert. Durch Festlegen von Associations wird bestimmt, welche Spalten der Tabelle mit welchen Catia-Parametern verknüpft werden sollen.

Den generellen Informationsfluss in den Modellen zeigt Bild 3.19. Die 3D-CAD Modelle sind mit einer externen Datenbank verknüpft, die die Benutzerfreundlichkeit unterstützen soll. Diese Konstruktionstabelle ist quasi die Schnittstelle zwischen Excel und Catia (siehe Anhang). Der Benutzer gibt die Parameter in Excel in Tabellenform ein. Nachdem die neue Konfiguration in Excel gespeichert wurde, ruft Catia automatisch zu einem Update auf. Danach liegt die gewünschte Konfiguration der Fahrwerkspunkte in Catia für die Simulation vor. Nach dem Simulationsprozess sind die Ergebnisse sofort analysierbar. Dieser Optimierungsprozess kann so oft wiederholt werden, bis die gewünschten Simulationsergebnisse erzielt werden. Natürlich können mit diesem Tool auch bestehende Fahrwerkskonzepte untersucht und verbessert werden.

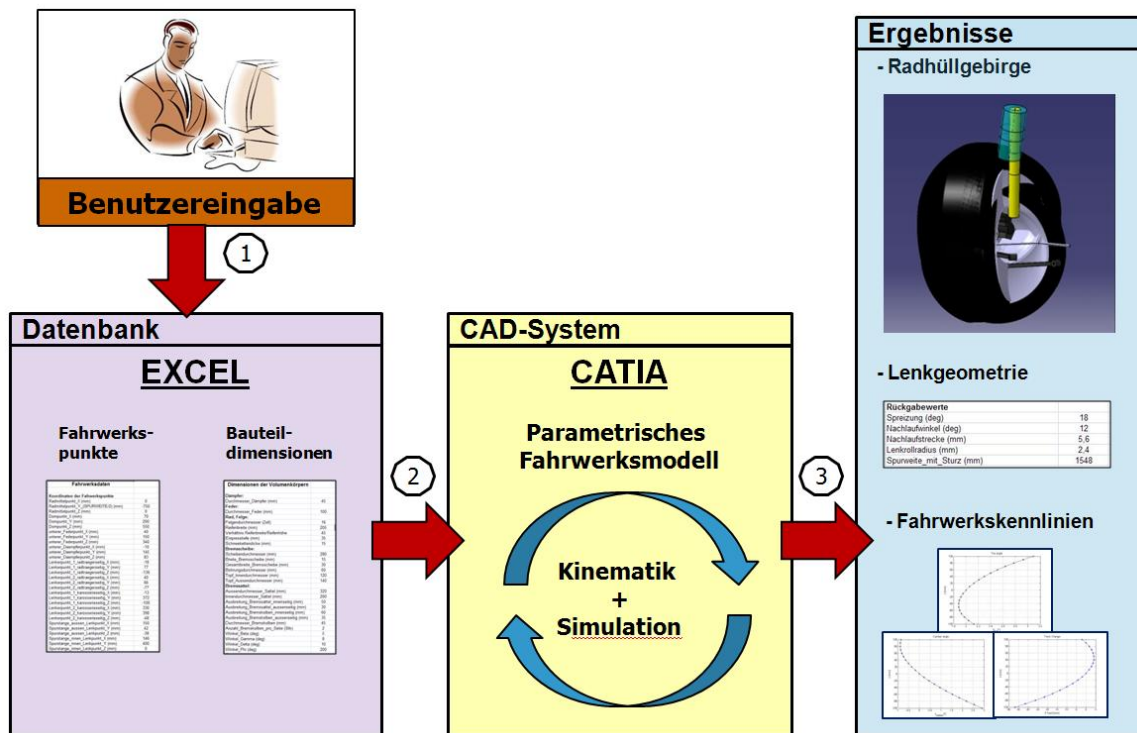


Bild 3.19: Informationsfluss in den Modellen

Bild 3.20 zeigt den Zusammenhang zwischen der externen Datenbank und den Parametern innerhalb der Modelle, sowie die Richtungen der Verknüpfungen innerhalb eines Modells. Wie oben beschrieben, sind die Parameter in Excel mit den Modellparametern verknüpft. Im Modell sind Parameter sowohl in der Baugruppenebene, als auch in der Part-Ebene definiert. Die Partparameter sind ausschließlich mit Dimensionen oder Bemaßungen innerhalb des Parts verknüpft. Es sei darauf hingewiesen, dass keinerlei Verknüpfungen zwischen den Parts untereinander existieren. Der Verlauf der Verknüpfungen geht immer von der oberen Ebene (Baugruppenebene) zur unteren Ebenen (Part-Ebene) (siehe Bild 3.6). In der Baugruppenebene sind alle in den Parts vorkommenden Parameter noch einmal aufgelistet. Schließlich sieht die Reihenfolge der Verknüpfungen bis auf wenige Ausnahmen wie folgt aus: Excel-Parameter steuern die Baugruppenparameter, diese steuern wiederum die Partparameter und die Partparameter sind mit den jeweiligen Bemaßungen oder geometrischen Dimensionen verknüpft. Diese Struktur der Verknüpfung dient der Übersichtlichkeit der Parameter und trägt zur Benutzerfreundlichkeit bei. Selbstverständlich

kann ein Baugruppenparameter gleichzeitig mehrere Partparameter steuern. Dies ist beispielsweise bei der Dimension „Einpresstiefe“ der Fall. Die Einpresstiefe kommt in drei Bauteilen vor (Rad, Radträger und Bremse) und diese werden mit einem Baugruppenparameter synchron gesteuert.

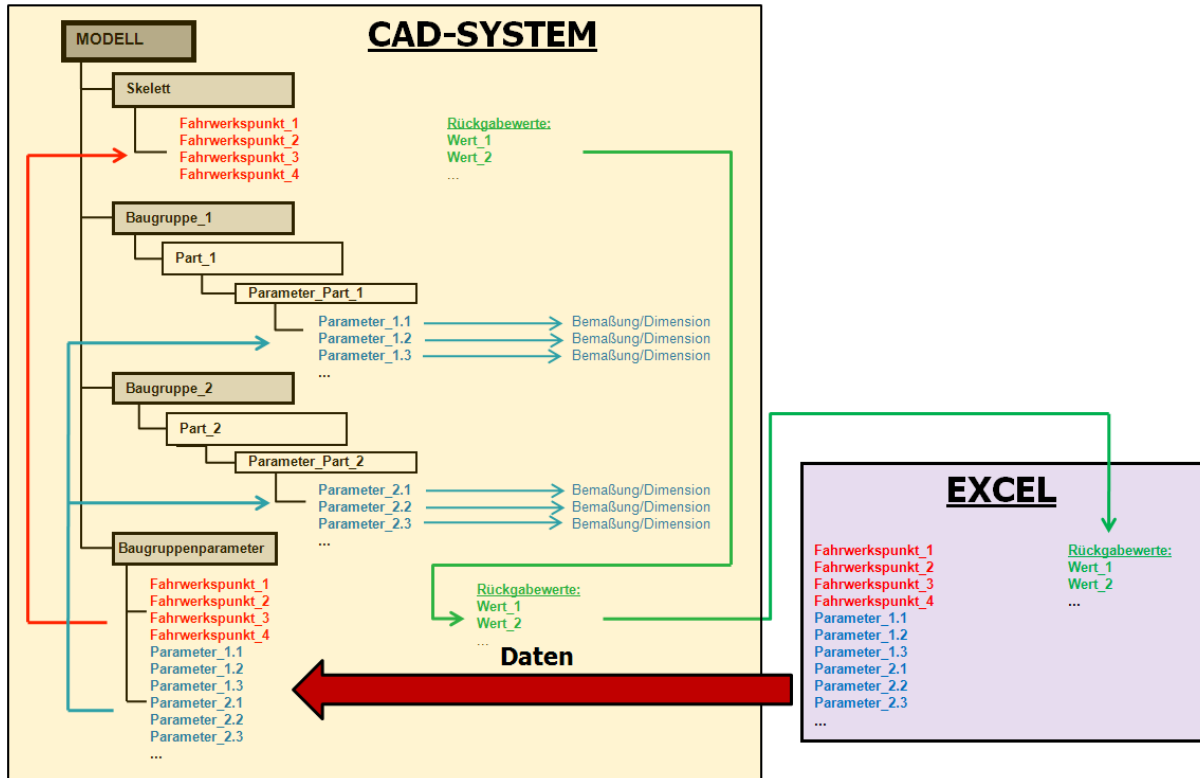


Bild 3.20: Aufbau der Parametrisierung in den Modellen

Die Parameter werden in Gruppen eingeteilt (Bild 3.21). Man unterscheide Eingabeparameter und Ausgabeparameter (Rückgabewerte). Zwecks Erhöhung der Übersichtlichkeit wurden die Eingabeparameter in Fahrwerkspunkte (Bild 3.20 und Bild 3.21, rot dargestellt) und Bauteildimensionen (Bild 3.20 und Bild 3.21, blau dargestellt) gegliedert. Die Fahrwerkspunkte sind dabei jene Koordinatenpunkte, die die Position des Grundgerüsts im Skelettpart festlegen. Auf diesem Skelett werden die dreidimensionalen Bauteile aufgebaut. Die Abmessungen dieser Bauteile werden Bauteildimensionen genannt. Die Gruppe der Rückgabeparameter enthält jene Parameter, die im Skelettpart errechnet und als Ergebnisse angezeigt werden (Bild 3.20 und Bild 3.21, grün dargestellt). Die Rückgabewerte sind die aufgrund der Position der Hardpoints errechneten Größen der Lenkgeometrie, wie zum Beispiel: Spreizung, Nachlauf, Lenkrollradius, usw. Es gibt noch eine Gruppe von Parametern, diese beinhaltet die Zwischenergebnisse verschiedener Berechnungen, die keine Endergebnisse sind, aber zum Endergebnis indirekt beitragen.

Eingabeparameter		Ausgabeparameter
<p><b><u>Farhwerpunkte (Hardpoints) (X/Y/Z)</u></b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Radmittelpunkt</li> <li>- Gelenkpunkte radträgerseitig und karoserieseitig</li> <li>- Unterer/oberer Feder- und Dämpferpunkt</li> </ul>	<p><b><u>Bauteildimensionen</u></b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Raddimensionen</li> <li>- Feder- Dämpferdurchmesser</li> <li>- Abmessungen der Bremse</li> <li>- Dimension des E-Motors</li> </ul>	<p><b><u>Rückgabewerte</u></b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Spreizung</li> <li>- Nachlaufwinkel - strecke</li> <li>- Lenkrollradius</li> <li>- Spurweite</li> <li>- Spreizungsversatz</li> <li>- Nachlaufversatz</li> </ul>

Bild 3.21: Parametertypen in den Fahrwerksmodellen

### 3.4 Kinematik in Catia V5 (DMU-Kinematics)

CAD-Systeme dienen heutzutage schon lange nicht mehr ausschließlich als Zeichnungserstellungstools. Mittlerweile sind verschiedene Entwicklungsumgebungen entstanden, die ein breites Spektrum an CAD und CAE Bereichen abdecken. Die Arbeitsumgebung, die in Catia V5 kinematische Analysen ermöglicht, heißt DMU-Kinematics. DMU steht hier für Digital-Mock-Up. Wesentliches Ziel ist die Reduzierung aufwendiger, physikalischer Modelle und Prototypen.

Unter einem Getriebe versteht man eine Vorrichtung zur Koppelung und Umwandlung von Bewegungen und Energien beliebiger Art. Genau genommen kann man von einer mechanischen Einrichtung sprechen, die die Übertragung und Bewegung von Kräften sicherstellt. Das Getriebe besteht aus beweglich miteinander verbundenen Gliedern, dessen Bewegungsmöglichkeiten durch die Art der Gelenke eindeutig festgelegt sind. Die Kinematik ist ein Teilgebiet der Mechanik und beschreibt geometrische und zeitliche Bewegungsabläufe. Dabei wird die Ursache der Kraft, die die Bewegung ausgelöst hat, nicht näher untersucht. Kinematik beschreibt somit die (räumliche) Bewegung eines Starrkörpers. Als kinematische Kette bezeichnet man eine Anzahl über Gelenke beweglich miteinander verbundener, starrer Glieder. Eine kinematische Kette gilt als geschlossen, wenn jedes Getriebeglied mit mindestens zwei Nachbargliedern verbunden ist. Um bei Catia-DMU-Kinematics zu einem simulierbaren Mechanismus zu gelangen, muss ein Bauteil im Raum fixiert und ein weiterer Bauteil antreiben werden. So entsteht ein Getriebe, bei dem Zwangsumlauf vorliegt, vgl. [13]. Das Antreiben der Glieder erfolgt über einen Befehl bei einer der Verbindungen. Ein Befehl im Mechanismus entspricht einem Freiheitsgrad. Das heißt in einem simulierbaren Mechanismus muß die Anzahl der Freiheitsgrade minus der Summe der Befehle stets gleich Null sein.

### 3.4.1 Aufbau der Kinematik

Die Radaufhängungen beschreiben im Allgemeinen eine dreidimensionale Bewegung während ihrer Einfederbewegung. Das Fahrverhalten (vor allem die Querdynamik) des Fahrzeuges wird über die Änderung der Radstellung beim Einfedern wesentlich beeinflusst. Deswegen ist die feinfühligte Auslegung der Fahrwerkkinematik und -elastokinematik von enormer Bedeutung. In dieser Arbeit wird nur auf die starrkinematische Untersuchung der Fahrwerke eingegangen. Das elastokinematische Verhalten wird hier nicht näher betrachtet. Die Einfedercharakteristik der Verbundlenkerachse wird in der Wirklichkeit aber hauptsächlich von der Elastokinematik (unter anderem von der elastischen Verformung seines torsionsweichen Mittelteils) geprägt. Dieses Merkmal kann in DMU-Kinematics relativ schwer nachgebildet werden, deswegen beschreibt das Modell der Verbundlenkerachse während der Einfederbewegung eine einfache, ebene Bewegung auf einer Kreisbahn. Der Mittelpunkt des Kreises ist jener Punkt, wo der Längslenker an der Karosserie befestigt ist. Somit ergeben sich keine kinematischen Ergebnisse, wie Spur- und Sturzänderung für die Verbundlenkerachse. Bei den restlichen Fahrwerksmodellen basieren die Ergebnisse der kinematischen Untersuchungen ebenfalls nur auf der Starrkinematik, durch ihre kompliziertere kinematische Kette jedoch ergibt sich eine zusammengesetzte Bewegung beim Einfedern bzw. Lenken. Diese ergeben eine Änderung der Radstellung, Vorspuränderung, Sturzänderung, sowie Spurweitenänderung spielen eine entscheidende Rolle, diese wurde bereits im Abschnitt 2.3.4 näher behandelt.

Prinzipiell gibt es in Catia V5 zwei Wege, um zu einem simulierbaren Mechanismus zu gelangen. Die beiden Wege unterscheiden sich vor allem hinsichtlich der Verbindungserstellung zwischen den einzelnen Bauteilen der zu simulierenden Baugruppe. Der erste Weg besteht darin, kinematische Verbindungen zwischen den Bauteilen in der Arbeitsumgebung DMU Kinematics zu erstellen. Bei manchen Mechanismen bietet sich die zweite Möglichkeit an, Bewegungssimulationen zu definieren, bei der man auf im Assembly Design erstellte Verbindungen zurückgreift und Catia V5 automatisch die daraus entsprechenden kinematischen Verbindungen erstellen lässt [13].

Beim Aufbau der Modelle hat sich die erste Möglichkeit zur Erstellung der Kinematik als günstig erwiesen. Jedes Bauteil hat dieselbe Aufbauweise des Kinematikmoduls. Bild 3.22 zeigt eine Übersicht über die wichtigsten Funktionen im DMU-Kinematics.

