

*Mechatronischer Entwurf eines geregelten Federungssystems für
mittelschwere gepanzerte Kettenfahrzeuge*

zur Erlangung des akademischen Grades eines
DOKTORS DER INGENIEURSWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)
der Fakultät für Maschinenbau
der Universität Paderborn

genehmigte
DISSERTATION

von
Dipl.-Ing. Alexander Gense
aus Omsk

Tag des Kolloquiums: 15.09.2020

Referent: *Prof. Dr.-Ing. Ansgar Trächtler*

Korreferent: *Prof. Dr.-Ing. Roman Dumitrescu*

Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wird der Entwurf eines mechatronischen Fahrzeugfederungssystems für ein mittelschweres gepanzertes Kettenfahrzeug beschrieben. Der Fokus liegt dabei auf der methodenbasierten Ermittlung der Potentiale durch die Kombination von aktiven und semi-aktiven Kraftstellern sowie konventionellen Feder-Dämpfer-Elementen in einem Fahrwerksystem im Hinblick auf die Energieeffizienz des Gesamtsystems und die Wärmeentwicklung der einzelnen Baugruppen im Kettenlaufwerk. Im Rahmen der modellbasierten Untersuchungen werden mehrere Varianten der möglichen Fahrwerkkonfiguration erarbeitet und analysiert. In einer Nutzwertanalyse wird eine Variante ermittelt, die alle gestellten Anforderungen hinreichend erfüllt. Darüber hinaus werden testbasierte Funktionsnachweise der Teilsysteme beschrieben, sowie Vorschläge zur Optimierung der geeigneten Aktorbaugruppen erarbeitet und mit Hilfe von prüfstandsbasierten Untersuchungen verifiziert. Ferner wird als Abgrenzung zum HIL-Test ein Begriff *MechIL* eingeführt und erläutert. Im Rahmen des vorgestellten Verfahrens werden eine Systematisierung der Testphasen und eine entsprechende Hierarchisierung der Testfälle definiert und erläutert. Als Ergebnis der testbasierten Funktionsnachweise werden Empfehlungen zur gezielten Reduktion der Wärmeentwicklung für betroffene Systemkomponenten abgeleitet.

Summary

In the present work the design of a mechatronic vehicle suspension system for a medium heavy armored tracked vehicle is described. The focus here is on the method-based determination of the potentials through the combination of active and semi-active force actuators and conventional spring-damper elements in a chassis system with regard to the energy efficiency of the system and the heat generation of the individual assemblies in the track chassis. As part of the model-based examinations, several variants of the possible chassis configuration are developed and analyzed. In a utility value analysis, a variant is determined which satisfies all the requirements sufficiently. In addition, test-based functional proofs of the subsystems are described, as well as proposals for the optimization of the appropriate actuator assemblies are developed and verified with the help of testbench-based examinations. Furthermore, as a distinction from the HIL test, a term *MechIL* is introduced and explained. As part of the presented method, a systematization of the test phases and a corresponding hierarchization of the test cases are defined and explained. As a result of the functional proofs on the testbench, recommendations for the targeted reduction of heat generation for affected system components are derived.

Vorveröffentlichungen

- [1] GENSE, A.; ILLG, I.; TRÄCHTLER, A.: Model-Based Design of the Controlled Suspension Of Tracked Vehicles. In: 27th Applied Vehicle Technology Panel. Sofia, 2011.
- [2] GENSE, A.; KRADEPOHL, U: Modellbasierter Entwurf geregelter Federgungssysteme für Laufwerke gepanzerter Kettenfahrzeuge – Anwendungsbeispiele und Potentiale, AUTOREG 2013, Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren, 5 – 6 Jun. 2013

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung und Aufgabenstellung.....	1
1.1 Motivation und Zielsetzung.....	3
1.2 Gliederung der Arbeit	7
2 Grundlagen und Stand der Technik.....	9
2.1 Grundlagen und Begriffsdefinitionen	9
2.1.1 Federungssysteme in Kettenfahrwerken	10
2.1.2 Fahrkomfort.....	10
2.1.3 Robustheit und Zuverlässigkeit	13
2.2 Klassifikation der Federungssysteme.....	16
2.3 Problematiken bei mittelschweren Kettenfahrwerken.....	18
2.4 Geregelte Federungssysteme	19
2.4.1 Radfahrzeuge.....	22
2.4.2 Leichte Kettenfahrzeuge.....	24
2.5 Aktorik in geregelten Federungssystemen	25
2.5.1 Semiaktive Stellelemente	26
2.5.2 Aktive Stellelemente	28
2.6 Mechatronischer Entwurf.....	30
2.6.1 Klären der Aufgabe	34
2.6.2 Modellbasierte Komposition	35
2.6.3 Funktionsorientierte Koordination.....	38
2.6.4 Modellgestützte Integration	38
2.6.5 Mechatronische Applikation.....	41
2.6.6 Wissenskonservierung	41
3 Klären der Aufgabe.....	43
3.1 Ziele und Anforderungen.....	43
3.2 Bewertungskriterien	45
3.3 Systemrelevante Umgebung.....	47
3.3.1 Anregungsmodelle	47
3.3.2 Fahrmanöver	49
3.3.3 Wärmeeintrag	50
4 Modellbasierte Komposition.....	57
4.1 Komposition des Grundsystems.....	57
4.1.1 Einfluss der Gleiskette im Laufwerk	63

4.1.2 Vereinfachter Ansatz	66
4.1.3 Komplexer Einsatz	68
4.2 Zwischenfazit	70
4.3 Idealisierte Komposition	72
4.3.1 Konzept der überlagerten Regelung.....	73
4.3.2 Herleitung der Verkopplungsmatrizen	78
4.4 Ganzheitliche Komposition.....	83
4.4.1 Simulation und Auswertung der Ergebnisse.....	84
4.4.2 Funktionalität.....	85
4.4.3 Leistungsbedarf.....	89
4.4.4 Wärmeeintrag.....	90
4.4.5 Nutzwertanalyse.....	93
5 Funktionsorientierte Koordination.....	96
5.1 Dämpfer	96
5.2 Stellzylinder.....	98
5.3 Flügelzellenaktor	100
5.3.1 Aktoroptimierung – Axiale Spaltkompensation	103
5.4 Sensorik	108
5.5 Echtzeithardware	112
5.6 Gesamtsystem	113
6 Modellgestützte Integration	117
6.1 Prüfstandsumgebung	119
6.2 Testphasen und Testhierarchie.....	121
6.2.1 Testsequenz A – Semiaktives Stellelement.....	125
6.2.2 Testsequenz B – Aktives Stellelement	128
7 Zusammenfassung und Ausblick.....	131
8 Abkürzungsverzeichnis	133
9 Notation	135
10 Literaturverzeichnis.....	139

Anhang

A1 - Identifizierung.....	145
A1.1 Auswertung der Versuchsfahrten	147
A2 - Geregelte Fahrwerke.....	152
A2.1 Vollaktives Fahrwerk.....	152
A2.2 Vollsemiaktives Fahrwerk.....	157
A2.3 Kombifahrwerk	162

1 Einleitung und Aufgabenstellung

Die ersten gepanzerten Fahrzeuge hatten noch keine Kettenlaufwerke, sondern waren radgetrieben, wie aus dem Bild 1.1 links oben ersichtlich. Die Ingenieure kamen aber relativ schnell zu der Erkenntnis, dass ein Kettenlaufwerk entscheidende Vorteile im Gelände bietet, wie zum einen die Verteilung der Masse bzw. der Gewichtskraft des Fahrzeugs auf eine größere Fläche und damit eine Verringerung des Drucks auf den Untergrund. Zum anderen wird die Aufstandsfläche erheblich vergrößert und erfasst dabei in unebenem Gelände mehr Aufstandspunkte. Das Fahrzeug erreicht dadurch eine gleichmäßige Fahrbewegung und die Geländegängigkeit wird insgesamt enorm erhöht.

Die gepanzerten Fahrzeuge hatten im Laufe des zwanzigsten Jahrhunderts viele Gestalten angenommen, bis letztendlich eine optimale Form gefunden war (Bild 1.1), aber aufgrund dieser und einiger anderer, nicht weniger wichtiger Vorteile werden die gepanzerten Fahrzeuge bis heute meist mit Kettenlaufwerken ausgestattet.

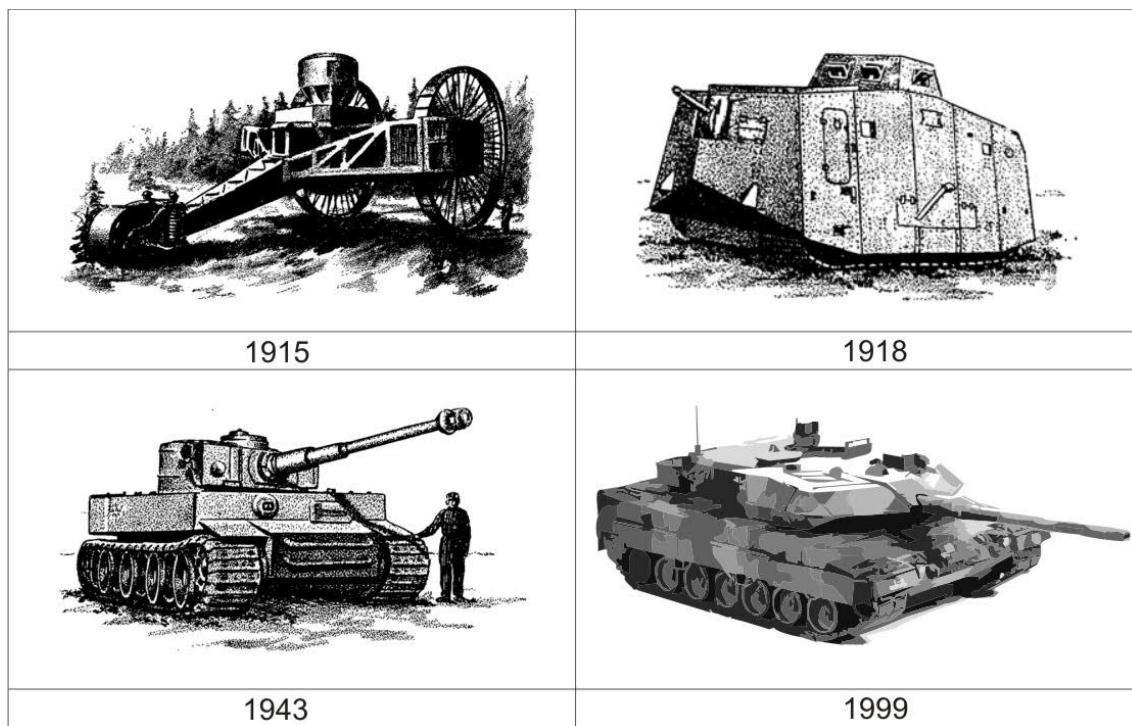


Bild 1.1: Evolution der Panzertechnik im 20. Jahrhundert [SCH96]

Die Kettenlaufwerke moderner militärischer Kettenfahrzeuge müssen zahlreichen Anforderungen hinsichtlich der Fahrdynamik, der Betriebssicherheit und des Schutzes der Besatzung genügen. Die wichtigsten Anforderungen an die Fahrdynamik betreffen Eigenschaften wie Traktion, Geländegängigkeit, Lenkfähigkeit, Fahrkomfort sowie Fahrsicherheit [MH82].

Bei der Erfüllung dieser vielfältigen Anforderungen spielen die Aufhängung mit ihren Feder-/Dämpferelementen und die Spannvorrichtung für die Kette eine entscheidende

Rolle. Eine besondere Herausforderung für die Auslegung dieser Laufwerkselemente stellen die Anforderungskonflikte wie z.B. einerseits „harte“ Dämpfercharakteristik zur Dämpfung der Aufbaubewegungen und der Vorstabilisierung der Waffensysteme, zugleich aber eine relativ „weiche“ Dämpferkennung, die eine möglichst gute Entkopplung des Aufbaus von den Störanregungen aus dem Kettenlaufwerk ermöglicht [Ill13].

Ein weiteres gravierendes Problem stellt die Wärmeentwicklung durch die enormen Dämpferleistungen dar, die insbesondere bei schweren Kettenfahrzeugen hohe Anforderungen an die Fahrwerkkomponenten im Zusammenhang mit der Ableitung der Wärme und der Lebensdauer verursachen. Durch den Einsatz ausschließlich passiver Komponente kann diesen Problemen lediglich im Rahmen von Kompromisslösungen begegnet werden, ohne dass jeweils ein Optimum erreicht werden kann [Ill13].

Aus dem zivilen Automobilbereich sind derzeit Lösungsansätze bekannt, mit denen die Performance eines Fahrwerks entscheidend verbessert werden kann, indem man die Eigenschaften der einzelnen Fahrwerkkomponenten, wie die der Stoßdämpfer beeinflussbar macht. Die gleichen Lösungsansätze können auch für gepanzerte Kettenfahrzeuge von Nutzen sein.

Durch einen gezielten Eingriff in die Dämpfercharakteristik kann theoretisch nicht nur die Performance verbessert, sondern auch das Problem der enormen Wärmeentwicklungen zum Teil entschärft werden. Die Rede ist von den geregelten Fahrwerken, bei denen man zunächst zwischen aktiven und semiaktiven Fahrwerken unterscheiden muss. Auf die Besonderheiten der beiden Arten geregelter Fahrwerke wird im Kapitel [2] näher eingegangen. An dieser Stelle sollen lediglich die Hauptgründe, die für den Einsatz geregelter Fahrwerke in einem schweren, gepanzerten Kettenfahrzeug sprechen, kurz zusammengefasst werden.

Vorteile eines gepanzerten Kettenfahrzeugs mit geregeltem Fahrwerk im Vergleich zu einem konventionell ausgestatteten Kettenfahrzeug:

- **Erhöhte Fahrzeugstabilität und verbesserter Fahrkomfort**
 - ⇒ erhöhte Geschwindigkeit in schwerem Gelände bei höherer Sicherheit
 - ⇒ deutlich schnellerer und schonenderer Transport von Verletzten und / oder empfindlichen Gütern
 - ⇒ höhere Überlebensfähigkeit
- **Verringerte Belastung von Mensch und Material**
 - ⇒ weniger Verpackung als Schutz vor Transportschäden und damit mehr Transportkapazität
 - ⇒ Verringerung der Belastung für Waffensysteme etc.
- **Verringelter Kraftstoffbedarf bei geeigneter Aktorik**
 - ⇒ Durch Anpassung der Kettenspannung, die einen enormen Einfluss auf die Antriebsleistung besitzt

Bei all den genannten Vorteilen dürfen die geregelten Fahrwerke nicht als Allheilmittel für alle kettenfahrzeugspezifischen Probleme angesehen werden. Auch sie haben Ihre

Nachteile, wenn es um solche Aspekte, wie die Wirtschaftlichkeit und die Robustheit im Einsatz geht. Dieses gilt insbesondere für die Fahrwerke mit rein aktiven Elementen, denn diese Systeme sind in der Regel wesentlich komplexer aufgebaut und somit auch kostenintensiver und störanfälliger als die semiaktiven oder gar konventionellen Fahrwerkelemente.