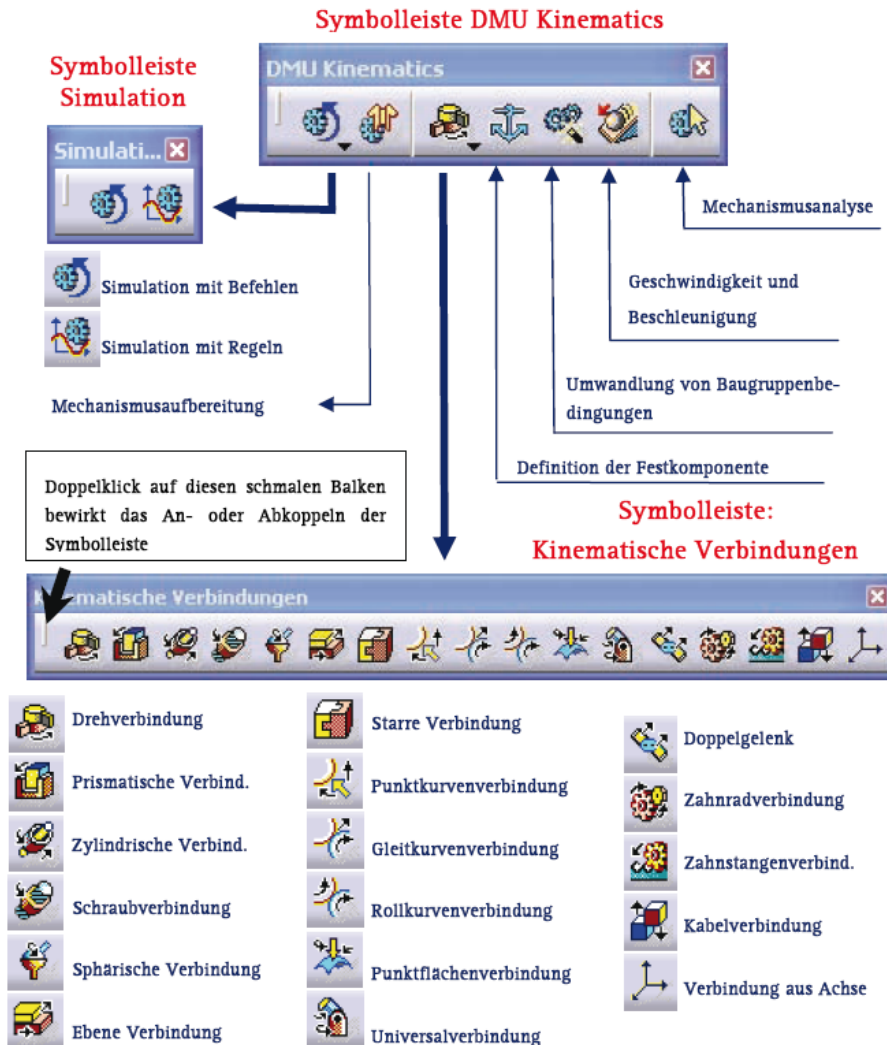


Bild 3.22: Übersicht der Symbolleisten "DMU Kinematics" und die davon abkoppelbaren Symbolleisten "Simulation" und "kinematische Verbindungen"

In den Fahrwerksmodellen wird als fixer Part immer der Skelettpart gewählt, relativ zu diesem erfolgen alle Bewegungen. Danach werden alle weiteren Verbindungen definiert. Diese werden kinematische Verbindungen genannt und sind im Bild 3.22 in der unteren Hälfte zu sehen. Die Symbolleiste DMU-Kinematics enthält die elementaren Funktionen, die zur Definition des Mechanismus und der Simulation notwendig sind.

Mit der Symbolleiste Simulation kann ein bestimmter Ablauf von kinematischen Bewegungen hintereinander geschaltet und auf einmal abgespielt werden. Im Falle der Fahrwerke ist das eine Reihe von Bewegungen, bei dem alle Extrempositionen, wie voll ein- bzw. voll ausgefedert, sowie bei einer Vorderachse der volle Lenkeinschlag nach links und nach rechts durchgefahen werden. Dieser definierte Bewegungsablauf ist zweckmäßig, um das Radhüllgebirge zu ermitteln. Die Simulation wird schließlich in eine sogenannte Wiedergabe umgewandelt, so kann die Bewegung des Fahrwerkes auf einmal bequem abgespielt werden. Über die Funktion „Translationsvolumen“ wird schließlich das Radhüllgebirge ermittelt. Dieser File wird im CGR-Format gespeichert und kann in die Baugruppe eingefügt und analysiert werden.

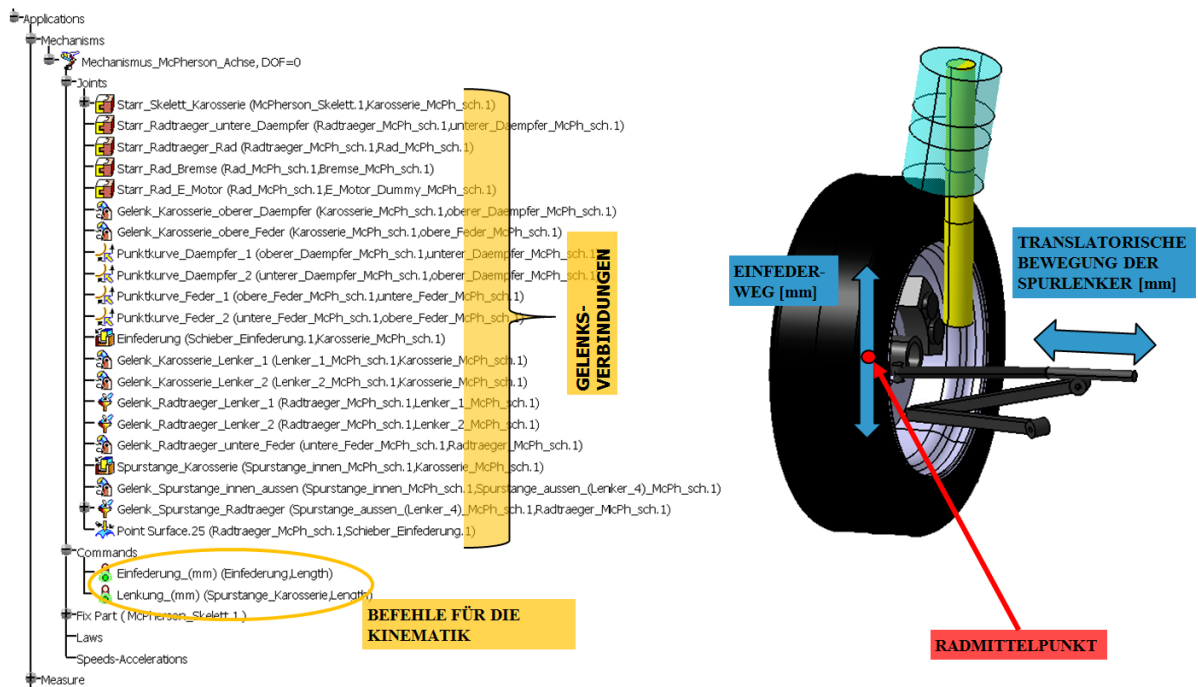


Bild 3.23: Struktur und Funktionen der Kinematik in den Modellen

Die Begrenzung der Einfederbewegung und des Lenkeinschlages spielen eine wesentliche Rolle bei der Ermittlung der Radhüllgebirgen. Das Limit der Einfederbewegung wird in mm in Richtung der absoluten Z-Achse ( $Z_K$ ) gemessen. Das Limit der Lenkbewegung ist in der Regel durch Winkel, die in der absoluten XY-Ebene liegen, definiert. Die Möglichkeit, die Grenzen dieser beiden Bewegungen einfach variieren zu können hat eine enorme Bedeutung bei der Bedienung dieses Tools. Ursprünglich war es geplant, dass die Bewegungen des Einfederwegs in mm und die der Lenkeinschlag in Grad begrenzt werden können. Dadurch jedoch, dass der Lenkeinschlag in Grad definiert wurde, ergab sich aber ein gefälschter Ablauf der Kinematik. Der Spurlenker hat sich nämlich während der Einfederbewegung in die Y-Richtung bewegt, was natürlich Folgen für die kinematischen Ergebnisse hatte. Deswegen wird die Lenkbewegung als eine translatorische Bewegung in Y-Richtung am Spurlenker verwirklicht. Der tatsächliche Lenkeinschlag in Grad kann dann als eine Messung einfach abgelesen werden. Außerdem war es vorgesehen, dass diese Begrenzungen der Einfeder- und Lenkbewegungen parametrisiert werden. Es wäre sehr zweckmäßig gewesen, diese beiden Größen parametrisieren zu können, dabei stoß man aber an Grenzen der Anwendungsmöglichkeiten von Catia. Es können nämlich im Arbeitsumfeld DMU Kinematics keine Parameter gesetzt oder in den Assembly-Modus verknüpft werden. Somit konnten die Begrenzungen, die direkt bei den Befehlen im DMU-Modus eingegeben werden, nicht unter die Baugruppenparameter integriert werden.

### 3.4.2 Freiheitsgrade, Gelenkarten

Die Freiheitsgrade der in den Modellen vorkommenden Verbindungstypen wurden bereits im Abschnitt 2.3.2 erläutert. Es wurden solange Verbindungen definiert, bis die gewünschten Freiheitsgrade erzielt waren (Bild 3.23). Im Falle einer Vorderachse müssen nach Setzen der Verbindungen zwei Freiheitsgrade (Lenkung, Einfederung) übrig bleiben die durch die



Befehle für den Zwangslauf des Mechanismus besetzt werden. Bei einer Hinterachse ist das dementsprechend ein Freiheitsgrad (Einfederung). Der Einfederweg ist gleich Null, wenn sich das Fahrwerk in seiner statischen Ruhelage befindet. Von dieser Nullposition aus werden die Einfederung und die Ausfederung in die absolute  $Z_K$ -Richtung gemessen.

### 3.4.3 Kinematikanalyse

Nach dem Ablauf der Kinematikanalyse stehen die Ergebnisse zur Verfügung. Diese werden nun kurz dargestellt und besprochen.

#### 3.4.3.1 Das Radhüllgebirge

Die Ermittlung des Radhüllgebirges der einzelnen Radaufhängungstypen war eine der Hauptaufgaben in diesem Projekt. Das Radhüllgebirge ist demnach wie auch in der Einführung kurz definiert, jenes Volumen, das durch die Extrempositionen des Rades beschrieben wird (Bild 3.24). Diese Extrempositionen ergeben sich beim Durchfahren des vollen Einfederweges und des vollen Lenkeinschlages in beiden Richtungen. Einen entscheidenden Einfluss auf das Volumen des Radhüllgebirges haben natürlich die Reifendimensionen, wie Reifenbreite, Felgendurchmesser und Querschnittsverhältnis (Bild 3.15). Diese treibenden Größen sind selbstverständlich variabel. Es gibt außerdem eine Option, eine variable Offsetfläche auf die Oberfläche des Rades aufzuziehen, diese symbolisiert den Platzbedarf einer Schneekette auf dem Rad. Das Radhüllgebirge kann somit auch unter Berücksichtigung einer schematischen Schneekette berechnet werden (Bild 3.25).

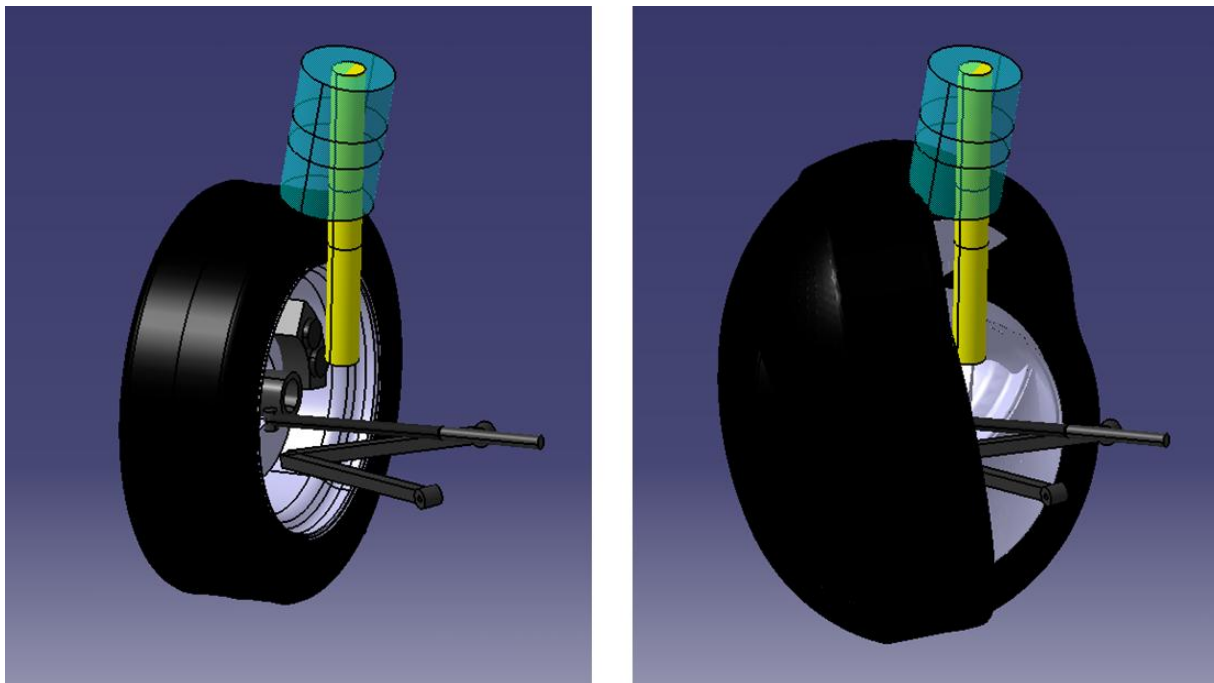


Bild 3.24: McPherson-Federbeinachse (links) mit Radhüllgebirge (rechts)

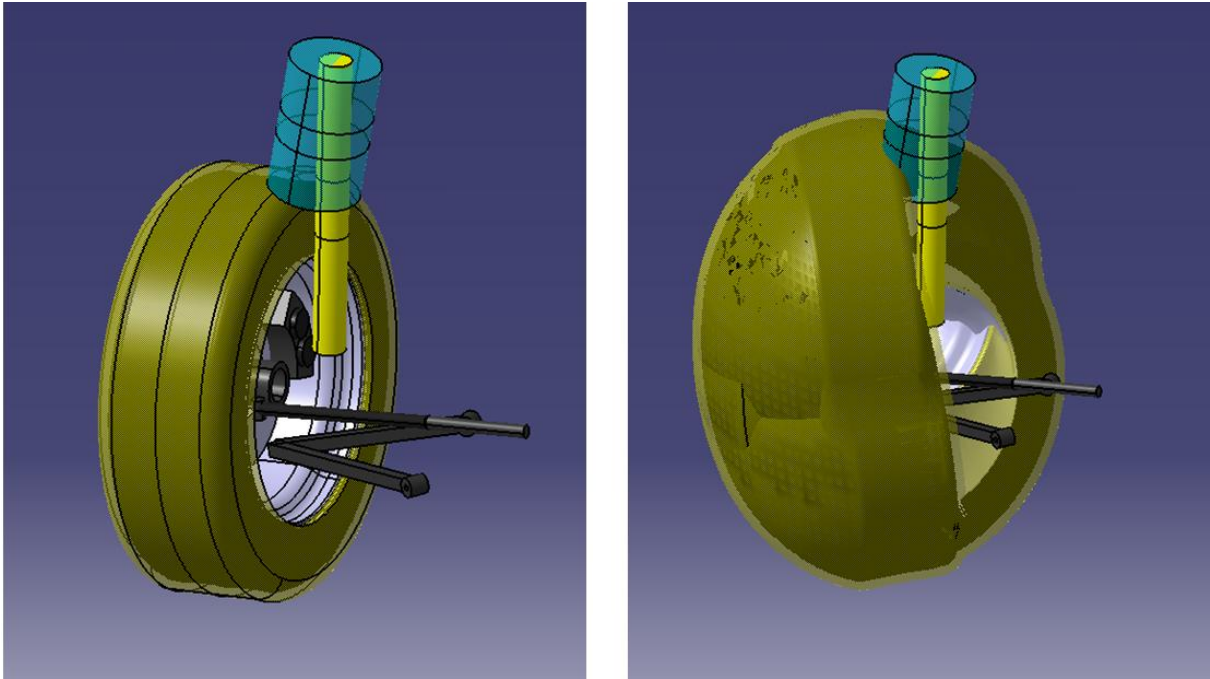


Bild 3.25: McPherson-Federbeinachse mit Berücksichtigung einer schematischen Schneekette (links) mit Radhüllgebirge (rechts)

#### 3.4.3.2 Fahrwerkskennlinien

Im Abschnitt 3.4.1 wurde die entscheidende Bedeutung der Änderungen der Radstellung während der Einfederbewegung diskutiert. Diese werden üblicherweise in Diagrammen dargestellt, in welchen die Änderungen der Radstellung, wie Vorspur-, Sturz-, Spurweiten- und Rollzentrumshöhe über dem Einfederweg aufgetragen sind (siehe Bild 2.14 und Bild 2.21). Die wichtigsten Fahrwerkskennlinien wurden im Abschnitt 2.3.4 beschrieben und deren Bedeutung erläutert. Im Anhang A sind die Diagramme der verschiedenen Radaufhängungstypen in jeweils zwei beliebigen Konfigurationen dargestellt.

#### 3.4.3.3 Ermittlung der Ausgabeparameter

Die Ausgabeparameter beinhalten jene Größen, die durch die Positionen der Hardpoints errechnet werden.

Diese sind:

- Spurweite (Bild 2.11)
- Spreizung
- Lenkrollradius
- Spreizungsversatz
- Nachlaufwinkel
- Nachlaufstrecke
- Nachlaufversatz

Bemerkung: Unter Spurweite wird die Spurweite unter Berücksichtigung des voreingestellten Radsturzes verstanden.

### Ermittlung der Spreizachse

Bis auf die Spurweite werden die Ausgabeparameter von der Position der Spreizachse bestimmt. Deswegen hat die Lage der Spreizachse – auch in der Realität – eine enorme Bedeutung auf die gesamte Fahrwerkkinematik. Die Spreizachse ergibt sich in der Regel, wenn die radträgerseitigen Gelenkpunkte der Radaufhängung miteinander verbunden werden. Der Durchdringungspunkt dieser Verbindungslinie durch die Fahrbahnebene ergibt einen Punkt, der Durchstoßpunkt P genannt wird (Bild 2.22).

Im Falle einer McPherson Federbeinachse ist die Spreizachse die Verbindungslinie zwischen der Mitte Federbeinlager (Dompunkt) und dem radträgerseitigen Achslenker (Bild 3.26 links). Im Normalfall ist die Spreizachse somit eindeutig bestimmt. Handelt es sich aber um eine McPherson-Radaufhängung mit aufgelösten Lenkern (Bild 3.26 rechts), wird die Spreizachse wie folgt konstruiert: Es werden die beiden aufgelösten Lenker ( $\overline{Q_0Q}$  und  $\overline{Z_0Z}$ ) durch Zentralprojektion auf die Fahrbahnebene projiziert, wobei das Projektionszentrum der Dompunkt H ist. Wird nun der Schnittpunkt der soeben projizierten Lenker in der Fahrbahnebene gebildet, ergibt sich der Durchstoßpunkt P. Die Verbindung zwischen dem Dompunkt und dem Durchstoßpunkt ergibt exakt die Spreizachse.

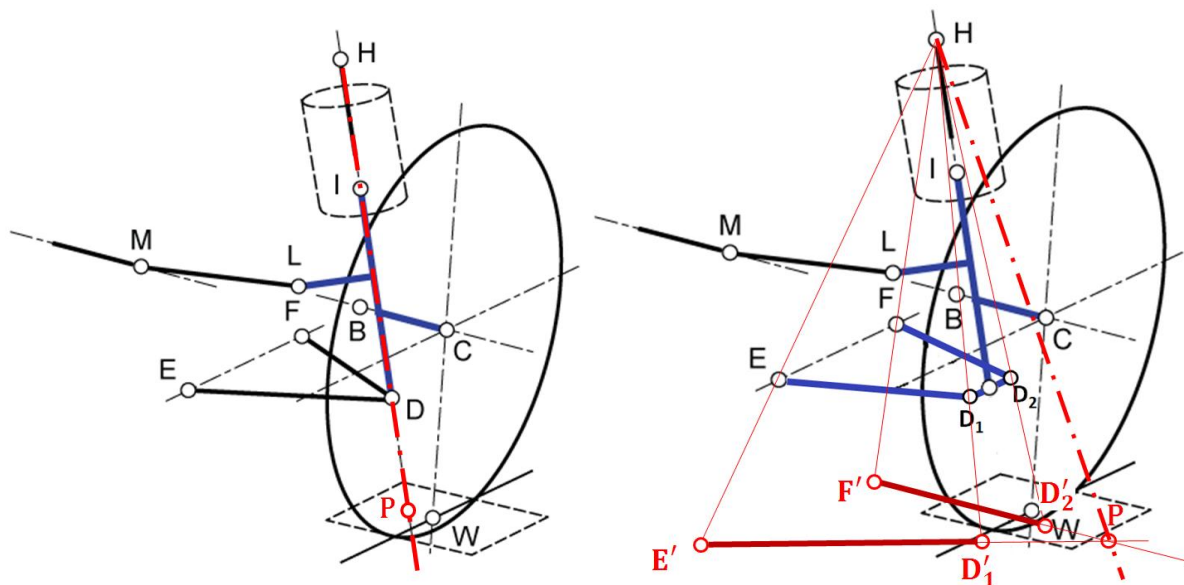


Bild 3.26: Ermittlung der Spreizachse einer McPherson-Federbeinachse (links) und mit aufgelösten Lenkern (rechts) vgl. [8]

Die Spreizachse einer Doppelquerlenkerachse lässt sich ebenfalls relativ einfach bestimmen. Sie ist die Verbindung zwischen dem oberen und unteren Achslenker radträgerseitig (Bild 3.27 links). Handelt es sich um eine Doppelquerlenkerachse mit aufgelösten Lenkern, schneiden sich die oberen bzw. unteren Lenker in einem virtuellen Punkt (Bild 3.27 rechts). In diesem Fall wird angenommen, dass die Punkte  $(J, K, I_1, I_2)$  und somit auch die Lenker  $(\overline{JI_1}, \overline{KI_2})$  in einer gemeinsamen Ebenen liegen. Dasselbe gilt für die Punkte  $(E, F, D_1, D_2)$  und die Lenker  $(\overline{ED_1}, \overline{FD_2})$ . Werden nun die oberen Lenker verlängert und ein Schnittpunkt

gebildet, gelangt man zum Punkt  $I'$ . Analog gilt es für die unteren Lenker, hier bekommt man den Punkt  $D'$ . Bei Verbindung von  $I'$  und  $D'$  resultiert die Spreizachse, die in diesem Fall virtuelle Spreizachse genannt wird, da die Schnittpunkte der Lenker ebenfalls virtuell sind.

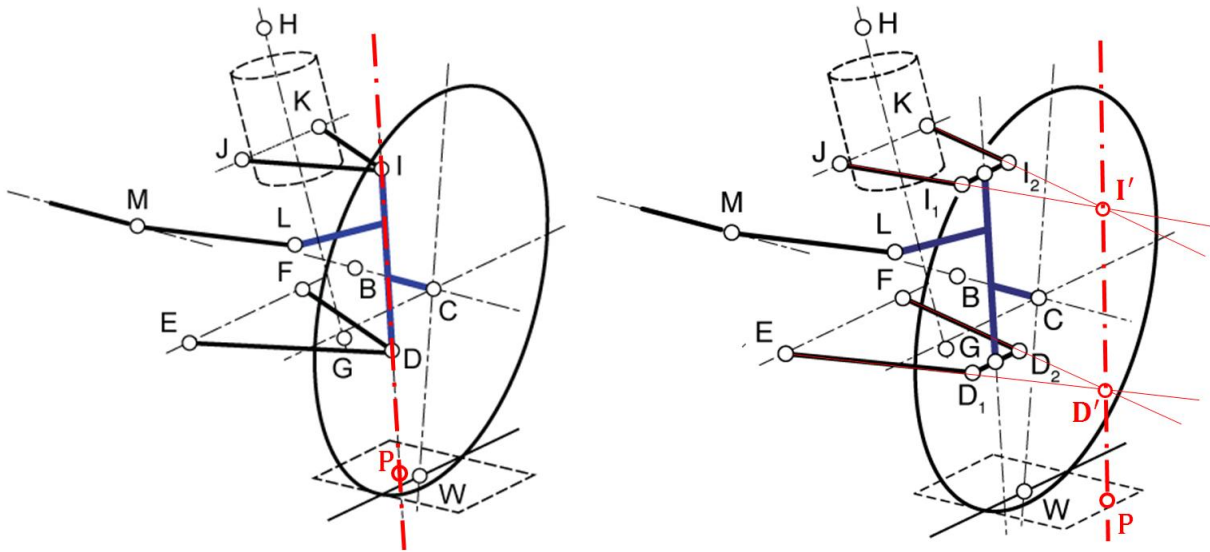


Bild 3.27: Ermittlung der Spreizachse einer Doppelquerlenkerachse (links) und mit aufgelösten Lenkern (rechts) vgl.[8]

Eine Fünflenkerachse unterscheidet sich von einer Doppelquerlenkerachse mit aufgelösten Lenkern dadurch, dass ihre Lenker im Raum völlig beliebig angeordnet sein können und ihre Gelenkpunkte nicht mehr in einer Ebene liegen müssen (Bild 3.28). Im CAD-Modell der Fünflenkerachse können beide Fälle vorkommen. Damit ist die exakte Bestimmung der Spreizachse nur mehr durch aufwendige analytische Verfahren möglich. Liegen die Lenkerpunkte in einer Ebene, wie im Bild 3.27 rechts, dann kann die Lage der Spreizachse und damit die Ausgabeparameter der Lenkkinematik exakt berechnet werden. Liegen die Lenker aber beliebig im Raum, so sind die Ausgabeparameter bloß als approximative Anhaltswerte zu betrachten. Bild 3.28 zeigt die Vorgehensweise zur näherungsweise Ermittlung der Spreizachse, wie sie im Fünflenker-CAD-Modell ermittelt wird. Vorgegeben sind fünf mal zwei Gelenkpunkte (die Hardpoints), die beliebig im Raum liegen können.  $I_1$  und  $I_2$  sind die radträgerseitigen Punkte der oberen Lenker,  $D_1$  und  $D_2$  dieselben Punkte der unteren Lenker. Da die Spreizachse sich aus den Verbindungen der Schnittpunkte der Lenker ergibt, werden nun diese Schnittpunkte näherungsweise konstruiert.  $I_1$  und  $I_2$  werden miteinander verbunden, diese Verbindungsstrecke wird halbiert und genau in der Mitte ein Hilfspunkt definiert. Drei Punkte legen eine Ebene eindeutig fest. Mit diesem Hilfspunkt und mit den Punkten  $J$  und  $K$  wird eine Hilfsebene  $\Pi_1$  konstruiert. Auf diese Hilfsebene werden die originalen Lenkerpunkte  $I_1$  und  $I_2$  rechtwinklig projiziert, so erhält man die Punkte  $I'_1$  und  $I'_2$ . Nun hat man erreicht, dass die Punkte  $I'_1$  und  $I'_2$  mit  $J$  und  $K$  stets auf einer Ebene, nämlich genau auf  $\Pi_1$  liegen. Jetzt können die Geraden  $(\overline{JI'_1}, \overline{KI'_2})$  verlängert werden, um den Schnittpunkt  $I'$  zu erhalten. Analog ergibt sich Punkt  $D'$  für die unteren Lenker und schließlich gelangt man nach Verbindung der Punkte  $I'$  und  $D'$  zu der virtuellen Spreizachse der Fünflenkerachse. Es sei darauf noch einmal hingewiesen, dass diese Methode zur Ermittlung der Spreizachse einer Fünflenkerachse nur eine Annäherung ist. Für die exakte Bestimmung sind andere, aufwendigere Methoden notwendig.

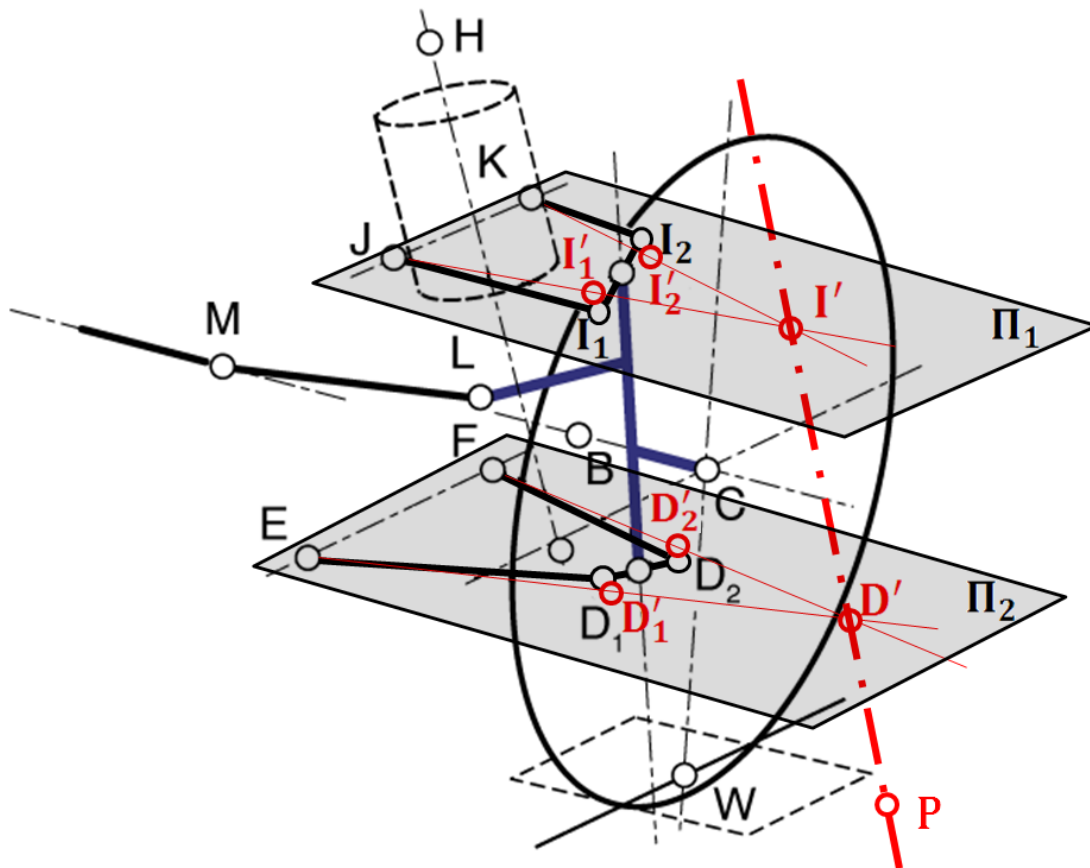


Bild 3.28: Approximative Ermittlung der Spreizachse einer Fünflenkerachse vgl. [8]

#### 3.4.3.4 Weitere Funktionen (Schneekette, Radnabenmotor, Bremse, Bauraumuntersuchungen, Vorspur/Sturz)

Im Zuge der Entwicklung sind neben dem Hauptziel der Erstellung von Radhüllgebirgen, auch einige andere sehr nützliche Funktionen entstanden. Diese dienen hauptsächlich für Bauraumuntersuchungen im Bereich der Rades und der Radaufhängung.

##### Radnabenmotor

Heutzutage wird der Entwicklung von Radnabenmotoren eine immer größere Bedeutung zugemessen. Bei einer konventionellen Radaufhängung stellt es schon einen relativ großen Aufwand dar, die Bauteile entsprechend der fahrwerkskinematischen Anforderungen funktionsgerecht und platzsparend zu positionieren. Wenn aber zusätzlich ein Radnabenmotor in die Radaufhängung integriert werden soll, ist es auf jeden Fall sehr hilfreich, wenn schon in der Konzeptphase des Fahrzeuges auch der Radnabenmotor in die Bauraum- und Kollisionsuntersuchungen einbezogen werden kann. Deswegen besteht bei allen CAD-Modellen die Möglichkeit, einen E-Motor schematisch darzustellen Bild 3.18. Dieser Radnabenmotor besteht aus zwei Teilen, aus einem Motor und aus einem Getriebe. Als Getriebe wurde jener Teil definiert, der sich näher zum Rad befindet, der Motor liegt weiter im Fahrzeuginneren. Es können jeweils der Mittelpunkt per Koordinaten, der

Durchmesser und die Länge definiert werden. Somit ist es möglich, den Radnabenmotor in die Bauraumuntersuchungen zu integrieren.

#### Hüllgebirge anderer Bauteile

Selbstverständlich kann das Hüllgebirge nicht nur für das Rad, sondern auch für andere, beliebige Bauteile, wie zum Beispiel Feder, Dämpfer, Lenker, E-Motor (siehe oben) verwendet werden. Diese können auch in eine Bauraumuntersuchung integriert werden.

#### Schneekette

Bild 3.25 zeigt die Möglichkeit, über das Rad eine Offsetfläche aufzuziehen, so kann auch dieses Volumen in die Packaging-Betrachtungen mit einbezogen werden.

#### Bremse

Die Bremse wurde in den CAD-Modellen zwar mit schematischer Geometrie, aber mit einer vielseitigen und flexiblen Parametrisierung konstruiert (Bild 3.16). Durch diese aufwendige Parametrisierung der Bremse werden die Bauraumuntersuchungen mit einer sehr stabilen Funktionsweise effektiv unterstützt.

#### Vorspur/Radsturz

Die Vorspur und der Radsturz gehören zu den Eingabeparametern. Hierbei werden natürlich die statischen Vorspur- und Radsturzwerte verstanden. Diese haben keinen Einfluss auf die Lenkgeometrie, da die Lenkkinematik ausschließlich über die Positionen der Lenker festgelegt wird.

## 4 Kinematikanalyse einer Fünflenkerachse

Die Lösungsansätze und Ergebnisse des gesamten Kapitels 4 sind mit freundlicher Unterstützung von Herrn Ao.Univ.-Prof. Mag.rer.nat. Dr.techn. Anton Gfrerrer (Institut für Geometrie, Technische Universität Graz) entstanden, wofür ich mich an dieser Stelle nochmals herzlich bedanken möchte.

### 4.1 Aufgabenstellung

Als Ergebnis der Diplomarbeit liegt ein sehr vielseitiges parametrisch-assoziatives Modell vor, dessen Fahrwerkspunkte und Bauteildimensionen variabel sind. Die Modelle verfügen nicht über eine Plausibilitätsüberprüfung bezüglich der Definition der Fahrwerkspunkte. Das heißt aber, dass die Anwender dieses Tools die Fahrwerkspunkte willkürlich festlegen und mit diesen die Kinematiksimulationen durchführen können. Es versteht sich zwar von selbst, dass die zukünftigen Anwender dieses Tools keine Laien sind, die völlig paradoxe Werte für die Hardpoints eingeben würden. Es stellte jedoch einen Anreiz dar, eine generelle Plausibilitätsüberprüfung der Konfiguration durchführen zu können. Da dieses Tool aber auch die Entwicklungsarbeit bei der Fahrwerksauslegung effizient unterstützen kann, kann es durchaus vorkommen, dass die Anordnung der Hardpoints einer gewünschten Fahrwerkskonfiguration eine Einfederbewegung gar nicht ermöglicht, da aufgrund der Positionen der Punkte die Radhubkinematik eingeschränkt oder sogar blockiert wird. Es sei darauf hingewiesen, dass es sich hier nicht um die Behinderung der Kinematik durch Bauteilkollisionen handelt, sondern ausschließlich um jene aufgrund der Positionierung der Punkte.