Beim Entwurf und der Auslegung geregelter Fahrwerke müssen die gleichen Grundsätze befolgt werden, wie auch bei der Auslegung konventioneller Fahrwerke. Die Spezifik der Kettenfahrwerkauslegung wird detaillierter im Abschnitt 2.1 vorgestellt.

1.1 Motivation und Zielsetzung

Das Potential geregelter Fahrwerke hat man in der Automobilindustrie bereits seit langem erkannt. Diese Systeme findet man zunehmend nicht nur in den Fahrzeugen der Luxus- oder Oberklasse, sondern immer öfter auch im Mittelklassensegment (vgl. Abschnitt 2.4.1). Dieser Trend wird allerdings durch hohe Kosten und hohen Energiebedarf speziell für aktive Systeme in seiner Entwicklung gebremst.

Gepanzerte Kettenfahrzeuge können von dem Einsatz der regelbaren Elemente im Kettenfahrwerk ebenfalls profitieren, wobei sich das Potential nicht nur auf die Komfortverbesserung erstreckt. Mitunter können auch Anwendungen rein militärrelevanter Natur gelöst oder zum Teil entschärft werden. Die Vorstabilisierung der Geschützstation durch aktiven oder semiaktiven Eingriff im Kettenfahrwerk kann ebenfalls entscheidend zur Verbesserung der Trefferquote beitragen und somit nicht nur die Kampfeffizienz des Fahrzeugs steigern, sondern auch die Wahrscheinlichkeit von Kollateralschäden minimieren.

Bei allem, was für die geregelten Fahrwerke in gepanzerten Kettenfahrzeugen spricht, gibt es auch zum Teil gravierende Probleme. Nicht zuletzt ist der enorme Energiebedarf speziell aktiver Fahrwerkelemente ein Hindernis – um große Massen zu bewegen benötigt man eine entsprechend hohe Menge an Energie.

Die semiaktiven Fahrwerkkomponenten wie beispielsweise die CDC¹- Dämpfer benötigen im Gegensatz zu den aktiven Elementen kaum Energie, bieten aber ein entsprechend geringeres Potential an Performance-Steigerung, da sie lediglich die Dämpfungseigenschaften gezielt beeinflussen können.

Diese beiden Erkenntnisse erlauben die Schlussfolgerung, dass aus der Kombination der beiden Prinzipien (aktiv und semiaktiv) in einem Kettenfahrwerk, eine Kompromisslösung möglich ist, die ein höheres Maß an Performance ermöglicht, bei einem gleichzeitig reduzierten Energiebedarf.

¹ CDC – Continuous Damping Control von ZF Sachs

Diese Idee wurde bereits in einigen wenigen Radfahrzeugen des Oberklassensegments, wie beim Porsche Cayenne erfolgreich erprobt (vgl. Abschnitt 2.4.1). In diesem Fahrzeug wird eine aktive Wankstabilisierung (Active Roll Stabilisation – ARS) mit einer variablen Dämpferregelung (Luftfederdämpfer – CDCe) vernetzt, um die Synergieeffekte einer solchen Kombination auszuschöpfen. Die Bezeichnung „Synergieeffekt“ benutzt man, wenn Konzepte oder Strukturen sich gegenseitig ergänzen und das vernetzte System als Ganzes mehr als nur die Summe seiner Einzelteile ist².

Aus der Gegenüberstellung der Vor- und Nachteile der beiden Konzepte in Tabelle 1.1 wird erkennbar, dass die beiden Systeme für sich allein, neben all den Vorzügen auch zum Teil gravierende Nachteile aufweisen. In der Kombination würden sich die beiden Systeme aber effektiv ergänzen können.

Tabelle 1.1: Vor- und Nachteile einzelner Systeme aus dem Automobilbereich

	Aktive Wankstabilisierung	Variable Dämpferregelung
Vorteile	✓ Minimierung der Wankbewegung auch stationär	✓ Komfortgewinn
	✓ Verbesserung des Eigenlenkverhaltens	✓ Verringerung der Wank-, Nick- und Vertikalbewegung
	✓ Verbesserung des Lastwechselverhaltens	✓ Sicherheitsgewinn durch Optimierung der Raddämpfung
	✓ Entkopplung der Radbewegung bei Geradeausfahrt	✓ Bremswegverkürzung durch Datenaustausch mit ESP
Nachteile	<ul style="list-style-type: none"> ○ Ungewollte hydraulische Dämpfung bei einseitiger Radanregung 	<ul style="list-style-type: none"> ○ Wankbeeinflussung nur bei instationären Wankmanövern möglich
	<ul style="list-style-type: none"> ○ Abstimmung der Regelschwelle stellt einen Kompromiss zwischen Komfort und Dynamik dar 	<ul style="list-style-type: none"> ○ Begrenzter Einfluss auf das Eigenlenkverhalten

Durch eine Systemvernetzung können somit zum einen die Einelnachteile der Systeme weitestgehend eliminiert und zum anderen Fahrkomfort, Fahrdynamik und Fahrsicherheit positiv beeinflusst werden.

² Der Satz - „Das Ganze ist mehr, als die Summe seiner Einzelteile“ wird Aristoteles zugesprochen

Bei einem Kettenfahrzeug können durch eine derartige Systemvernetzung zusätzlich zu den aufgezählten Synergieeffekten auch besonders relevante Probleme bezüglich des hohen Energiebedarfs und der enormen Wärmeentwicklungen zum Teil entschärft werden.

Bei leichten Kettenfahrzeugen wurden bereits sowohl aktive als auch semiaktive Fahrwerke in Prototypen realisiert und erfolgreich erprobt (vgl. Abschnitt 2.4.2). Eine Kombination der beiden Prinzipien kam aber bisher in keinem Kettenfahrzeug zum Einsatz.

Im Zuge der Erprobungen eines aktiven Wiesel 2 (vgl. Abschnitt 2.4.2) konnte dem Prototyp eine erhebliche Verbesserung hinsichtlich Hub-, Nick-, Wankbewegungen und - beschleunigungen bescheinigt werden [Illg05]. Der semiaktiv ausgestattete Wiesel 1 konnte ebenfalls eine Performanceverbesserung vorweisen [GK13].

Die beiden Fahrzeuge gehören zu der niedrigsten militärischen Lastenklasse - MLC 10³ (vgl. Bild 1.2). Die schweren Kettenfahrzeuge höherer Klassen MLC 40 bis MLC 80 stellen wegen ihres Gewichts besondere Herausforderungen an die Aktorik, sei es aktiv wie semiaktiv. Bei derartig hohen Gewichtskräften benötigt ein effektiver aktiver Steller sehr große Mengen an Energie. Der effektive semiaktive Steller würde zwar im Vergleich dazu sehr viel weniger Energie benötigen, sich dafür aber enorm aufheizen.