Schon seit dem Projektstart ist eine bestimmte Fragestellung immer wieder aufgekommen, nämlich: wie könnte man es verhindern, dass unsinnige Werte eingegeben werden und somit völlig gefälschte Ergebnisse der Simulationsanalyse entstehen? Es war also eine Funktion erwünscht, die sofort nach der Eingabe der Koordinaten der Fahrwerkspunkte überprüft, ob mit dieser Konfiguration der vorgegebene Einfederweg (zum Beispiel 80mm Einfedern, 80mm Ausfedern) erreicht werden kann, oder die Bewegung aufgrund der Anordnung der Hardpoints überhaupt blockiert wird.

Diese Analyse wurde mit einer Fünflenkerachse durchgeführt. Wie im Abschnitt 2.4.4 beschrieben, gehören Fünflenkerachsen zu den kinematisch anspruchsvollsten Radaufhängungen mit sehr viel Auslegungsfreiheit und einer sehr komplizierten räumlichen

Bewegung beim Einfedern. Die Überlegung dabei war folgende: Wenn es gelingt, diese Analyse für eine Fünflenkerachse durchzuführen, können die Ergebnisse und Axiome sinngemäß auf die anderen Radaufhängungstypen übertragen werden.

Bild 4.1 zeigt die Aufgabenstellung. Es werden zwei Systeme definiert. Ein raumfestes  $\Sigma$  und ein relativ zu diesem bewegtes System  $\Sigma^*$ . Das bewegte System ist in roter Farbe dargestellt. Sinngemäß gehören die karosserieseitigen Lenkerpunkte  $P_i^*$  zum raumfesten, und die radträgerseitigen Lenkerpunkte  $P_i$  zum beweglichen System. Somit kann sich  $\Sigma$  gegenüber  $\Sigma^*$  bewegen. Die Bewegung  $\Sigma/\Sigma^*$  ist durch fünf Kugelbedingungen  $s_i$  beschränkt. Eine Kugelbedingung bedeutet, dass ein Punkt  $P_i \in \Sigma$  von einem festen Punkt  $P_i^* \in \Sigma^*$  den konstanten Abstand  $r_i$  während der Bewegung behält.  $P_i$  und  $P_i^*$  sind durch 2-Punkt-Lenker verbunden. Durch die fünf Kugelbedingungen  $S_i$ ,  $i = 1, 2, 3, 4, 5$  werden die sechs Freiheitsgrade der Bewegung  $\Sigma/\Sigma^*$  auf einen Freiheitsgrad (Einfederung) reduziert. Gesucht ist schließlich die maximale Auslenkung des Radmittelpunktes C in  $Z^*$ -Richtung. Die  $Z^*$ -Richtung ist eine fest mit  $\Sigma^*$  verbundene vorgegebene Richtung und entspricht somit der Z-Richtung des absoluten Koordinatensystems in den Modellen.

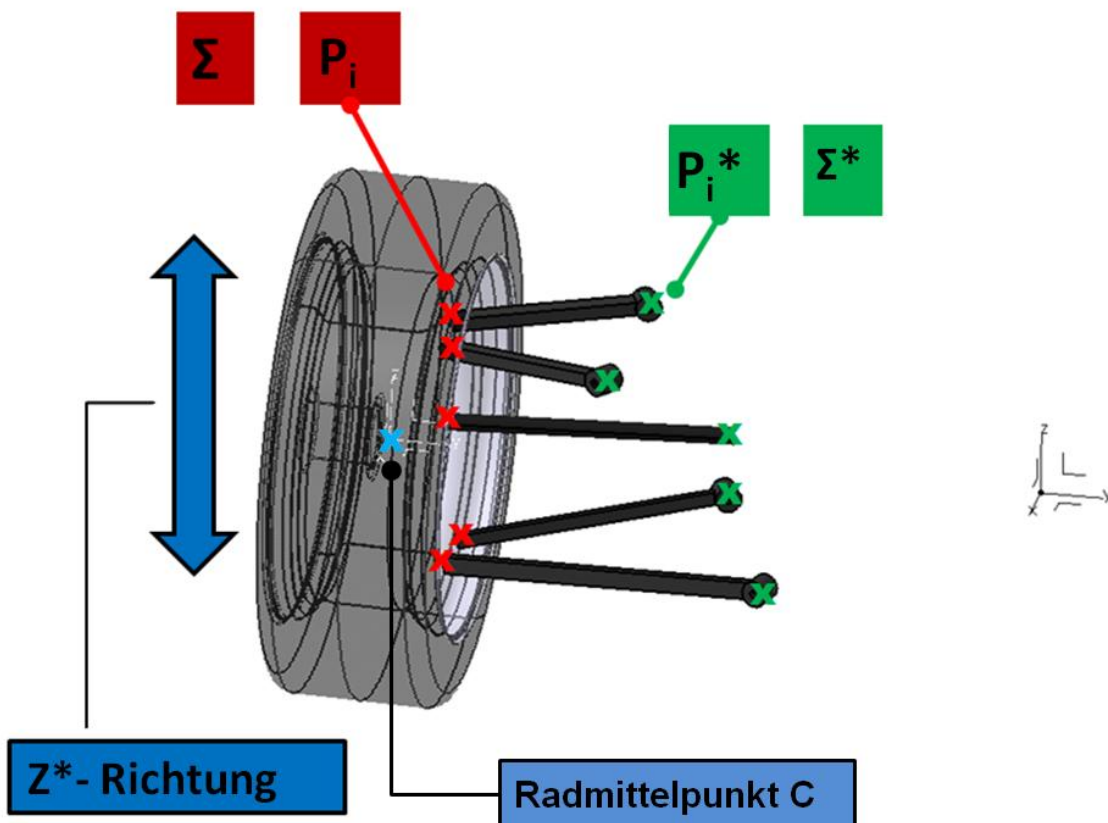


Bild 4.1: Definition fester und beweglicher Teilsysteme der kinematischen Aufgabenstellung



## 4.2 Beschreibung eines allgemeinen Bewegungsvorganges in STUDY-Parametern [4]

Jede Bewegung eines Starrkörpers gegenüber einem anderen kann allgemein wie folgt beschrieben werden:

$$\mathbf{P}^* = \begin{bmatrix} 1 \\ p_x^* \\ p_y^* \\ p_z^* \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} t_0 & 0 & 0 & 0 \\ t_1 & x_0^2 + x_1^2 - x_2^2 - x_3^2 & 2(x_1x_2 - x_0x_3) & 2(x_1x_3 + x_0x_2) \\ t_2 & 2(x_1x_2 + x_0x_3) & x_0^2 - x_1^2 + x_2^2 - x_3^2 & 2(x_2x_3 - x_0x_1) \\ t_3 & 2(x_1x_3 - x_0x_2) & 2(x_2x_3 + x_0x_1) & x_0^2 - x_1^2 - x_2^2 + x_3^2 \end{bmatrix} \mathbf{P}$$

$$\mathbf{P} = \begin{bmatrix} 1 \\ p_x \\ p_y \\ p_z \end{bmatrix} \tag{4.1}$$

Dabei sind  $p_x, p_y, p_z$  die Koordinaten eines Punktes  $\mathbf{P}$  bezüglich eines fest mit  $\Sigma$  verbundenem Koordinatensystems  $\{O, \mathbf{e}_x, \mathbf{e}_y, \mathbf{e}_z\}$  und  $p_x^*, p_y^*, p_z^*$  die Koordinaten desselben Punktes bezüglich eines fest mit  $\Sigma^*$  verbundenem Koordinatensystems  $\{O^*, \mathbf{e}_x^*, \mathbf{e}_y^*, \mathbf{e}_z^*\}$ .

Die Translationsparameter können wie folgt definiert werden:

$$\begin{aligned}
 t_0 &= x_0^2 + x_1^2 + x_2^2 + x_3^2 \\
 t_1 &= 2(x_0y_1 - x_1y_0 + x_2y_3 - x_3y_2) \\
 t_2 &= 2(x_0y_2 - x_2y_0 + x_3y_1 - x_1y_3) \\
 t_3 &= 2(x_0y_3 - x_3y_0 + x_1y_2 - x_2y_1)
 \end{aligned} \tag{4.2}$$

Die Größen  $x_0, x_1, x_2, x_3, y_0, y_1, y_2, y_3$  werden STUDY-Parameter genannt. Sie müssen die beiden folgenden Bedingungen erfüllen:

$$x_0y_0 + x_1y_1 + x_2y_2 + x_3y_3 = 0 \tag{4.3}$$

STUDY-Bedingung

$$x_0^2 + x_1^2 + x_2^2 + x_3^2 - 1 = t_0 - 1 = 0 \quad (4.4)$$

Normierungsbedingung

STUDY-Parameter sind eine Darstellungsweise der Raumtransformation. Entscheidende Vorteile bei dieser Methode sind:

- Enthält keine Winkelfunktionen
- Rationale Parametrierung, keine Singularitäten
- 1:1 Korrespondenz zwischen der räumlichen Bewegung und dem Parametersatz, vgl.[10]

Die acht STUDY-Parameter werden im Folgenden zu einem Vektor (STUDY-Vektor) zusammengefasst:

$$\mathbf{s} = [x_0 \ x_1 \ x_2 \ x_3 \ y_0 \ y_1 \ y_2 \ y_3]^T \quad (4.5)$$

### 4.3 Beschreibung einer Kugelbedingung in STUDY-Parametern [4]

Es lässt sich zeigen, dass man jede Kugelbedingung als homogene quadratische Funktion der acht STUDY-Parameter formulieren kann [4]:

$$\mathbf{s}^T \mathbf{C} \mathbf{s} = 0 \quad (4.6)$$

Hierbei ist  $\mathbf{C}$  eine 8x8 Matrix mit konstanten Einträgen. Berechnung der Matrix  $\mathbf{C}$ :

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} \mathbf{A} + (p_1^2 + p_2^2 + p_3^2)\mathbf{E} & \mathbf{B} \\ \mathbf{B}^T & 4\mathbf{E} \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

Wobei  $\mathbf{E}$  die 4x4 Einheitsmatrix darstellt.

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & e_1 + 2p_1 & e_2 + 2p_2 & e_3 + 2p_3 \\ -e_1 - 2p_1 & 0 & e_3 - 2p_3 & -e_2 + 2p_2 \\ -e_2 - 2p_2 & -e_3 + 2p_3 & 0 & e_1 - 2p_1 \\ -e_3 - 2p_3 & e_2 - 2p_2 & -e_1 + 2p_1 & 0 \end{bmatrix} \quad (4.8)$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} e_0 + e_1 p_1 + e_2 p_2 + e_3 p_3 & e_3 p_2 - e_2 p_3 & e_1 p_3 - e_3 p_1 & e_2 p_1 - e_1 p_2 \\ e_3 p_2 - e_2 p_3 & e_0 + e_1 p_1 - e_2 p_2 - e_3 p_3 & e_2 p_1 + e_1 p_2 & e_1 p_3 + e_3 p_1 \\ e_1 p_3 - e_3 p_1 & e_2 p_1 + e_1 p_2 & e_0 - e_1 p_1 + e_2 p_2 - e_3 p_3 & e_3 p_2 + e_2 p_3 \\ e_2 p_1 - e_1 p_2 & e_1 p_3 + e_3 p_1 & e_3 p_2 + e_2 p_3 & e_0 - e_1 p_1 - e_2 p_2 + e_3 p_3 \end{bmatrix} \quad (4.9)$$

Dabei sind:

$\mathbf{P}(p_1, p_2, p_3)$   $p_i \dots$  Koordinaten von  $\mathbf{P}$  bezüglich  $\Sigma$

$\mathbf{P}^*(m_1, m_2, m_3)$   $m_i \dots$  Koordinaten von  $\mathbf{P}^*$  bezüglich  $\Sigma^*$

$$\text{Setze: } \begin{cases} r = \overline{PP^*} \\ e_i = -2m_i \quad i = 1, 2, 3 \\ e_0 = m_1^2 + m_2^2 + m_3^2 - r^2 \end{cases}$$

$r$  ist dabei die Länge eines Lenkers.

Kugelbedingung:

$$(p_1^* - m_1)^2 + (p_2^* - m_2)^2 + (p_3^* - m_3)^2 = r^2 \quad (4.10)$$

Ausgerechnet ergibt sich:

$$p_1^{*2} + p_2^{*2} + p_3^{*2} - 2m_1 p_1^* - 2m_2 p_2^* - 2m_3 p_3^* + m_1^2 + m_2^2 + m_3^2 - r^2 = 0 \quad (4.11)$$

wobei:

$$-2m_1 = e_1$$

$$-2m_2 = e_2$$

$$-2m_3 = e_3$$

$$m_1^2 + m_2^2 + m_3^2 - r^2 = e_0 \quad (4.12)$$

sind.

Somit folgt daraus:

$$p_1^{*2} + p_2^{*2} + p_3^{*2} + e_1 p_1^* + e_2 p_2^* + e_3 p_3^* + e_0 = 0 \quad (4.13)$$

In unserem Fall liegen fünf solcher Bedingungen vor:

$$\mathbf{s}^T \mathbf{C}_i \mathbf{s} = 0 \quad i = 1, 2, 3, 4, 5$$

also

$$\mathbf{s}^T \mathbf{C}_1 \mathbf{s} = 0$$

$$\mathbf{s}^T \mathbf{C}_2 \mathbf{s} = 0$$

$$\mathbf{s}^T \mathbf{C}_3 \mathbf{s} = 0$$

$$\mathbf{s}^T \mathbf{C}_4 \mathbf{s} = 0$$

$$\mathbf{s}^T \mathbf{C}_5 \mathbf{s} = 0 \quad (4.14)$$

#### 4.4 Herleitung von Bedingungen zur Lösung der in 4.1 gestellten Aufgabe

Wählt man das Koordinatensystem  $\{O, \mathbf{e}_x, \mathbf{e}_y, \mathbf{e}_z\}$  in  $\Sigma$  so, dass der Radmittelpunkt C mit dem Koordinatenursprung O zusammenfällt ( $O=C$ ), dann wird die Bahn b von  $O=C$  beschrieben durch:

$$b \dots \begin{cases} x^* = t_1 = 2(x_0 y_1 - x_1 y_0 + x_2 y_3 - x_3 y_2) \\ y^* = t_2 = 2(x_0 y_2 - x_2 y_0 + x_3 y_1 - x_1 y_3) \\ z^* = t_3 = 2(x_0 y_3 - x_3 y_0 + x_1 y_2 - x_2 y_1) \end{cases} \quad (4.15)$$

(Parameterdarstellung der Bahn b bezüglich des Koordinatensystems  $\{O^*, \mathbf{e}_x^*, \mathbf{e}_y^*, \mathbf{e}_z^*\}$  in  $\Sigma^*$ .)

Die Aufgabe lautet daher, Extremwerte der Funktion

$$z^* = z^*(x_0, x_1, x_2, x_3, y_0, y_1, y_2, y_3) = 2(x_0 y_3 - x_3 y_0 + x_1 y_2 - x_2 y_1) \quad (4.16)$$

unter der Nebenbedingung:

$$f_i(x_0, x_1, x_2, x_3, y_0, y_1, y_2, y_3) = \mathbf{s}^T \mathbf{C}_i \mathbf{s} = 0 \quad i = 1, 2, 3, 4, 5 \quad (4.17)$$

also

$$\begin{aligned}
 f_1(x_0, x_1, x_2, x_3, y_0, y_1, y_2, y_3) &= \mathbf{s}^T \mathbf{C}_1 \mathbf{s} = 0 \\
 f_2(x_0, x_1, x_2, x_3, y_0, y_1, y_2, y_3) &= \mathbf{s}^T \mathbf{C}_2 \mathbf{s} = 0 \\
 f_3(x_0, x_1, x_2, x_3, y_0, y_1, y_2, y_3) &= \mathbf{s}^T \mathbf{C}_3 \mathbf{s} = 0 \\
 f_4(x_0, x_1, x_2, x_3, y_0, y_1, y_2, y_3) &= \mathbf{s}^T \mathbf{C}_4 \mathbf{s} = 0 \\
 f_5(x_0, x_1, x_2, x_3, y_0, y_1, y_2, y_3) &= \mathbf{s}^T \mathbf{C}_5 \mathbf{s} = 0
 \end{aligned} \tag{4.18}$$

und

$$\begin{aligned}
 s(x_0, x_1, x_2, x_3, y_0, y_1, y_2, y_3) &= x_0 y_0 + x_1 y_1 + x_2 y_2 + x_3 y_3 = 0 \\
 n(x_0, x_1, x_2, x_3, y_0, y_1, y_2, y_3) &= x_0^2 + x_1^2 + x_2^2 + x_3^2 = 0
 \end{aligned} \tag{4.19}$$

zu ermitteln.

Das heißt es ist das Gleichungssystem bestehend aus den quadratischen Gleichungen (4.18), Kugelbedingungen der STUDY-Bedingung und der Normierungsbedingung (4.19) und der Gleichung (4.20)

$$\begin{vmatrix}
 \frac{\partial f_1}{\partial x_0} & \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_2} & \frac{\partial f_1}{\partial x_3} & \frac{\partial f_1}{\partial y_0} & \frac{\partial f_1}{\partial y_1} & \frac{\partial f_1}{\partial y_2} & \frac{\partial f_1}{\partial y_3} \\
 \frac{\partial f_2}{\partial x_0} & \frac{\partial f_2}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2}{\partial x_2} & \frac{\partial f_2}{\partial x_3} & \frac{\partial f_2}{\partial y_0} & \frac{\partial f_2}{\partial y_1} & \frac{\partial f_2}{\partial y_2} & \frac{\partial f_2}{\partial y_3} \\
 \frac{\partial f_3}{\partial x_0} & \frac{\partial f_3}{\partial x_1} & \frac{\partial f_3}{\partial x_2} & \frac{\partial f_3}{\partial x_3} & \frac{\partial f_3}{\partial y_0} & \frac{\partial f_3}{\partial y_1} & \frac{\partial f_3}{\partial y_2} & \frac{\partial f_3}{\partial y_3} \\
 \frac{\partial f_4}{\partial x_0} & \frac{\partial f_4}{\partial x_1} & \frac{\partial f_4}{\partial x_2} & \frac{\partial f_4}{\partial x_3} & \frac{\partial f_4}{\partial y_0} & \frac{\partial f_4}{\partial y_1} & \frac{\partial f_4}{\partial y_2} & \frac{\partial f_4}{\partial y_3} \\
 \frac{\partial f_5}{\partial x_0} & \frac{\partial f_5}{\partial x_1} & \frac{\partial f_5}{\partial x_2} & \frac{\partial f_5}{\partial x_3} & \frac{\partial f_5}{\partial y_0} & \frac{\partial f_5}{\partial y_1} & \frac{\partial f_5}{\partial y_2} & \frac{\partial f_5}{\partial y_3} \\
 \frac{\partial s}{\partial x_0} & \frac{\partial s}{\partial x_1} & \frac{\partial s}{\partial x_2} & \frac{\partial s}{\partial x_3} & \frac{\partial s}{\partial y_0} & \frac{\partial s}{\partial y_1} & \frac{\partial s}{\partial y_2} & \frac{\partial s}{\partial y_3} \\
 \frac{\partial n}{\partial x_0} & \frac{\partial n}{\partial x_1} & \frac{\partial n}{\partial x_2} & \frac{\partial n}{\partial x_3} & \frac{\partial n}{\partial y_0} & \frac{\partial n}{\partial y_1} & \frac{\partial n}{\partial y_2} & \frac{\partial n}{\partial y_3} \\
 \frac{\partial z^*}{\partial x_0} & \frac{\partial z^*}{\partial x_1} & \frac{\partial z^*}{\partial x_2} & \frac{\partial z^*}{\partial x_3} & \frac{\partial z^*}{\partial y_0} & \frac{\partial z^*}{\partial y_1} & \frac{\partial z^*}{\partial y_2} & \frac{\partial z^*}{\partial y_3}
 \end{vmatrix} = 0 \tag{4.20}$$

zu lösen (das folgt aus der Theorie für Extremwertaufgaben in mehreren Variablen).

Die Gleichung (4.20) lautet ausgeschrieben:

$$\begin{vmatrix}
 2\mathbf{c}_{11}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{12}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{13}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{14}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{15}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{16}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{17}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{18}^T \mathbf{s} \\
 2\mathbf{c}_{21}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{22}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{23}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{24}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{25}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{26}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{27}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{28}^T \mathbf{s} \\
 2\mathbf{c}_{31}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{32}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{33}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{34}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{35}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{36}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{37}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{38}^T \mathbf{s} \\
 2\mathbf{c}_{41}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{42}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{43}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{44}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{45}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{46}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{47}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{48}^T \mathbf{s} \\
 2\mathbf{c}_{51}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{52}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{53}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{54}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{55}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{56}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{57}^T \mathbf{s} & 2\mathbf{c}_{58}^T \mathbf{s} \\
 y_0 & y_1 & y_2 & y_3 & x_0 & x_1 & x_2 & x_3 \\
 2x_0 & 2x_1 & 2x_2 & 2x_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 2y_3 & 2y_2 & -2y_1 & -2y_0 & -2x_3 & -2x_2 & 2x_1 & 2x_0
 \end{vmatrix} = 0 \quad (4.21)$$

Dabei ist  $\mathbf{c}_{ij}^T$  die j-te Zeile der Matrix  $\mathbf{C}_i$   $i = 1, 2, 3, 4, 5$ ,  $j = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8$

Alle Konstanten „2“ können weggelassen werden.

$$\begin{vmatrix}
 \mathbf{c}_{11}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{12}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{13}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{14}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{15}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{16}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{17}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{18}^T \mathbf{s} \\
 \mathbf{c}_{21}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{22}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{23}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{24}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{25}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{26}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{27}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{28}^T \mathbf{s} \\
 \mathbf{c}_{31}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{32}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{33}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{34}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{35}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{36}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{37}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{38}^T \mathbf{s} \\
 \mathbf{c}_{41}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{42}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{43}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{44}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{45}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{46}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{47}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{48}^T \mathbf{s} \\
 \mathbf{c}_{51}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{52}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{53}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{54}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{55}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{56}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{57}^T \mathbf{s} & \mathbf{c}_{58}^T \mathbf{s} \\
 y_0 & y_1 & y_2 & y_3 & x_0 & x_1 & x_2 & x_3 \\
 x_0 & x_1 & x_2 & x_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 y_3 & y_2 & -y_1 & -y_0 & -x_3 & -x_2 & x_1 & x_0
 \end{vmatrix} = 0 \quad (4.22)$$

Anmerkung:

Alle Einträge dieser Determinante sind lineare, homogene Funktionen in den STUDY-Parametern  $x_0, x_1, x_2, x_3, y_0, y_1, y_2, y_3$ .

Das Gleichungssystem besteht aus den acht Gleichungen (4.18), (4.19) und (4.20) und besitzt im Allgemeinen eine endliche Anzahl von Lösungen in  $x_0, x_1, x_2, x_3, y_0, y_1, y_2, y_3$ . Durch Einsetzen dieser Lösungen in Gleichung (4.16)

$$z^* = 2(x_0y_3 - x_3y_0 + x_1y_2 - x_2y_1)$$

erhält man die zugehörigen Auslenkungen der Radmittelpunkte C und kann dann den Minimal- bzw. den Maximalwert dieser endlich vielen Werte ermitteln.

Die Schwierigkeit liegt natürlich in der Lösung des Gleichungssystems (4.18), (4.19) und (4.20). Es handelt sich bei diesen Gleichungssystemen nämlich um quadratische Gleichungen in  $x_0, x_1, x_2, x_3, y_0, y_1, y_2, y_3$ , während (4.20) sogar ein Polynom von Grad  $\leq 8$  in  $x_0, x_1, x_2, x_3, y_0, y_1, y_2, y_3$  ist.

Jeder beliebig gewählte Punkt (zum Beispiel der Radmittelpunkt) einer Einzelradaufhängung beschreibt beim Einfedern eine räumliche Bewegung. Von dieser räumlichen Bewegung der Bahnkurve  $b$  (4.15) hat die Z-Komponente die meiste Bedeutung. Die Bewegung der Radaufhängung in X und in Y-Richtung ist gering und wird im Zuge dieser Kinematikanalyse nicht näher betrachtet.

Diese Gleichungssysteme können in MATLAB ausprogrammiert werden und somit gelangt man zu einer exakten Lösung von (4.16). Diese Lösung liefert als Ergebnis die maximal mögliche Auslenkung des Radmittelpunktes (und somit auch des Rades und des Radträgers) in Z-Richtung. Dies ermöglicht eine Überprüfung der Sinnhaftigkeit der Position der eingegebenen Hardpoint-Koordinatenpunkte. Somit steht schon bei der Eingabe der Hardpoints die Information zur Verfügung, ob die Bewegung des kinematischen Mechanismus im gewünschten Radhubbereich überhaupt möglich ist und der Mechanismus sich selber nicht blockiert.

## 5 Zusammenfassung

Ziel der vorliegenden Arbeit war es, ein vielseitiges, variables CAD-Darstellungs- und Simulationstool für die Kinematik von PKW-Radaufhängungen zu entwickeln, das den Prozess der Gesamtfahrzeugentwicklung schon in der Konzeptphase effizient unterstützen kann, indem das Radhüllgebirge ermittelt und weitere Packaginguntersuchungen durchgeführt werden können. Eine hohe Funktionalität und Stabilität der Darstellungs- und Simulationsprozesse war ein wichtiges Kriterium für die Erstellung dieser Methoden.

Schwerpunkte dieser Arbeit sind auf der einer Seite die Darstellung der Fahrwerke im CAD-System und die Simulation der Radhub- und Lenkkinematik von jeder der betrachteten Radaufhängungstypen. Auf der anderen Seite spielen die Entwicklung von Darstellungsprinzipien, die CAD-spezifischen Arbeitsweisen, die Vorgehensweisen beim modularen Aufbau der Modelle und natürlich die Anwendung der parametrisch-assoziative Konstruktionsmethodik eine wichtige Rolle.

Eine weitere Besonderheit dieser Diplomarbeit ist die Erstellung eines mathematischen Ansatzes für die Beschreibung der Kinematik einer Raumlenerachse. Die Raumlenerachse beschreibt beim Einfedern eine sehr komplizierte räumliche Bewegung, diese wird mit Hilfe von den STUDY-Parametern erfasst. Die Lösung dieser nichtlinearen Gleichungssysteme erfordert jedoch aufwendigere numerische Methoden.

Eine Hauptaufgabe des CAD-Tools ist die Ermittlung des Radhüllgebirges bei verschiedenen Konfigurationen der Fahrwerkspunkte und variabler Raddimensionen. Eingabegrößen sind dabei die Koordinatenpunkte der Hardpoints und die Raddimensionen. Zusätzlich hat es sich als sinnvoll erwiesen, diese Grundfunktionen mit nützlichen Zusatzfunktionen zu erweitern. So wird beispielsweise die Position der Spreizachse im Allgemeinen durch die Eingabe der Hardpoint-Koordinaten festgelegt. Die Lage der Spreizachse im Raum definiert wiederum die Kenngrößen der Lenkkinematik. Außerdem können durch eine geschickte Positionierung von sogenannte Sensoren im CAD-System verschiedene fahrwerkscharakteristische Kurven als Funktion des Einfederwegs als Ergebnisse dargestellt werden. Somit liegt ein vielseitig einsetzbares CAD-Tool vor. Dessen Eingabeparameter sind die Koordinaten der Fahrwerkspunkte und Dimensionen der wichtigsten Bauteilgeometrien der Radaufhängung. Ausgabeparameter sind neben dem Radhüllgebirge die Kenngrößen der Lenkkinematik und



diverse Fahrwerkskennlinien. Außerdem sind noch verschiedenartige Bauraum- und Kollisionsuntersuchungen in den CAD-Modellen möglich.

Es wurden vier gängige Radaufhängungstypen für die Modellierung ausgewählt. Diese sind:

- die Verbundlenkerachse,
- die McPherson-Federbeinachse,
- die Doppelquerlenkerachse und
- die Fünflenkerachse.

Bis auf die Verbundlenkerachse sind alle Fahrwerke als Vorder- und Hinterachsen einsetzbar, so entstanden sieben 3D-CAD-Modelle. Die einzelnen Bauteile dieser Fahrwerksmodelle wurden aus Gründen der Stabilität und Verlässlichkeit der Funktionen schematisch als vereinfachte geometrische Körper dargestellt. Sowohl die Position der Fahrwerkspunkte (Hardpoints), als auch die wichtigsten Dimensionen der Bauteile sind voll parametrisiert. Die CAD-Modelle sind mit einer externen Datenbank verknüpft. Nach Eingabe der Daten liegt im CAD-System Catia V5 das jeweilige Fahrwerksmodell mit der aktuellen Konfiguration bereit. Das kinematische Verhalten der konzeptionellen Fahrwerkskonfiguration wird mit Hilfe eines direkt an das CAD-Modell gekoppelten Simulationsprozesses ermittelt. Diese sind das Radhüllgebirge, diverse Größen der Lenkkinematik, sowie fahrwerkscharakteristische Kurven. Das Radhüllgebirge kann als ein eigener File im CGR-Format gespeichert und in die Modellstruktur eingefügt und analysiert werden. Die Kenngrößen der Lenkkinematik werden über die Position der Spreizachse exakt oder approximativ errechnet.

Das im Zuge der vorliegenden Diplomarbeit entstandene Auslegungsmodell für PKW-Fahrwerke ist Teil einer gesamtheitlichen Betrachtung zur Unterstützung der konzeptionellen Gesamtfahrzeugentwicklung. Mit Hilfe der hier entwickelten Methoden ist es möglich, bereits in der frühen Phase der Automobilentwicklung konkrete Aussagen bezüglich des Verhaltens von verschiedenen Fahrwerkskonfigurationen zu treffen.

## Literaturverzeichnis

- [1] Braess/Seiffert (Hrsg.): Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 3. Auflage September 2003, Vieweg Verlag, ISBN-13: 978-3528131142
- [2] Braß, Engelbert: Konstruieren mit Catia V5, 2005, 3., vollständig neu bearbeitete und erweiterte Auflage, Carl Hanser Verlag München Wien, ISBN-13: 978-3-446-41378-8
- [3] Brill, Michael: Parametrische Konstruktion mit Catia V5, 2006, Carl Hanser Verlag München Wien, ISBN-13: 978-3-446-41689-5
- [4] Gfrerrer, Anton Univ.-Prof., P.J. Zsombor-Murray, A Unified Approach to Direct Kinematics of Some Reduced Motion Parallel Manipulators, Journal of Mechanics and Robotics, May 2010
- [5] Heißing, Bernd; Ersoy, Metin (Hrsg.): Fahrwerkhandbuch, 1. Auflage Mai 2007, Vieweg Verlag, ISBN: 3834801054
- [6] Henker, E.: Fahrwerktechnik. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 1993, ISBN-13: 9783528149260
- [7] Hiller, Manfred; Christoph Woernle: Bewegungsanalyse einer Fünfpunkt-Radaufhängung, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 87, 1985
- [8] Hirschberg, Wolfgang, Skriptum Kraftfahrzeugtechnik, Institut für Fahrzeugtechnik, TU Graz, 2010
- [9] Hirz, Mario, Skriptum CAx in Fahrzeug- und Motorenbau, PDM in Automotive Engineering, Institut für Fahrzeugtechnik, TU Graz, 2010
- [10] Husty, Manfred; Karger, Adolf; Sachs, Hans; Stenhilper Waldemar: Kinematik und Robotik, 1997, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, ISBN-13: 978-3540631811
- [11] ISO 8855: 1991 (E/F) International Standard, Road vehicles – Vehicle dynamics and road-holding ability
- [12] Matschinsky, Wolfgang: Radführungen der Straßenfahrzeuge, 3., aktualisierte und erweiterte Auflage, Springer Verlag, ISBN: 3540711961
- [13] Meeth, Jan; Schuth, Michael: Bewegungssimulation mit Catia V5, 2006, Carl Hanser Verlag München Wien, ISBN-13: 978-3-446-41452-5
- [14] Mitschke, Manfred; Wallentowitz, Henning: Dynamik der Kraftfahrzeuge, 4. Auflage 2004, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2004, ISBN-13: 978-3540420118
- [15] Reimpel, Jörn: Fahrwerktechnik: Radaufhängungen, 2., überarbeitete und erweiterte Auflage, Vogel Verlag, ISBN 13: 9783802317279
- [16] Reimpel, Jörn: The Automotive Chassis: Engineering Principles, second edition, published by Butterworth-Heinemann 2001, ISBN 0 7506 5054 0
- [17] Selbststudienprogramme Nr. 313, 362, 394 [www.audi.de](http://www.audi.de)
- [18] Trzesniowski, Michael: Rennwagentechnik, 1. Auflage 2008, Vieweg+Teubner | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden 2008, ISBN 978-3-8348-0484-6
- [19] Wilson Aponte, Jorge Enrique, Diplomarbeit: Suspension Kinematics Optimization System, Institut für Fahrzeugtechnik, TU Graz, 2010