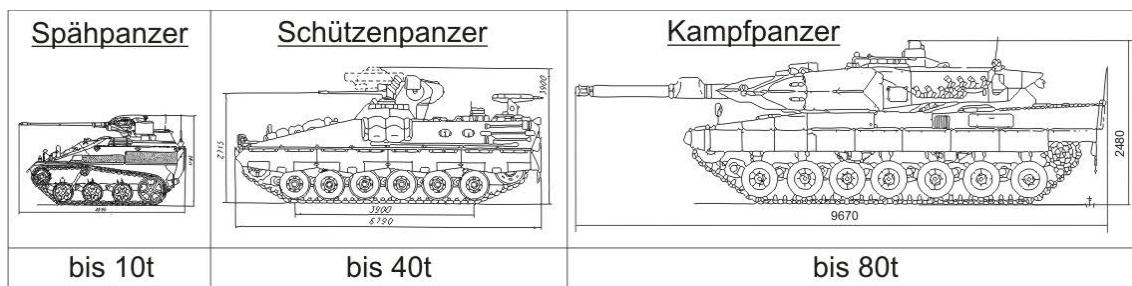


Bild 1.2: Militärische Lastenklassen gepanzerter Kettenfahrzeuge [Quelle: WTD 41]

Diese Erkenntnisse lassen eine Schlussfolgerung zu, dass durch eine geschickte Kombination aus aktiven und semiaktiven Stellern im Kettenfahrwerk eines Zielfahrzeugs der MLC 40 und höher, eine akzeptable Performance bei gleichzeitig moderatem Energiebedarf und Wärmeeintrag erzielt werden können. Das in der vorliegenden Schrift behandelte Zielfahrzeug ist ein Schützenpanzer Marder 1A5 der MLC 40 (vgl. Bild 1.3)

³ Military Load Class - Gewichtsklassifizierung für militärische Kraftfahrzeuge, die in Deutschland durch das Bundesamt für Wehrtechnik und Beschaffung festgelegt wird. Sie entspricht in etwa dem tatsächlichen Gewicht in Tonnen.



Bild 1.3: Zielfahrzeug – mittelschweres Kettenfahrzeug SPz MARDER 1A5 der Klasse MLC40 [Quelle: Rheinmetall Landsysteme]

Der Schützenpanzer (SPz) Marder ist das Hauptwaffensystem der Panzergrenadiertruppe der Bundeswehr. Das Fahrzeug, das erstmals 1971 an die Truppe in der Modifikation 1A1 ausgeliefert wurde, hatte mehrere Kampfwertsteigerungen bis hin zum Jahre 2004 (Marder 1A5) erfahren. Der Marder 1A1 hatte lediglich 28,5t Gesamtgewicht und war damit rund 10 Tonnen leichter als der Marder 1A5. Diese enorme Gewichtssteigerung liegt in den zahlreichen Maßnahmen begründet, die zum Schutz der Besatzung gegen direkte Treffer und Minen, in erster Linie stärkere Panzerung der weiterentwickelten Fahrzeuge dienen sollten. Die wichtigsten technischen Daten der letzten Modifikation des Zielfahrzeugs sind unten in der Tabelle 1.2 zusammengefasst:

Tabelle 1.2: Technische Daten des Zielfahrzeugs [Quelle: WTD 41]

SPz MARDER 1A5	
Besatzung	9 Soldatinnen/Soldaten
Gefechtsgewicht	38,5 t
Militärische Lastenklasse (MLC)	40 t
Länge	6,88 m
Breite	3,38 m
Bodenfreiheit	435 mm
Kettenbreite	450 mm
Spezifischer Bodendruck	1,022 kg/cm ²
Höhe	3,23 m
Motorleistung	441 kW (600 PS)
Bewaffnung	Maschinengewehr - 20 mm Maschinengewehr - 7,62 mm Panzerabwehrwaffe - MILAN

Aus den oben angeführten Überlegungen resultieren die Ziele für die vorliegende Arbeit. Im Rahmen der Arbeit soll ein Kettenfahrwerk für ein Fahrzeug der MLC 40 Klasse entworfen werden, welches das synergetische Potential aus der Kombination von aktiven und semiaktiven Stellelementen möglichst optimal ausnutzt. Dabei wird der Entwurfsprozess stark an die Vorgehensweise bei mechatronischen Systemen angelehnt. Die dabei verwendete Methodik des mechatronischen Entwurfs wird dabei zum Teil neu interpretiert oder ergänzt.

1.2 Gliederung der Arbeit

Die vorliegende Schrift gliedert sich in sechs Kapitel und ist inhaltlich wie folgt aufgebaut:

Kapitel 2 thematisiert die prägenden Entwicklungen und Erkenntnisse aus dem Bereich der konventionellen sowie der regelbaren Feder-/Dämpfersysteme in Kettenfahrwerken seit dem Zeitpunkt ihrer Einführung bis heute. Für die vorliegende Schrift relevante Entwicklungen aus dem Bereich der militärischen und zivilen Radfahrzeuge werden zum Teil ebenfalls angeführt. Ferner wird das verwendete Vorgehensmodell bei der Entwicklung mechatronischer Systeme in seinen wichtigsten Aspekten wiedergegeben und erläutert.

Kapitel 3 behandelt Aspekte der Planungsphase und Modellbildung des systemrelevanten Umfelds. In diesem Kapitel werden die konkreten Ziele und Anforderungen formuliert sowie Bewertungsgrundlagen definiert.

Kapitel 4 thematisiert Modellbildung, Analyse und Synthese in Bezug auf Kettenfahrzeuge und ihre spezifischen Eigenschaften. Das Hauptaugenmerk liegt dabei auf der Modellierung der Kette selbst, sowie auch deren Einfluss auf die Aufbaudynamik im Rahmen der Entwurfsphase *modellbasierte Komposition*. Eine Diskussion der Ergebnisse der modellbasierten Untersuchungen wird ebenfalls präsentiert.

Kapitel 5 beschreibt die modellgestützte Gesamtsystemkonzipierung mit dem Fokus auf die Aktorauswahl und -auslegung im Rahmen des Prozessbausteins *Funktionsorientierte Koordination*. Ferner beschäftigt sich das Kapitel mit der Auswahl, Dimensionierung und Anpassung der geeigneten Aktorik im Rahmen der Konkretisierung, die in Abschnitt 2.6.3 näher beschrieben wird.

Kapitel 6 stellt die Vorgehensweise bei der HIL-Simulation der aktorbasierten Teilsysteme auf einem Laborprüfstand im Rahmen der *Modellgestützten Integration* vor. Der Fokus liegt dabei auf der Systematisierung der Tests von Systemelementen mit mechanischen Strukturen und Funktionen. In diesem Zusammenhang wird in der vorliegenden Arbeit der neue Begriff *Mechanic In the Loop* eingeführt (*MechIL*), der eine Abgrenzung zum reinen Steuergerätetest bieten soll.

Kapitel 7 schließt die Arbeit mit einer Zusammenfassung und einem Ausblick ab. Jedes Kapitel für sich ist Bestandteil eines mechatronischen Entwurfsprozesses, dessen Anwendung am Beispiel eines intelligenten Fahrwerks für ein mittelschweres gepanzertes Kettenfahrzeug demonstriert wird. Der Neuigkeitsanspruch bezieht sich auf die Kombination und Vernetzung aktiver und semi-aktiver Fahrwerkelemente in einem Kettenfahrwerk unter Verwendung der beschriebenen Methodik sowie das Füllen einer Lücke im beschriebenen Entwurfsprozess hinsichtlich systematisierter Tests mechanischer Teilstrukturen mit Bewegungsfunktion in Prüfstandsumgebung.