## Abbildungsverzeichnis

<i>Bild 1.1: Zuordnung der Diplomarbeit zu den einzelnen Entwicklungsschritten in der Gesamtfahrzeugentwicklung vgl. [9]</i>	1
<i>Bild 2.1: Übergeordnete Auswahlkriterien für Achskonzepte [5]</i>	5
<i>Bild 2.2: Systematische Aufteilung der Achs- und Aufhängungskonzepte [1]</i>	5
<i>Bild 2.3: Bremsstützwinkel <math>\epsilon</math> vgl. [12]</i>	5
<i>Bild 2.4: Ebene, sphärische und räumliche Bewegungen der Radaufhängung beim Einfedern [12]</i>	7
<i>Bild 2.5: Radführungen mit einem (a, b, c) und mit zwei Freiheitsgraden (d) [12]</i>	8
<i>Bild 2.6: Gelenk-Bauarten [12]</i>	8
<i>Bild 2.7: Ausführungsbeispiele von Radträgern angetriebener Vorderachsen [5]</i>	9
<i>Bild 2.8: Systematik der Lenker (links), Ausführungsbeispiele Führungslenker (rechts oben) und Traglenker (rechts unten) [5]</i>	10
<i>Bild 2.9: Einfederweg <math>z_e</math> des Fahrzeuges: Nullposition (links), ausgefedert (mitte) und eingefedert (rechts) vgl. [5]</i>	12
<i>Bild 2.10: Radstand <math>l</math> nach ISO 612/DIN 70000 [5]</i>	12
<i>Bild 2.11: Spurweite <math>b</math> vgl. [18]</i>	12
<i>Bild 2.12: Spurwinkel <math>\delta</math> nach ISO 612/DIN 70000 [5]</i>	13
<i>Bild 2.13: Spurweitenänderung. <math>b</math>: Spurweite ohne Einfederung, <math>b'</math>: Spurweite mit Einfederung [5]</i>	13
<i>Bild 2.14: Vorspuränderung (links) und Sturzwinkeländerung (rechts) [18]</i>	14
<i>Bild 2.15: Radsturz <math>\gamma</math> nach ISO 612/DIN 70000 [5]</i>	15
<i>Bild 2.16: Sturzseitenkraft <math>F_y</math> und Sturzmoment <math>M_y</math> [5]</i>	15
<i>Bild 2.17: Konstruktion der Rollzentrumshöhe <math>R_0</math> und des Nickpols <math>O</math> einer Doppelquerlenkerachse [18]</i>	15
<i>Bild 2.18: Konstruktion des Rollzentrums <math>R_0</math> für eine radführende Federbeinachse vgl. [18]</i>	16
<i>Bild 2.19: Wankachse eines Fahrzeuges vgl. [5]</i>	17
<i>Bild 2.20: Konstruktion des Rollzentrums <math>R_0</math> für eine radführende Federbeinachse mit modifizierter Lage der Lenker vgl. [18]</i>	18
<i>Bild 2.21: Spurweitenänderung (links) und Änderung der Rollzentrumshöhe (rechts) [18]</i>	18
<i>Bild 2.22: Kenngrößen der Lenkkinematik vgl. [8]</i>	19
<i>Bild 2.23: Spreizungsversatz <math>r_\sigma</math> und Nachlaufversatz <math>n_\epsilon</math> vgl. [12]</i>	20
<i>Bild 2.24: Schubmittelpunkt und Achsen der Einfederbewegungen einer Verbundlenkerachse [15]</i>	21
<i>Bild 2.25: Ausführungsbeispiel einer Verbundlenkerachse [16]</i>	22
<i>Bild 2.26: Ausführungsbeispiel einer McPherson Vorderachse [17]</i>	23
<i>Bild 2.27: Federbein-Radführung (links) und Dämpferbein-Radführung (rechts, Feder und Dämpfer getrennt) [5]</i>	24
<i>Bild 2.28: Reibung im McPherson Federbein [8]</i>	25
<i>Bild 2.29: Konventionelles Federbein (links) und Side-Load-Feder (rechts) [5]</i>	25
<i>Bild 2.30: Prinzip (links) und Aufbau (rechts) einer McPherson-Federbeinachse [8], [5]</i>	26
<i>Bild 2.31: Prinzip (links) und Ausführungsbeispiel (rechts) einer McPherson-Federbeinachse mit aufgelösten unteren Lenkern vgl. [8], [5]</i>	27
<i>Bild 2.32: Prinzip (links) und Aufbau (rechts) einer Doppelquerlenkerachse [8], [5]</i>	28
<i>Bild 2.33: Ausführungsbeispiel einer Doppelquerlenkerachse [17]</i>	30
<i>Bild 2.34: Prinzip (links) und Aufbau (rechts) einer Fünflenkerachse [8], [15]</i>	31
<i>Bild 2.35: Ausführungsbeispiel einer Fünflenker Vorderachse [17]</i>	32
<i>Bild 3.1: Koordinatensysteme nach ISO 8855 (Heckansicht) vgl. [11], [18]</i>	34

---

<i>Bild 3.2: Koordinatensysteme nach ISO 8855 Übersicht vgl. [11], [17]</i>	35
<i>Bild 3.3: Abhängigkeiten zwischen den Koordinatensystemen <math>K_K</math> und <math>K_C</math></i>	36
<i>Bild 3.4: 3D-CAD Fahrwerksmodelle</i>	38
<i>Bild 3.5: Aufbau der Modelle</i>	39
<i>Bild 3.6: Unabhängigkeit der Modelle</i>	41
<i>Bild 3.7: Zum Skelettpart verknüpfte Punkte in einem Part</i>	42
<i>Bild 3.8: Definition der Fahrwerkspunkte der Verbundlenkerachse</i>	44
<i>Bild 3.9: Definition der Fahrwerkspunkte der McPherson-Federbeinachse</i>	45
<i>Bild 3.10: Definition der Fahrwerkspunkte der Doppelquerlenkerachse_1</i>	45
<i>Bild 3.11: Definition der Fahrwerkspunkte der Doppelquerlenkerachse_2</i>	46
<i>Bild 3.12: Definition der Fahrwerkspunkte der Fünflenkerachse_1</i>	46
<i>Bild 3.13: Definition der Fahrwerkspunkte der Fünflenkerachse_2</i>	47
<i>Bild 3.14: Feder-, Dämpferdurchmesser, sowie Breite und Höhe des Radträgerprofils (Verbundlenkerachse)</i>	48
<i>Bild 3.15: Bauteildimensionen des Rades</i>	48
<i>Bild 3.16: Bauteildimensionen der Bremse</i>	49
<i>Bild 3.17: Bauteildimensionen der Lenker</i>	50
<i>Bild 3.18: Bauteildimensionen des E-Motors</i>	50
<i>Bild 3.19: Informationsfluss in den Modellen</i>	52
<i>Bild 3.20: Aufbau der Parametrisierung in den Modellen</i>	53
<i>Bild 3.21: Parametertypen in den Fahrwerksmodellen</i>	54
<i>Bild 3.22: Übersicht der Symbolleisten "DMU Kinematics" und die davon abkoppelbaren Symbolleisten "Simulation" und "kinematische Verbindungen"</i>	56
<i>Bild 3.23: Struktur und Funktionen der Kinematik in den Modellen</i>	57
<i>Bild 3.24: McPherson-Federbeinachse (links) mit Radhüllgebirge (rechts)</i>	58
<i>Bild 3.25: McPherson-Federbeinachse mit Berücksichtigung einer schematischen Schneekette (links) mit Radhüllgebirge (rechts)</i>	59
<i>Bild 3.26: Ermittlung der Spreizachse einer McPherson-Federbeinachse (links) und mit aufgelösten Lenkern (rechts) vgl. [8]</i>	60
<i>Bild 3.27: Ermittlung der Spreizachse einer Doppelquerlenkerachse (links) und mit aufgelösten Lenkern (rechts) vgl.[8]</i>	61
<i>Bild 3.28: Approximative Ermittlung der Spreizachse einer Fünflenkerachse vgl. [8]</i>	62
<i>Bild 4.1: Definition fester und beweglicher Teilsysteme der kinematischen Aufgabenstellung</i>	65

---

## Anhang A – Fahrwerkskennlinien

Anhang A beinhaltet die Vorspur- und Sturzkurven beispielhaft von zwei beliebigen Fahrwerkskonfigurationen jeweils für die behandelten Radaufhängungstypen. In dieser Arbeit steht die starrkinematische Analyse von Radaufhängungen im Vordergrund. Da die kinematischen Eigenschaften der Verbundlenkerachse hauptsächlich von der Elastokinematik geprägt werden, ist bei der Kinematikanalyse im CAD-Modell nur eine vereinfachte ebene Bewegung dargestellt. Daraus folgt, dass im CAD-Modell der Verbundlenkerachse während des Einfederns keine Spur- und Sturzänderungen stattfinden. Im Anhang A werden die kinematischen Kennwerte der anderen Radaufhängungen beispielhaft gezeigt, diese sind Kurven der McPherson-Federbeinachse, der Doppelquerlenkerachse und der Fünflenkerachse.

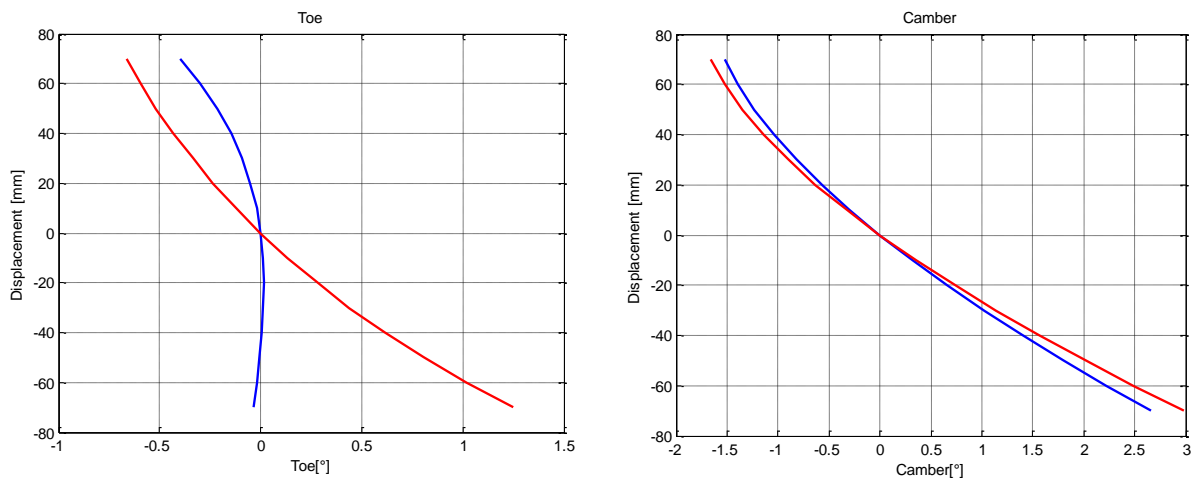


Diagramm 1: Vorspuränderung (links) und Sturzänderung einer McPherson Federbeinachse [19]

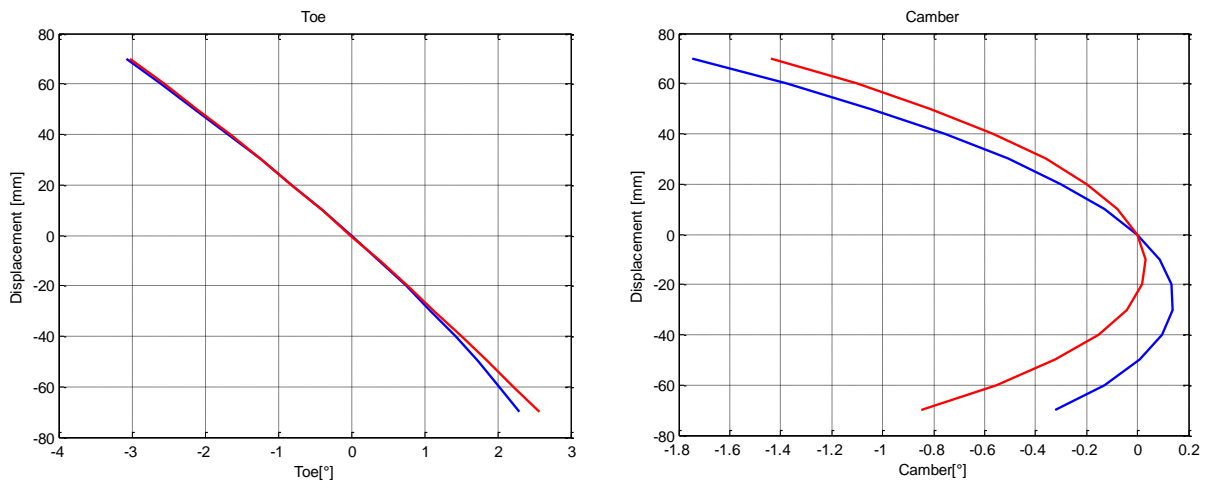


Diagramm 2: Vorspuränderung (links) und Sturzänderung einer Doppelquerlenkerachse [19]

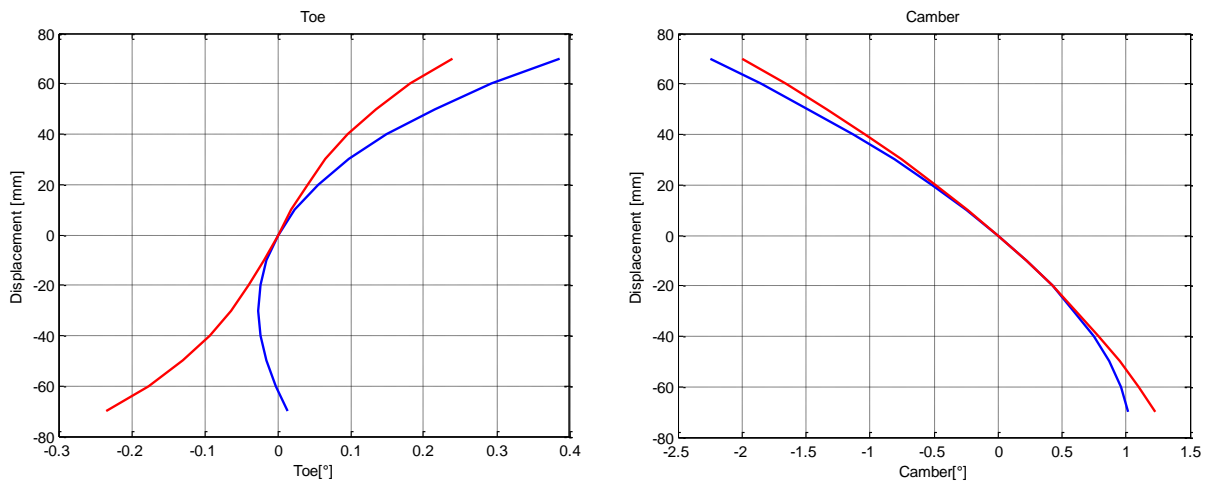


Diagramm 3: Vorspuränderung (links) und Sturzänderung einer Fünflenkerachse [19]

## Anhang B – Excel Tabellen

Anhang B enthält die Tabellen der Dateneingabe für die Koordinatenpunkte und für die Bauteildimensionen in der externen Datenbank in Excel, jeweils für jeden Radaufhängungstyp.

	A	B	C	D	E
1	<b>Verbundlenkerachse</b>				
2				<b>Bemerkungen</b>	<b>Bezeichnungen in Englisch</b>
3	<b>Fahrwerksdaten</b>				
4					
5	<b>Koordinaten der Fahrwerkspunkte</b>	Variation_1	alt		
6	Radmittelpunkt_X_(RADSTAND) (mm)	2983	4200		Wheel center point X (mm)
7	Radmittelpunkt_Y_(SPURWEITE/2) (mm)	-720	-700	Spurweite = Radmittelpunkt_Y*2*(-1)	Wheel center point Y (mm)
8	Radmittelpunkt_Z (mm)	0	0		Wheel center point Z (mm)
9	Aufhängungspunkt_Achse_X (mm)	-500	-600		Suspension point axle beam X (mm)
10	Aufhängungspunkt_Achse_Y (mm)	195	200		Suspension point axle beam Y (mm)
11	Aufhängungspunkt_Achse_Z (mm)	-5	120		Suspension point axle beam Z (mm)
12	Radtraeger_Hilfspunkt_Y (mm)	200	220		Support point axle beam Y (mm)
13	oberer_Daempferpunkt_X (mm)	50	-190		Upper damper point X (mm)
14	oberer_Daempferpunkt_Y (mm)	160	350		Upper damper point Y (mm)
15	oberer_Daempferpunkt_Z (mm)	419	419		Upper damper point Z (mm)
16	oberer_Federpunkt_X (mm)	-40	-120		Upper spring point X (mm)
17	oberer_Federpunkt_Y (mm)	280	200		Upper spring point Y (mm)
18	oberer_Federpunkt_Z (mm)	145	400		Upper spring point Z (mm)
19	unterer_Daempferpunkt_X (mm)	50	-150		Lower damper point X (mm)
20	unterer_Daempferpunkt_Y (mm)	125	360		Lower damper point Y (mm)
21	unterer_Daempferpunkt_Z (mm)	-35	-42		Lower damper point Z (mm)
22	unterer_Federpunkt_X (mm)	-40	-140		Lower spring point X (mm)
23	unterer_Federpunkt_Y (mm)	270	200		Lower spring point Y (mm)
24	unterer_Federpunkt_Z (mm)	-80	120		Lower spring point Z (mm)
25					
26					
27					
28					