2 Grundlagen und Stand der Technik

In diesem Abschnitt werden die relevanten Aspekte der Forschung und Entwicklung ge-regelter Federungssysteme bis zum gegenwärtigen Zeitpunkt vorgestellt und ihre Rele-vanz für die vorliegende Arbeit untermauert. Darüber hinaus werden im Vorfeld die the-matisierten Begriffe definiert, um die Aufgaben- und die Zielklarheit zu gewährleisten.

2.1 Grundlagen und Begriffsdefinitionen

Die Kettenfahrzeuge unterscheiden sich in ihrem konzeptuellen Aufbau wesentlich von den Fahrzeugen, die wir aus dem Alltag kennen. Viele Begriffe aus der Fahrzeugtechnik können nur zum Teil eins zu eins auf die Kettenfahrzeugtechnik übertragen werden. Deshalb ist es wichtig, an dieser Stelle einige kettenfahrzeugspezifische Begriffe, die im Ver-lauf der Arbeit verwendet werden, zu erläutern.

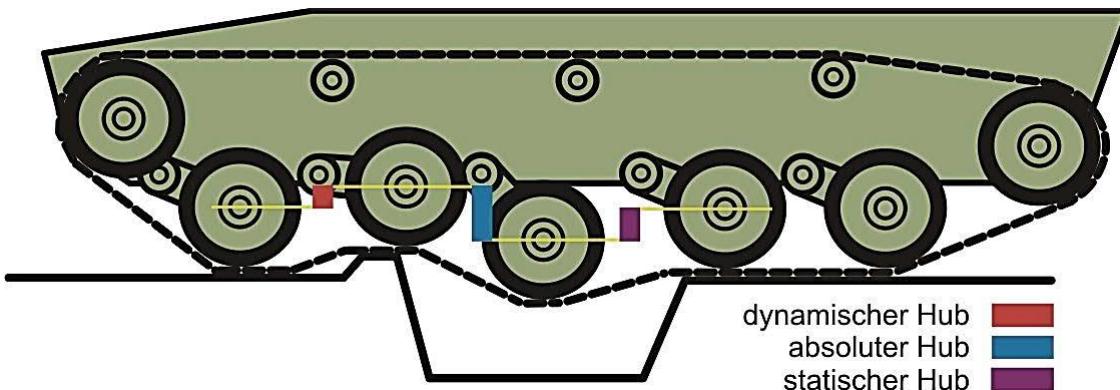


Bild 2.1: Dynamischer, statischer und absoluter Hub eines Kettenfahrwerks [AK]

Die grundlegenden Parameter, die ein Federungssystem in einem Kettenlaufwerk charak-terisieren, werden in Bild 2.1 veranschaulicht. Es sind der *statische*, der *dynamische* und der *absolute Hub* der Laufrollen im Kettenlaufwerk.

Der *statische Hub* beschreibt die Laufrollenbewegung aus der statischen Ruhelage in ver-tikaler Richtung vom Fahrzeugaufbau weg bis zur vollständigen Entspannung des Fe-derelements.

Der *dynamische Hub* beschreibt die Laufrollenbewegung aus der statischen Ruhelage, wenn das Fahrzeug auf dem Boden steht, in vertikaler Richtung zum Fahrzeugaufbau hin bis zum Anschlag.

Der *absolute Hub* ist die Summe der beiden Hübe. Es ist naheliegend anzunehmen, dass die Fahrzeuge mit einem möglichst großen absoluten Hub theoretisch die besseren Eigen-schaften bezüglich der Geländegängigkeit aufweisen müssen. In der Realität gilt diese Aussage nur bedingt, da durch zu große Hübe andere, nicht minder wichtige Fahrzeugeigenschaften unter Umständen negativ beeinflusst werden können. Warum das so ist, wird untenstehend genauer erklärt.

2.1.1 Federungssysteme in Kettenfahrwerken

Ein *Federungssystem* in einem Kettenfahrwerk ist die Gesamtheit der Komponenten, welche den Fahrzeugaufbau mit den Radachsen (Laufrollen eines Kettenfahrzeugs) verbindet.

Ein *Federungssystem* hat die Aufgabe die Gewichtskraft des Kettenfahrzeugs über die Laufrollen und die Kette auf den Boden zu leiten, und zwar so, dass die Bodenanregungs-impulse, die auf den Aufbau wirken, gedämpft werden und die Aufbaubewegungen möglichst schnell abklingen. Von der Güte des Federungssystems hängen primär solche Fahrzeugparameter ab, wie die Durchschnittsgeschwindigkeit des Fahrzeugs im Gelände, Treffsicherheit aus der Fahrt, Leistungsfähigkeit der Besatzung, Zuverlässigkeit und Lebensdauer der Fahrzeugkomponenten.

Ein *Federungssystem* besteht aus mehreren *Federungsbaugruppen*. Mit einer *Federungsbaugruppe* ist die Gesamtheit der Komponenten gemeint, welche eine einzelne Rad- oder Laufrollenachse mit dem Fahrzeugaufbau verbinden. Jede Baugruppe schließt zwingend das federnde Element (Feder), das dämpfende Element (Dämpfer) und das tragende Element (Tragarm) ein.

Federungssysteme in Kettenfahrwerken müssen vielfältige Anforderungen erfüllen:

- Sicherstellen von gutem Fahrkomfort in unterschiedlichsten Fahrsituationen
- Robustheit und Zuverlässigkeit unter vielfältigsten Bedingungen in Kampfeinsätzen sowie auch bei einer friedlichen Nutzung
- Ein relatives Gewicht von nicht mehr als 4-7% der Gesamtfahrzeugmasse und nicht mehr als 6-8% des inneren Fahrzeugvolumens [AK]
- Montage- und Wartungsfreundlichkeit

Die Begriffe **Fahrkomfort** sowie **Robustheit und Zuverlässigkeit** müssen zunächst in Bezug auf Kettenfahrzeuge spezifiziert werden.

2.1.2 Fahrkomfort

Ein Kettenfahrzeug wird während der Fahrt unterschiedlichsten äußeren Einflüssen ausgesetzt, die den Aufbau zu erzwungenen Schwingungen in vertikaler Richtung sowie um die Nick- und Wankachsen anregen. Als die Schädlichsten gelten die Schwingungen um die Nickachse, da in diesem Fall die Vertikalbeschleunigungen und die Schwingungs-amplituden für die Fahrzeugfront (da wo der Fahrer sitzt) am höchsten sind. In diesem Fall sind auch die sogenannten Hartanschläge (Aufsetzen der äußersten Laufrollentragarme an Hubbegrenzern) am Wahrscheinlichsten.

Untersuchungen haben ergeben, dass der menschliche Körper in der Lage ist kurzzeitige Beschleunigungen von 3-3,5g bei einer Frequenz bis zu 2 Hz ohne Schaden zu überstehen [AK]. Im Falle des Durchschlagens einer Federung sind die Beschleunigungswerte, die

auf den Körper wirken wesentlich höher und können mehr als 10g betragen, was zu gesundheitlichen Schäden führen kann. Bandscheibenschäden gelten nicht umsonst als professionelle Krankheit der Panzerfahrer, die noch vielmehr als Autofahrer extremen Schwingungsbelastungen ausgesetzt sind.

Damit ist die wichtigste Anforderung an ein Federungssystem, dass bei hohen Geschwindigkeiten über langgezogene Unebenheiten mit einer Länge von $a = 2 \cdot L$ (L – Länge des Kettenkontakts mit dem Boden) und einer Höhe von $h = 0,15\text{ m}$ keine Federungsdurchschläge (Hartanschläge) und Vertikalbeschleunigungen über 3,5g zugelassen werden.

Bei hochfrequenten straßenseitigen Anregungen, wie z.B. Fahrten über Kopfsteinpflaster, werden kontinuierlich wirkende Vertikalbeschleunigungen hoher Frequenz mit kleiner Amplitude auf den Aufbau und die Insassen übertragen. Bei Frequenzen zwischen 2 und 25 Hz ist der menschliche Körper in der Lage Vertikalbeschleunigungen bis 0,5g aufzunehmen, ohne es als unangenehm zu empfinden. Deshalb sollte ein Federungssystem so ausgelegt werden, dass keine hochfrequente Beschleunigungen über 0,5g übertragen werden.

Bekanntlich ist die Beschleunigung direkt abhängig von der Schwingungsamplitude und umgekehrt proportional zum Quadrat der Schwingungsperiode. Daraus folgt, dass ein guter Fahrkomfort durch Federungssysteme ermöglicht wird, die möglichst große Schwingungsamplituden und möglichst kleine Schwingungsperioden unterdrücken.

Bei großen Schwingungsamplituden wird außerdem die Wahrscheinlichkeit des Auftretens von sog. Seekrankheitssymptomen erhöht. Damit das Auftreten dieser Symptome auf ein Minimum reduziert werden kann, werden in unterschiedlichen Quellen Werte im Bereich von 1,25-1,55 Sekunden für die Periodendauer (bei 0,8 Hz) angegeben.

Zusätzlich zu den Auswirkungen auf die Ergonomie, verschlechtern die Aufbauschwingungen auch die Bedingungen für die Treffergenauigkeit der Geschützstation. Wenn keine stabilisierenden Maßnahmen direkt an der Geschützstation getroffen werden, wirken sich die Aufbauschwingungen extrem negativ auf den Vorgang der Zielverfolgung aus, insbesondere wenn optische Geräte mit hohem Vergrößerungsfaktor zum Einsatz kommen. Weiterhin, wenn es dem Richtschützen auch gelingt das Ziel anzuvisieren, wird wegen der Zeitverzögerung bis zur Schussabgabe der Anstellwinkel des Geschützes verändert, und das Projektil wird vom ursprünglich anvisierten Ziel abweichen. Die Tatsache, dass sich die Geschwindigkeiten des Projektils und der Geschützbewegung zum Schusszeitpunkt summieren, wirkt sich zusätzlich negativ auf die Treffergenauigkeit aus. Damit lässt sich festhalten, dass je kleiner die Winkelgeschwindigkeiten und die Amplituden der Schwingungen sind, desto besser ist die Trefferquote, da die Trefferstreuung dadurch minimiert wird.

Zusammenfassend können folgende zwingende Forderungen an ein Federungssystem spezifiziert werden, um ein hohes Maß an Fahrkomfort zu erreichen [AK]:

- Ausschließen von Hartanschlägen
- Maximale Vertikalbeschleunigungen von bis zu $3,5g$ (bei Überfahrt langgezogener Unebenheiten mit einer Hindernislänge von $a = 2 \cdot L$ (L – Länge des Kettenkontakts mit dem Boden) und einer Hindernishöhe von $h = 0,15 m$)
- Maximale Vertikalbeschleunigungen von bis zu $0,5g$ (bei Überfahrt kleinerer Unebenheiten mit einer Hindernishöhe bis $h = 0,05 m$)
- Periode der Nickeigenschwingungen muss größer als 0,5 Sekunden aus ergonomischer Sicht und größer als 1 Sekunde aus Sicht der Zielgenauigkeit betragen. Anstrebenswert ist ein Wert zwischen 1,25 und 1,55 Sekunden.

Die Umsetzung der oben erwähnten Anforderungen kann in der Regel durch folgende Maßnahmen erreicht werden [AK]:

- Gewährleisten einer ausreichenden potenziellen Energie der Federung⁴. Diese wird durch große dynamische Hübe der Laufrollen und Einsatz leistungsstarker Stoßdämpfer erreicht.
- Ein hohes Trägheitsmoment des Fahrzeugs, was die Schwingungsperiode erhöht und die Reaktion des Chassis auf äußere Einwirkungen verringert. Ein hohes Trägheitsmoment wird durch eine geschickte Verteilung der schwersten Komponenten im Fahrzeugbug und Fahrzeugheck erreicht.
- Vermeidung von Hartanschlägen wird durch Erhöhung des dynamischen und des vollen Laufrollenhubs erreicht. Eine Erhöhung des dynamischen Hubs auf 350-400 mm kann als vernünftiges Limit betrachtet werden, da eine weitere Erhöhung zu einer Vergrößerung der Fahrzeughöhe führt. Dies wiederum bedeutet bei begrenzter Fahrzeugmasse Einbußen bei der Panzerung.
- Durch Erhöhung der Federsteifigkeit kann die spezifische Tragfähigkeit der Federung ebenfalls erhöht werden. Diese Methode ist allerdings höchst unerwünscht, da sie oft zu einem gegenläufigen Ergebnis führt. In der Tat werden durch Erhöhung der Federsteifigkeiten, die aus den Fahrbahnunebenheiten auf den Aufbau wirkenden Störanregungen vergrößert. Dies führt zur Erhöhung der Schwingungsamplituden und erhöhter Wahrscheinlichkeit von Federungsdurchschlägen im Vergleich zu einem eher weicher gefederten Fahrwerk.
- Eine Verminderung der Vertikalbeschleunigungen wird durch den Einsatz weich gefederter Fahrwerkbaugruppen mit kleiner Steifigkeitskonstante erzielt. Dadurch werden die Kräfte minimiert, die durch die Laufrolle auf den Fahrzeugaufbau bei einer Hindernisüberfahrt wirken.

⁴ Wird auch als „Schluckvermögen“ der Federung bezeichnet und durch einen Faktor „ λ “ quantifiziert, der die Höhe beschreibt, aus der das Fahrzeug abgeworfen werden kann, ohne dass es zu Hartanschlägen kommt. Für moderne Kettenfahrzeuge ist ein „Schluckvermögen“ von $\lambda \geq 0,4 - 0,6m$ anstrebenswert

- Die Erhöhung der Periode der Eigenschwingungen wird ebenfalls durch möglichst weiche Federelemente und durch Erhöhung der Massenträgheitsmomente erreicht. Der deutsche schwere Panzer Pz V „Panther“ hatte eine der weichsten Federungen in der Geschichte des Panzerbaus ($1,1 \text{ kN/cm}$). Dies wurde durch den Einsatz einer in Reihe geschalteten doppelten Torsionsfederung und hoher Anzahl von Fahrwerkbaugruppen erreicht. Dadurch konnte eine Periode der Eigenschwingungen von 1,86 Sekunden erzielt werden, was das Auftreten der unerwünschten Seekrankheitssymptome begünstigte [AK].
- Eine Minimierung der Schwingungsamplituden wird einerseits durch leistungsstarke Stoßdämpfer erreicht, die es erlauben die Aufbauschwingungen schnell zu reduzieren. Ferner kann durch Vergrößerung der Länge von Aufstandsfläche, der wirksame Hebelarm des Krafteintrittspunkts eines jeden Dämpfers bezüglich Fahrzeugschwerpunkts vergrößert werden. Dadurch kann ein Dämpfer effektiver eingesetzt werden.