Tabelle 1: Koordinaten der Fahrwerkspunkte - Verbundlenkerachse

	A	B	C	D	E
1	<b>Verbundlenkerachse</b>				
2				<b>Bemerkungen</b>	<b>Bezeichnungen in Englisch</b>
30	<b>Bauteildimensionen</b>				
31					
32	<b>Radträger:</b>				
33	Höhe_Radträgerprofil (mm)	75	90		axle beam section height (mm)
34	Breite_Radträgerprofil (mm)	45	60		axle beam section width (mm)
35	<b>Dämpfer:</b>				<b>Damper:</b>
36	Dämpferdurchmesser (mm)	50	50		Damper diameter (mm)
37	<b>Feder:</b>				<b>Spring:</b>
38	Federdurchmesser (mm)	125	90		Spring diameter (mm)
39	<b>Rad, Felge:</b>				<b>Wheel, rim:</b>
40	Felgendurchmesser (Zoll)	16	16		Rim diameter (inch)
41	Reifenbreite (mm)	185	205	Mindestbreite: 115mm	Tyre width (mm)
42	Querschnittsverhältnis	55	45		Relation tyre width-height
43	Einpresstiefe (mm)	40	40		Wheel offset (mm)
44	Schneekettendicke (mm)	15	15		Snow chain thickness (mm)
45	<b>Bremsscheibe:</b>				<b>Brake disc:</b>
46	Scheibendurchmesser (mm)	260	260		Brake disc diameter (mm)
47	Breite_Bremsscheibe (mm)	15	15	Gesamtbreite_Bremsscheibe > Breite_Bremsscheibe!	Brake disc width (mm)
48	Gesamtbreite_Bremsscheibe (mm)	35	35		Brake disc overall width (mm)
49	Bohrungsdurchmesser (mm)	60	60		Wheel bearing hole diameter (mm)
50	Topf_Innendurchmesser (mm)	120	120	Topf_Aussendurchmesser > Topf_Innendurchmesser!	brake disc shoulder inside diameter (mm)
51	Topf_Aussendurchmesser (mm)	140	140		brake disc shoulder outside diameter (mm)
52	<b>Bremssattel:</b>				<b>Brake caliper:</b>
53	Aussendurchmesser_Sattel (mm)	280	280	Aussendurchmesser_Sattel > Innendurchmesser_Sattel	Caliper outside diameter (mm)
54	Innendurchmesser_Sattel (mm)	160	160		Caliper inner diameter (mm)
55	Ausbreitung_Bremssattel_innenseitig (mm)	50	50		Caliper width inward (mm)
56	Ausbreitung_Bremssattel_aussenseitig (mm)	30	30		Caliper width outside (mm)
57	Ausbreitung_Bremssattel_innenseitig (mm)	60	60		Brake piston width inward (mm)
58	Ausbreitung_Bremssattel_aussenseitig (mm)	35	35		Brake piston width outside (mm)
59	Durchmesser_Bremssattel (mm)	40	50		Brake piston diameter (mm)
60	Anzahl_Bremssattel_pro_Seite (Stk)	2	2		Number of brake pistons (pcs.)
61	Winkel_Beta (deg)	5	5		Angle_Beta (deg)
62	Winkel_Gamma (deg)	6	20		Angle_Gamma (deg)
63	Winkel_Delta (deg)	8	8		Angle_Delta (deg)
64	Winkel_Phi (deg)	190	190		Angle_Phi (deg)
65	<b>E-Motor Dummy:</b>				<b>Inwheel-motor dummy:</b>
66	Länge_Getriebe (mm)	200	200		Gear length (mm)
67	Durchmesser_Getriebe (mm)	150	150		Gear diameter (mm)
68	Startpunkt_Getriebe_X (mm)	85	85		Starting point gear X (mm)
69	Startpunkt_Getriebe_Y (mm)	30	30		Starting point gear Y (mm)
70	Startpunkt_Getriebe_Z (mm)	65	65		Starting point gear Z (mm)
71	Länge_E_Motor (mm)	120	120		E motor length (mm)
72	Durchmesser_E_Motor (mm)	80	80		E motor diameter (mm)
73	Startpunkt_E_Motor_X (mm)	140	140		Starting point e motor X (mm)
74	Startpunkt_E_Motor_Y (mm)	180	180		Starting point e motor Y (mm)
75	Startpunkt_E_Motor_Z (mm)	65	65		Starting point e motor Z (mm)
76					

Tabelle 2: Bauteildimensionen - Verbundlenkerachse



	A	B	C	D	E
1	<b>McPherson Achse</b>				
2				<b>Bemerkungen</b>	<b>Bezeichnungen in Englisch</b>
3	<b>Fahrwerksdaten</b>				
4					
5	<b>Koordinaten der Fahrwerkspunkte</b>	Variante_1	alt		<b>Hardpoint coordinates</b>
6	Radmittelpunkt_X (mm)	267	0		Wheel center point X (mm)
7	Radmittelpunkt_Y_(SPURWEITE/2) (mm)	-708,5	-750		Wheel center point Y (mm)
8	Radmittelpunkt_Z (mm)	0	0		Wheel center point Z (mm)
9	Dompunkt_X (mm)	23	70		Strut top point X (mm)
10	Dompunkt_Y (mm)	189,5	200		Strut top point Y (mm)
11	Dompunkt_Z (mm)	530	550		Strut top point Z (mm)
12	unterer_Federpunkt_X (mm)	15	40		Lower spring point X (mm)
13	unterer_Federpunkt_Y (mm)	135,5	150		Lower spring point Y (mm)
14	unterer_Federpunkt_Z (mm)	320	340		Lower spring point Z (mm)
15	unterer_Daempferpunkt_X (mm)	4,5	-10		Lower damper point X (mm)
16	unterer_Daempferpunkt_Y (mm)	138,5	145		Lower damper point Y (mm)
17	unterer_Daempferpunkt_Z (mm)	65	83		Lower damper point Z (mm)
18	Lenkerpunkt_1_radtraegerseitig_X (mm)	0	-30		Link 1 wheel carrier sided point X (mm)
19	Lenkerpunkt_1_radtraegerseitig_Y (mm)	35,5	77		Link 1 wheel carrier sided point Y (mm)
20	Lenkerpunkt_1_radtraegerseitig_Z (mm)	-102	-136		Link 1 wheel carrier sided point Z (mm)
21	Lenkerpunkt_2_radtraegerseitig_X (mm)	0	30		Link 2 wheel carrier sided point X (mm)
22	Lenkerpunkt_2_radtraegerseitig_Y (mm)	35,5	66		Link 2 wheel carrier sided point Y (mm)
23	Lenkerpunkt_2_radtraegerseitig_Z (mm)	-102	-120		Link 2 wheel carrier sided point Z (mm)
24	Lenkerpunkt_1_karosserieseitig_X (mm)	-50	-50		Link 1 car body sided point X (mm)
25	Lenkerpunkt_1_karosserieseitig_Y (mm)	333,5	372		Link 1 car body sided point Y (mm)
26	Lenkerpunkt_1_karosserieseitig_Z (mm)	-53	-100		Link 1 car body sided point Z (mm)
27	Lenkerpunkt_2_karosserieseitig_X (mm)	236	250		Link 2 car body sided point X (mm)
28	Lenkerpunkt_2_karosserieseitig_Y (mm)	376,5	398		Link 2 car body sided point Y (mm)
29	Lenkerpunkt_2_karosserieseitig_Z (mm)	-47	-48		Link 2 car body sided point Z (mm)
30	Spurstange_aussen_Lenkpunkt_X (mm)	126	120		Steering link wheel carrier sided point X (mm)
31	Spurstange_aussen_Lenkpunkt_Y (mm)	74,5	42		Steering link wheel carrier sided point Y (mm)
32	Spurstange_aussen_Lenkpunkt_Z (mm)	8	-38		Steering link wheel carrier sided point Z (mm)
33	Spurstange_innen_Lenkpunkt_X (mm)	200	200		Steering link car body sided point X (mm)
34	Spurstange_innen_Lenkpunkt_Y (mm)	388,5	400		Steering link car body sided point Y (mm)
35	Spurstange_innen_Lenkpunkt_Z (mm)	40,9	50		Steering link car body sided point Z (mm)
36					
37	<b>Lenkgeometrie Ausgangsbedingungen</b>				<b>Steering geometry inputs</b>
38	Vorspur (deg)	1	2		Toe angle (deg)
39	Radsturz (deg)	-1	-5		Camber (deg)
40					
41	<b>Rückgabewerte Lenkgeometrie:</b>				<b>Return values:</b>
42	Spreizung (deg)	18			Steering axis inclination (deg)
43	Nachlaufwinkel (deg)	12			Caster angle (deg)
44	Nachlaufstrecke (mm)	5,6			Caster offset (mm)
45	Nachlaufversatz (mm)	12,3			Caster offset center (mm)
46	Lenkrollradius (mm)	2,4			Steering offset (mm)
47	Spreizungsversatz (mm)	5,3			Steering offset center (mm)
48	Spurweite_mit_Sturz (mm)	1548			Wheel track incl. camber (mm)

Tabelle 3: Koordinaten der Fahrwerkspunkte – McPherson-Federbeinachse

	A	B	C	D	E
1	<b>McPherson Achse</b>				
2				<b>Bemerkungen</b>	<b>Bezeichnungen in Englisch</b>
50	<b>Bauteildimensionen</b>				
51					
52	<b>Dämpfer:</b>				<b>Damper:</b>
53	Durchmesser_Dämpfer (mm)	50	45		Damper diameter (mm)
54	<b>Feder:</b>				<b>Spring:</b>
55	Durchmesser_Feder (mm)	140	100		Spring diameter (mm)
56	<b>Rad, Felge:</b>				<b>Wheel, rim:</b>
57	Felgendurchmesser (Zoll)	16	16		Rim diameter (inch)
58	Reifenbreite (mm)	185	205	Mindestbreite: 115mm	Tyre width (mm)
59	Querschnittsverhältnis	55	45		Relation tyre width-height
60	Einpresstiefe (mm)	35	35		Wheel offset (mm)
61	Schneekettendicke (mm)	15	15		Snow chain thickness (mm)
62	<b>Bremsscheibe:</b>				<b>Brake disc:</b>
63	Scheibendurchmesser (mm)	270	280	Scheibendurchmesser > Topf_Aussendurchmesser	Brake disc diameter (mm)
64	Breite_Bremsscheibe (mm)	15	15	Gesamtbreite_Bremsscheibe > Breite_Bremsscheibe	Brake disc width (mm)
65	Gesamtbreite_Bremsscheibe (mm)	30	30		Brake disc overall width (mm)
66	Bohrungsdurchmesser (mm)	60	60		Wheel bearing hole diameter (mm)
67	Topf_Innendurchmesser (mm)	120	120		brake disc shoulder inside diameter (mm)
68	Topf_Aussendurchmesser (mm)	140	140	Topf_Aussendurchmesser > Topf_Innendurchmesser	brake disc shoulder outside diameter (mm)
69	<b>Bremssattel:</b>				<b>Brake caliper:</b>
70	Aussendurchmesser_Sattel (mm)	290	320	Aussendurchmesser_Sattel > Scheibendurchmesser	Caliper outside diameter (mm)
71	Innendurchmesser_Sattel (mm)	180	200		Caliper inner diameter (mm)
72	Ausbreitung_Bremssattel_innenseitig (mm)	50	50		Caliper width inward (mm)
73	Ausbreitung_Bremssattel_aussenseitig (mm)	30	30		Caliper width outside (mm)
74	Ausbreitung_Bremssattel_innenseitig (mm)	60	60		Brake piston width inward (mm)
75	Ausbreitung_Bremssattel_aussenseitig (mm)	35	35		Brake piston width outside (mm)
76	Durchmesser_Bremssattel (mm)	45	45		Brake piston diameter (mm)
77	Anzahl_Bremssattel_pro_Seite (Stk)	2	2		Number of brake pistons (pcs.)
78	Winkel_Beta (deg)	5	5		Angle_Beta (deg)
79	Winkel_Gamma (deg)	8	8		Angle_Gamma (deg)
80	Winkel_Delta (deg)	10	10		Angle_Delta (deg)
81	Winkel_Phi (deg)	200	200		Angle_Phi (deg)
82	<b>Spurstange:</b>				<b>Steering link:</b>
83	Durchmesser_Spurstange (mm)	20	10		Steering link diameter (mm)
84	<b>Lenker:</b>				<b>Link arms:</b>
85	Breite_Lenker_1 (mm)	20	20		Link 1 section width (mm)
86	Hoehe_Lenker_1 (mm)	20	15		Link 1 section height (mm)
87	Breite_Lenker_2 (mm)	20	25		Link 2 section width (mm)
88	Hoehe_Lenker_2 (mm)	20	15		Link 2 section height (mm)
89	<b>E-Motor Dummy:</b>				<b>Inwheel-motor dummy:</b>
90	Länge_Getriebe (mm)	50	50		Gear length (mm)
91	Durchmesser_Getriebe (mm)	200	200		Gear diameter (mm)
92	Startpunkt_Getriebe_X (mm)	20	20		Starting point gear X (mm)
93	Startpunkt_Getriebe_Y (mm)	0	0		Starting point gear Y (mm)
94	Startpunkt_Getriebe_Z (mm)	-20	-20		Starting point gear Z (mm)
95	Länge_E_Motor (mm)	120	120		E motor length (mm)
96	Durchmesser_E_Motor (mm)	140	140		E motor diameter (mm)
97	Startpunkt_E_Motor_X (mm)	20	20		Starting point e motor X (mm)
98	Startpunkt_E_Motor_Y (mm)	50	50		Starting point e motor Y (mm)
99	Startpunkt_E_Motor_Z (mm)	-20	-20		Starting point e motor Z (mm)

Tabelle 4: Bauteildimensionen – McPherson-Federbeinachse

	A	B	C	D
1	<b>Doppelquerlenkerachse</b>			
2			<b>Bemerkungen</b>	<b>Bezeichnungen in Englisch</b>
3	<b>Fahrwerksdaten</b>			
4				
5	<b>Koordinaten der Fahrwerkspunkte</b>			
6	Radmittelpunkt_X (mm)	0		Wheel center point X (mm)
7	Radmittelpunkt_Y_(SPURWEITE/2) (mm)	-750	Spurweite = Radmittelpunkt_Y*2*(-1)	Wheel center point Y (mm)
8	Radmittelpunkt_Z (mm)	0		Wheel center point Z (mm)
9	unterer_Daempferpunkt_X (mm)	10		Lower damper point X (mm)
10	unterer_Daempferpunkt_Y (mm)	240		Lower damper point Y (mm)
11	unterer_Daempferpunkt_Z (mm)	50		Lower damper point Z (mm)
12	oberer_Daempferpunkt_X (mm)	10		Upper damper point X (mm)
13	oberer_Daempferpunkt_Y (mm)	275		Upper damper point Y (mm)
14	oberer_Daempferpunkt_Z (mm)	460		Upper damper point Z (mm)
15	unterer_Federpunkt_X (mm)	-30		Lower spring point X (mm)
16	unterer_Federpunkt_Y (mm)	180		Lower spring point Y (mm)
17	unterer_Federpunkt_Z (mm)	220		Lower spring point Z (mm)
18	oberer_Federpunkt_X (mm)	-20		Upper spring point X (mm)
19	oberer_Federpunkt_Y (mm)	195		Upper spring point Y (mm)
20	oberer_Federpunkt_Z (mm)	420		Upper spring point Z (mm)
21	unterer_Dreieckslenkerpunkt_aussen_X (mm)	20		lower wishbone carrier joint knuckle sided X (mm)
22	unterer_Dreieckslenkerpunkt_aussen_Y (mm)	50		lower wishbone carrier joint knuckle sided Y (mm)
23	unterer_Dreieckslenkerpunkt_aussen_Z (mm)	-120		lower wishbone carrier joint knuckle sided Z (mm)
24	oberer_Dreieckslenkerpunkt_aussen_X (mm)	0		upper wishbone carrier joint knuckle sided X (mm)
25	oberer_Dreieckslenkerpunkt_aussen_Y (mm)	100		upper wishbone carrier joint knuckle sided Y (mm)
26	oberer_Dreieckslenkerpunkt_aussen_Z (mm)	160		upper wishbone carrier joint knuckle sided Z (mm)
27	Spurstange_aussen_Lenkpunkt_X (mm)	135		Steering link wheel carrier sided point X (mm)
28	Spurstange_aussen_Lenkpunkt_Y (mm)	80		Steering link wheel carrier sided point Y (mm)
29	Spurstange_aussen_Lenkpunkt_Z (mm)	-15		Steering link wheel carrier sided point Z (mm)
30	Spurstange_innen_Lenkpunkt_X (mm)	180		Steering link car body sided point X (mm)
31	Spurstange_innen_Lenkpunkt_Y (mm)	360		Steering link car body sided point Y (mm)
32	Spurstange_innen_Lenkpunkt_Z (mm)	50		Steering link car body sided point Z (mm)
33	Lenkerpunkt_1_karosserieseitig_X (mm)	80		Link 1 car body sided point X (mm)
34	Lenkerpunkt_1_karosserieseitig_Y (mm)	280		Link 1 car body sided point Y (mm)
35	Lenkerpunkt_1_karosserieseitig_Z (mm)	160		Link 1 car body sided point Z (mm)
36	Lenkerpunkt_2_karosserieseitig_X (mm)	-100		Link 2 car body sided point X (mm)
37	Lenkerpunkt_2_karosserieseitig_Y (mm)	280		Link 2 car body sided point Y (mm)
38	Lenkerpunkt_2_karosserieseitig_Z (mm)	160		Link 2 car body sided point Z (mm)
39	Lenkerpunkt_3_karosserieseitig_X (mm)	-120		Link 3 car body sided point X (mm)
40	Lenkerpunkt_3_karosserieseitig_Y (mm)	320		Link 3 car body sided point Y (mm)
41	Lenkerpunkt_3_karosserieseitig_Z (mm)	-50		Link 3 car body sided point Z (mm)
42	Lenkerpunkt_5_karosserieseitig_X (mm)	60		Link 5 car body sided point X (mm)
43	Lenkerpunkt_5_karosserieseitig_Y (mm)	320		Link 5 car body sided point Y (mm)
44	Lenkerpunkt_5_karosserieseitig_Z (mm)	-50		Link 5 car body sided point Z (mm)
45				
46	<b>Lenkgeometrie Ausgangsbedingungen</b>			<b>Steering geometry inputs</b>
47	Vorspur (deg)	1		Toe angle (deg)
48	Radsturz (deg)	-1,5		Camber (deg)
49				
50	<b>Rückgabewerte Lenkgeometrie</b>			<b>Return values:</b>
51	Spreizung (deg)	18		Steering axis inclination (deg)
52	Nachlaufwinkel (deg)	12		Caster angle (deg)
53	Nachlaufstrecke (mm)	5,6		Caster offset (mm)
54	Nachlaufversatz (mm)	12,3		Caster offset center (mm)
55	Lenkrollradius (mm)	2,4		Steering offset (mm)
56	Spreizungsversatz (mm)	5,3		Steering offset center (mm)
57	Spurweite_mit_Sturz (mm)	1548		Wheel track incl. camber (mm)