Die Verwendung möglichst weicher Federung ermöglicht eine Minimierung der auf die Laufrollen wirkenden Kräfte, wodurch auch die Amplituden erzwungener Aufbauschwingungen minimiert werden. Andererseits stellt eine weiche Federung einen geringeren Widerstand gegen äußere Krafteinwirkungen, die bestrebt sind, den Aufbau aus dem Gleichgewicht zu bringen. Eine weiche Federung begünstigt zudem extrem die Nickbewegung des Fahrzeugs beim Anfahren, Beschleunigen und Bremsen.

Die Einführung der Geschützstabilisierungssysteme hat die Zielführung wesentlich vereinfacht und die Trefferquote beim Feuern aus der Fahrt enorm erhöht. Allerdings besitzen die Aktoren dieser Systeme eine gewisse Trägheit und sind bei hochfrequenten Störanregungen nicht genau genug, um die Geschützstation in einer vorgegebenen Position zu halten. Für moderne gepanzerte Kettenfahrzeuge kann eine zufriedenstellende Treffergenauigkeit bei Fahrzeuggeschwindigkeiten von bis zu 20-30 km/h erzielt werden [AK].

Außer der Fahrwerksfederung besitzen auch Kettenantrieb, Getriebe und Motor dämpfende Eigenschaften und sind somit ebenfalls für die spezifische Aufbaudynamik der Kettenfahrzeuge verantwortlich. Diese werden aber im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht weiter untersucht.

2.1.3 Robustheit und Zuverlässigkeit

Eine hohe Überlebensfähigkeit der Federungssysteme wird durch Strapazierfähigkeit, Langlebigkeit und Haltbarkeit der Federungskomponenten und durch ein Minimum an ihrer Verwundbarkeit in Kampfeinsätzen erzielt. Darüber hinaus spielt auch die spezifische potentielle Federenergie des Federungssystems eine wesentliche Rolle.

Strapazierfähigkeit und Langlebigkeit eines Federungssystems werden durch folgende Maßnahmen gewährleistet:

- Verwendung von hochwertigen Materialien mit für den Extremeinsatz geeigneten physikalisch-mechanischen Eigenschaften (z. B. hochlegierter Edelstahl für Torsionsfeder).
- Besondere technische Maßnahmen, welche die Ermüdungsfestigkeit der Komponenten erhöhen. Insbesondere für Drehstäbe können beispielsweise diverse Wärmebehandlungsmaßnahmen, Schleifen, Sandstrahlen, Vorsetzen oder Beschichtungsmaßnahmen zum Einsatz kommen.
- Anbringen von Hubbegrenzern, welche die maximale Deformation und Spannung der Federn und Tragarme beschränken. Für die hydraulischen Stoßdämpfer und hydropneumatischen Federungssysteme werden mit dem gleichen Ziel Druckbegrenzungsventile verwendet.
- Eine Sicherheitszahl von 10 für die Komponenten, die durch Hartanschläge besonders gefährdet sind.

Erhöhung der Lebensdauer wird erreicht durch:

- Anwendung leistungsfähiger Wälzlager für die Tragarmlagerung
- Gewährleisten permanenter oder regelmäßiger Schmierung reibungsbehafteter Elemente sowie Vermeidung von Verunreinigungen und Feuchtigkeitsbildung (eine zuverlässige Abdichtung)
- Verschleißfeste Konstruktion der Befestigungselemente.

Minimale Verwundbarkeit im Kampfeinsatz wird durch folgende Punkte erzielt:

- Platzierung der Fahrwerkskomponenten, wie Drehstabfedern, Luftfedern oder Stoßdämpfer im Inneren des Gehäuses/Wanne oder nahe der Fahrzeugunterseite.
- Kugelsichere Ausführung der Elemente, die außerhalb angebracht werden
- Gewährleisten einer Restmobilität, wenn einzelne Fahrwerkbaugruppen nicht mehr funktionsfähig sind.

Die geringste Verwundbarkeit können im Vergleich zu alternativen Federungskonzepten (vgl. Bild 2.5) Einzelaufhängungen mit Torsionsfedern vorweisen.

Die Vergrößerung des „Schluckvermögens“ eines Federungssystems erlaubt es, die Anzahl der Hartanschläge an den Hubbegrenzern signifikant zu reduzieren, was sich positiv auf der Langlebigkeit der Fahrwerkbaugruppen und ihrer Komponenten äußert. Das „Schluckvermögen“ λ wird in Metern angegeben und bedeutet die maximale Höhe, aus der man das Fahrzeug abwerfen kann, ohne dass es beim Aufsetzen zu gleichzeitigen Hartanschlägen aller Tragarme an den Hubbegrenzern kommt. Das „Schluckvermögen“ lässt sich aus folgender Beziehung rechnerisch ermitteln:

$$\lambda = \frac{W_F + W_{AS}}{F_G} \quad (2-1)$$

mit

W_F = Arbeit der Torsionsfedern

W_{AS} = Arbeit der Anschlagfedern (sofern vorhanden)

$F_G = m \cdot g$ = Gewichtskraft der gefederten Masse

Man unterscheidet das „Schluckvermögen“ ohne Berücksichtigung der Stoßdämpfer (nur die Energiekapazität der Federn) und mit Berücksichtigung der Stoßdämpfer. Die letztere wird auch als „Aufprall-Absorption-Faktor“ bezeichnet [TSH84].

Die Vergrößerung der spezifischen Tragfähigkeit wird hauptsächlich durch Vergrößerung der dynamischen Hübe und der Anzahl der Fahrwerkbaugruppen erreicht. Die spezifische Tragfähigkeit kann auch durch Erhöhung der Federsteifigkeit vergrößert werden, dies führt aber zur unerwünschten Reduktion der Periode der Eigenschwingungen. Wie bereits erwähnt ist ein Wert von $\lambda = 0,4 - 0,5$ und größer anstrebenswert.

Höhere Werte von λ können durch Einzelaufhängung erreicht werden, weil diese größere dynamische Hübe der Laufrollen erlaubt.