Tabelle 5: Koordinaten der Fahrwerkspunkte - Doppelquerlenkerachse

	A	B	C	D
1	<b>Doppelquerlenkerachse</b>			
2			<b>Bemerkungen</b>	<b>Bezeichnungen in Englisch</b>
58				
59	<b>Bauteildimensionen</b>			
60				
61	<b>Dämpfer:</b>			<b>Damper:</b>
62	Durchmesser_Dämpfer (mm)	45		Damper diameter (mm)
63	<b>Feder:</b>			<b>Spring:</b>
64	Durchmesser_Feder (mm)	120		Spring diameter (mm)
65	<b>Rad, Felge:</b>			<b>Wheel, rim:</b>
66	Felgendurchmesser (Zoll)	17		Rim diameter (inch)
67	Reifenbreite (mm)	205	Mindestbreite: 115mm	Tyre width (mm)
68	Querschnittsverhältnis	45		Relation tyre width-height
69	Einpresstiefe (mm)	15		Wheel offset (mm)
70	Schneekettendicke (mm)	15		Snow chain thickness (mm)
71	<b>Bremsscheibe:</b>			<b>Brake disc:</b>
72	Scheibendurchmesser (mm)	280	Scheibendurchmesser > Topf_Aussendurchmesser	Brake disc diameter (mm)
73	Breite_Bremsscheibe (mm)	15	Gesamtbreite_Bremsscheibe > Breite_Bremsscheibe	Brake disc width (mm)
74	Gesamtbreite_Bremsscheibe (mm)	30		Brake disc overall width (mm)
75	Bohrungsdurchmesser (mm)	60		Wheel bearing hole diameter (mm)
76	Topf_Innendurchmesser (mm)	120	Topf_Aussendurchmesser > Topf_Innendurchmesser	brake disc shoulder inside diameter (mm)
77	Topf_Aussendurchmesser (mm)	140		brake disc shoulder outside diameter (mm)
78	<b>Bremssattel:</b>			<b>Brake caliper:</b>
79	Aussendurchmesser_Sattel (mm)	320	Aussendurchmesser_Sattel > Scheibendurchmesser	Caliper outside diameter (mm)
80	Innendurchmesser_Sattel (mm)	200		Caliper inner diameter (mm)
81	Ausbreitung_Bremssattel_innenseitig (mm)	50		Caliper width inward (mm)
82	Ausbreitung_Bremssattel_aussenseitig (mm)	30		Caliper width outside (mm)
83	Ausbreitung_Bremssattel_innenseitig (mm)	60		Brake piston width inward (mm)
84	Ausbreitung_Bremssattel_aussenseitig (mm)	35		Brake piston width outside (mm)
85	Durchmesser_Bremssattel (mm)	45		Brake piston diameter (mm)
86	Anzahl_Bremssattel_pro_Seite (Stk)	2		Number of brake pistons (pcs.)
87	Winkel_Beta (deg)	5		Angle_Beta (deg)
88	Winkel_Gamma (deg)	8		Angle_Gamma (deg)
89	Winkel_Delta (deg)	10		Angle_Delta (deg)
90	Winkel_Phi (deg)	190		Angle_Phi (deg)
91	<b>Spurstange:</b>			<b>Steering link:</b>
92	Durchmesser_Spurstange (mm)	10		Steering link diameter (mm)
93	<b>Dreieckslenker:</b>			<b>Wishbones:</b>
94	Breite_unterer_Dreieckslenker (mm)	20		Lower wishbone section width (mm)
95	Hoehe_unterer_Dreieckslenker (mm)	15		Lower wishbone section height (mm)
96	Breite_oberer_Dreieckslenker (mm)	25		Upper wishbone section width (mm)
97	Hoehe_oberer_Dreieckslenker (mm)	15		Upper wishbone section height (mm)
98	<b>E-Motor Dummy:</b>			<b>Inwheel-motor dummy:</b>
99	Länge_Getriebe (mm)	200		Gear length (mm)
100	Durchmesser_Getriebe (mm)	150		Gear diameter (mm)
101	Startpunkt_Getriebe_X (mm)	20		Starting point gear X (mm)
102	Startpunkt_Getriebe_Y (mm)	50		Starting point gear Y (mm)
103	Startpunkt_Getriebe_Z (mm)	50		Starting point gear Z (mm)
104	Länge_E_Motor (mm)	120		E motor length (mm)
105	Durchmesser_E_Motor (mm)	80		E motor diameter (mm)
106	Startpunkt_E_Motor_X (mm)	60		Starting point e motor X (mm)
107	Startpunkt_E_Motor_Y (mm)	200		Starting point e motor Y (mm)
108	Startpunkt_E_Motor_Z (mm)	50		Starting point e motor Z (mm)

Tabelle 6: Bauteildimensionen - Doppelquerlenkerachse

	A	B	C	D
1	<b>Mehrlenkerachse</b>			
2			<b>Bemerkungen</b>	<b>Bezeichnungen in Englisch</b>
4				
5	<b>Koordinaten der Fahrwerkspunkte</b>			
6	Radmittelpunkt_X (mm)	4200		Wheel center point X (mm)
7	Radmittelpunkt_Y_(SPURWEITE/2) (mm)	-750	Spurweite = Radmittelpunkt_Y*2*(-1)	Wheel center point Y (mm)
8	Radmittelpunkt_Z (mm)	0		Wheel center point Z (mm)
9	unterer_Daempferpunkt_X (mm)	0		Lower damper point X (mm)
10	unterer_Daempferpunkt_Y (mm)	170		Lower damper point Y (mm)
11	unterer_Daempferpunkt_Z (mm)	90		Lower damper point Z (mm)
12	oberer_Daempferpunkt_X (mm)	-10		Upper damper point X (mm)
13	oberer_Daempferpunkt_Y (mm)	180		Upper damper point Y (mm)
14	oberer_Daempferpunkt_Z (mm)	460		Upper damper point Z (mm)
15	unterer_Federpunkt_X (mm)	10		Lower spring point X (mm)
16	unterer_Federpunkt_Y (mm)	300		Lower spring point Y (mm)
17	unterer_Federpunkt_Z (mm)	220		Lower spring point Z (mm)
18	oberer_Federpunkt_X (mm)	10		Upper spring point X (mm)
19	oberer_Federpunkt_Y (mm)	220		Upper spring point Y (mm)
20	oberer_Federpunkt_Z (mm)	370		Upper spring point Z (mm)
21	Lenkerpunkt_1_radtraegerseitig_X (mm)	50		Link 1 wheel carrier sided point X (mm)
22	Lenkerpunkt_1_radtraegerseitig_Y (mm)	100		Link 1 wheel carrier sided point Y (mm)
23	Lenkerpunkt_1_radtraegerseitig_Z (mm)	150		Link 1 wheel carrier sided point Z (mm)
24	Lenkerpunkt_2_radtraegerseitig_X (mm)	-50		Link 2 wheel carrier sided point X (mm)
25	Lenkerpunkt_2_radtraegerseitig_Y (mm)	110		Link 2 wheel carrier sided point Y (mm)
26	Lenkerpunkt_2_radtraegerseitig_Z (mm)	160		Link 2 wheel carrier sided point Z (mm)
27	Lenkerpunkt_3_radtraegerseitig_X (mm)	-30		Link 3 wheel carrier sided point X (mm)
28	Lenkerpunkt_3_radtraegerseitig_Y (mm)	80		Link 3 wheel carrier sided point Y (mm)
29	Lenkerpunkt_3_radtraegerseitig_Z (mm)	-160		Link 3 wheel carrier sided point Z (mm)
30	Lenkerpunkt_4_radtraegerseitig_X (mm)	-70		Link 4 wheel carrier sided point X (mm)
31	Lenkerpunkt_4_radtraegerseitig_Y (mm)	50		Link 4 wheel carrier sided point Y (mm)
32	Lenkerpunkt_4_radtraegerseitig_Z (mm)	-12		Link 4 wheel carrier sided point Z (mm)
33	Lenkerpunkt_5_radtraegerseitig_X (mm)	20		Link 5 wheel carrier sided point X (mm)
34	Lenkerpunkt_5_radtraegerseitig_Y (mm)	70		Link 5 wheel carrier sided point Y (mm)
35	Lenkerpunkt_5_radtraegerseitig_Z (mm)	-170		Link 5 wheel carrier sided point Z (mm)
36	Lenkerpunkt_1_karosserieseitig_X (mm)	150		Link 1 car body sided point X (mm)
37	Lenkerpunkt_1_karosserieseitig_Y (mm)	380		Link 1 car body sided point Y (mm)
38	Lenkerpunkt_1_karosserieseitig_Z (mm)	150		Link 1 car body sided point Z (mm)
39	Lenkerpunkt_2_karosserieseitig_X (mm)	-100		Link 2 car body sided point X (mm)
40	Lenkerpunkt_2_karosserieseitig_Y (mm)	300		Link 2 car body sided point Y (mm)
41	Lenkerpunkt_2_karosserieseitig_Z (mm)	160		Link 2 car body sided point Z (mm)
42	Lenkerpunkt_3_karosserieseitig_X (mm)	220		Link 3 car body sided point X (mm)
43	Lenkerpunkt_3_karosserieseitig_Y (mm)	280		Link 3 car body sided point Y (mm)
44	Lenkerpunkt_3_karosserieseitig_Z (mm)	-160		Link 3 car body sided point Z (mm)
45	Lenkerpunkt_4_karosserieseitig_X (mm)	-80		Link 4 car body sided point X (mm)
46	Lenkerpunkt_4_karosserieseitig_Y (mm)	270		Link 4 car body sided point Y (mm)
47	Lenkerpunkt_4_karosserieseitig_Z (mm)	-20		Link 4 car body sided point Z (mm)
48	Lenkerpunkt_5_karosserieseitig_X (mm)	20		Link 5 car body sided point X (mm)
49	Lenkerpunkt_5_karosserieseitig_Y (mm)	300		Link 5 car body sided point Y (mm)
50	Lenkerpunkt_5_karosserieseitig_Z (mm)	-150		Link 5 car body sided point Z (mm)
51				
52	<b>Lenkgeometrie Ausgangsbedingungen</b>			<b>Steering geometrie inputs</b>
53	Vorspur (deg)	1		Toe angle (deg)
54	Radsturz (deg)	-1,5		Camber (deg)
55				
56	<b>Rückgabewerte Lenkgeometrie</b>			<b>Return values:</b>
57	Spreizung (deg)	18		Steering axis inclination (deg)
58	Nachlaufwinkel (deg)	12		Caster angle (deg)
59	Nachlaufstrecke (mm)	5,6		Caster offset (mm)
60	Nachlaufversatz (mm)	12,3		Caster offset center (mm)
61	Lenkrollradius (mm)	2,4		Steering offset (mm)
62	Spreizungsversatz (mm)	5,3		Steering offset center (mm)
63	Spurweite_mit_Sturz (mm)	1548		Wheel track incl. camber (mm)

Tabelle 7: Koordinaten der Fahrwerkspunkte - Fünflenkerachse

	A	B	C	D
1	<b>Mehrlenkerachse</b>			
2			<b>Bemerkungen</b>	<b>Bezeichnungen in Englisch</b>
64				
65	<b>Bauteildimensionen</b>			
66				
67	<b>Dämpfer:</b>			<b>Damper:</b>
68	Durchmesser_Dämpfer (mm)	45		Damper diameter (mm)
69	<b>Feder:</b>			<b>Spring:</b>
70	Durchmesser_Feder (mm)	100		Spring diameter (mm)
71	<b>Rad, Felge:</b>			<b>Wheel, rim:</b>
72	Felgendurchmesser (Zoll)	17		Rim diameter (inch)
73	Reifenbreite (mm)	185	Mindestbreite: 115mm	Tyre width (mm)
74	Querschnittsverhältnis	45		Relation tyre width-height
75	Einpresstiefe (mm)	15		Wheel offset (mm)
76	Schneekettendicke (mm)	15		Snow chain thickness (mm)
77	<b>Bremsscheibe:</b>			<b>Brake disc:</b>
78	Scheibendurchmesser (mm)	280	Scheibendurchmesser > Topf_Aussendurchmesser	Brake disc diameter (mm)
79	Breite_Bremsscheibe (mm)	15	Gesamtbreite_Bremsscheibe > Breite_Bremsscheibe	Brake disc width (mm)
80	Gesamtbreite_Bremsscheibe (mm)	30		Brake disc overall width (mm)
81	Bohrungsdurchmesser (mm)	60		Wheel bearing hole diameter (mm)
82	Topf_Innendurchmesser (mm)	120	Topf_Aussendurchmesser > Topf_Innendurchmesser	brake disc shoulder inside diameter (mm)
83	Topf_Aussendurchmesser (mm)	140		brake disc shoulder outside diameter (mm)
84	<b>Bremssattel:</b>			<b>Brake caliper:</b>
85	Aussendurchmesser_Sattel (mm)	320	Aussendurchmesser_Sattel > Scheibendurchmesser	Caliper outside diameter (mm)
86	Innendurchmesser_Sattel (mm)	200		Caliper inner diameter (mm)
87	Ausbreitung_Bremssattel_innenseitig (mm)	50		Caliper width inward (mm)
88	Ausbreitung_Bremssattel_aussenseitig (mm)	30		Caliper width outside (mm)
89	Ausbreitung_Bremssattel_innenseitig (mm)	60		Brake piston width inward (mm)
90	Ausbreitung_Bremssattel_aussenseitig (mm)	35		Brake piston width outside (mm)
91	Durchmesser_Bremssattel (mm)	45		Brake piston diameter (mm)
92	Anzahl_Bremssattel_pro_Seite (Stk)	2		Number of brake pistons (pcs.)
93	Winkel_Beta (deg)	5		Angle_Beta (deg)
94	Winkel_Gamma (deg)	8		Angle_Gamma (deg)
95	Winkel_Delta (deg)	10		Angle_Delta (deg)
96	Winkel_Phi (deg)	345		Angle_Phi (deg)
97	<b>Spurstange:</b>			<b>Steering link:</b>
98	Durchmesser_Spurstange (Lenker_4) (mm)	10		Steering link (link 4) diameter (mm)
99	<b>Lenker:</b>			<b>Link arms:</b>
100	Breite_Lenker_1 (mm)	20		Link 1 section width (mm)
101	Höhe_Lenker_1 (mm)	15		Link 1 section height (mm)
102	Breite_Lenker_2 (mm)	25		Link 2 section width (mm)
103	Höhe_Lenker_2 (mm)	15		Link 2 section height (mm)
104	Breite_Lenker_3 (mm)	15		Link 3 section width (mm)
105	Höhe_Lenker_3 (mm)	12		Link 3 section height (mm)
106	Breite_Lenker_5 (mm)	25		Link 5 section width (mm)
107	Höhe_Lenker_5 (mm)	20		Link 5 section height (mm)
108	<b>E-Motor Dummy:</b>			<b>Inwheel-motor dummy:</b>
109	Länge_Getriebe (mm)	200		Gear length (mm)
110	Durchmesser_Getriebe (mm)	150		Gear diameter (mm)
111	Startpunkt_Getriebe_X (mm)	20		Starting point gear X (mm)
112	Startpunkt_Getriebe_Y (mm)	50		Starting point gear Y (mm)
113	Startpunkt_Getriebe_Z (mm)	50		Starting point gear Z (mm)
114	Länge_E_Motor (mm)	120		E motor length (mm)
115	Durchmesser_E_Motor (mm)	80		E motor diameter (mm)
116	Startpunkt_E_Motor_X (mm)	60		Starting point e motor X (mm)
117	Startpunkt_E_Motor_Y (mm)	200		Starting point e motor Y (mm)
118	Startpunkt_E_Motor_Z (mm)	50		Starting point e motor Z (mm)

Tabelle 8: Bauteildimensionen - Fünflenkerachse