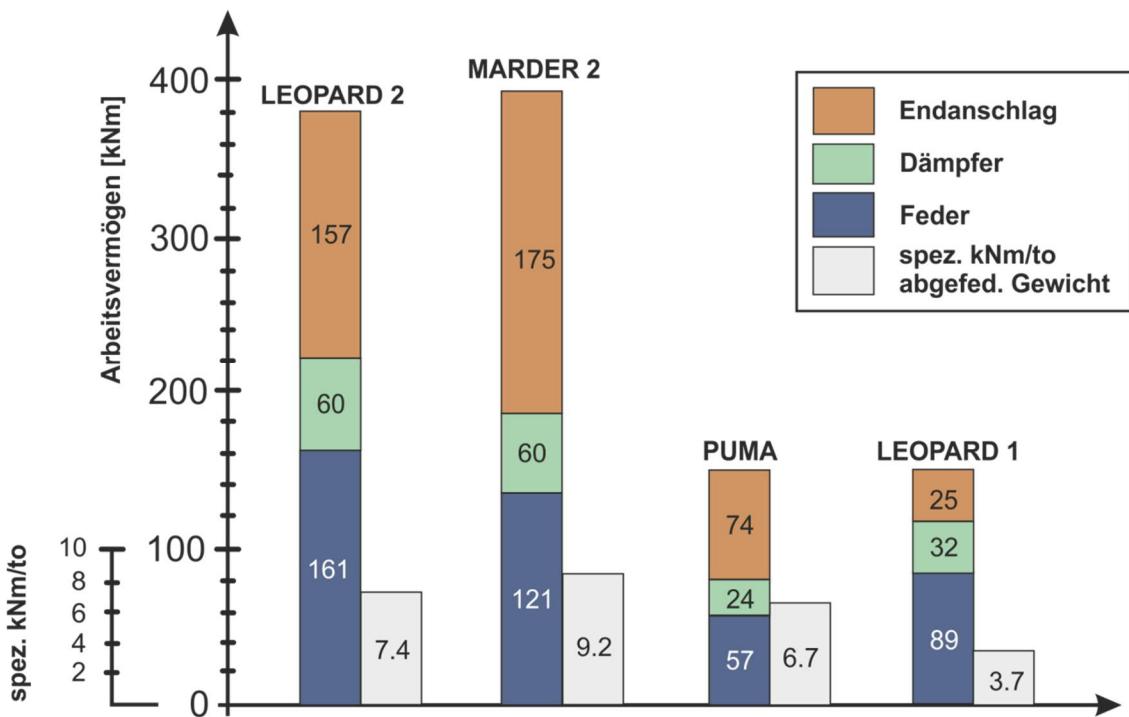


Bild 2.2: Arbeitsvermögen ausgewählter Laufwerke [PZL803]

Zusätzlich, um die Überlebensfähigkeit der Aufhängung zu beurteilen, kann ein sogenannter *Koeffizient der Persistenz* [TSH84] zur Bewertung herangezogen werden. Dieser ergibt sich aus dem Quotienten der Gesamtanzahl der Laufrollen zu der Anzahl der Laufrollenblöcke bei einer blockweisen Aufhängung (sh. Bild 2.4 rechts). Für eine reine Einzelaufhängung ist bei dieser Bewertung die Anzahl der verblockten Laufrollen mit 1 anzugeben. Es ist offensichtlich, dass der *Koeffizient der Persistenz* keine konstruktiven

Besonderheiten der Kettenlaufwerke berücksichtigt und sollte deshalb mit Vorsicht verwendet werden.

2.2 Klassifikation der Federungssysteme

Die Federungssysteme, die sowohl in militärischen als auch nichtmilitärischen Kettenfahrzeugen zum Einsatz kommen lassen sich vereinfacht und ohne Anspruch auf Vollständigkeit gemäß Bild 2.3 klassifizieren.

Je nach Art der Ankopplung der Laufrollen untereinander und der Fahrzeugwanne werden die Aufhängungen in *Einzel-, Starr- und Mischaufhängungen* unterteilt (vgl. Bild 2.4). In *Einzelaufhängungen* ist jede Laufrolle für sich, und unabhängig von den anderen über ein Federelement mit der Fahrzeugwanne verbunden. Derartige Federungssysteme dominieren derzeitig im Panzerbau, weil sie am ehesten die Anforderungen erfüllen, die an solche Fahrzeuge gestellt werden.

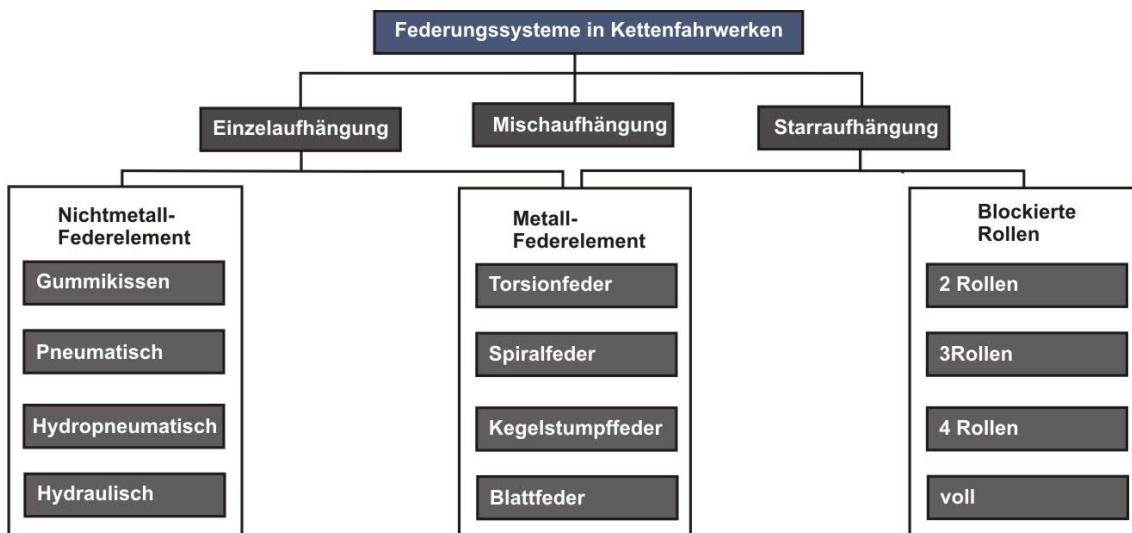


Bild 2.3: Klassifizierung der Federungssysteme in Kettenfahrwerken

In *Starraufhängungen* werden mehrere Laufrollen über ein gemeinsames Federelement mit dem Fahrzeugaufbau verbunden. Derartige Federungssysteme verfügen über ein hohes Maß an Fahrkomfort bei geringen Geschwindigkeiten. Gleichzeitig ist das Arbeitsvermögen derartiger Federungssysteme sehr gering, weshalb sie sich innerhalb der gepanzerten Kettenfahrzeuge nicht durchsetzen konnten.

Wegen ihrer Flexibilität, geringerem Gewicht und höherem Wert für das spezifische Arbeitsvermögen ist die *Einzelaufhängung* eine derzeit am meisten verbreitete Art der Aufhängung in militärischen Kettenfahrzeugen. Diese kann weiterhin nach der Art des verwendeten Federelements unterteilt werden (vgl. Bild 2.3). Eine Übersicht der am meisten verbreiteten Federelemente ist der Darstellung in Bild 2.5 zu entnehmen.

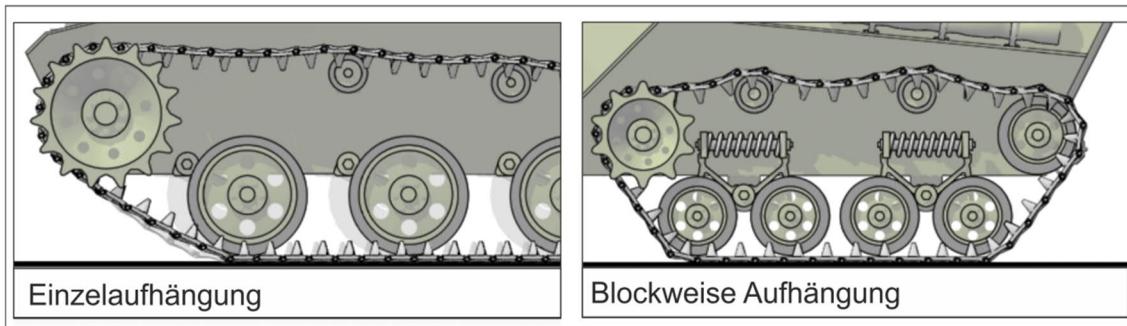


Bild 2.4: Einzelaufhängung und blockweise Aufhängung im Kettenlaufwerk

Aus den in Bild 2.5 dargestellten Varianten des Federelements hat sich die Variante mit dem Drehstab (Torsionsfeder) für die meisten modernen gepanzerten Kettenfahrzeuge durchgesetzt. Dieses Federungskonzept erlaubt sehr große statische und dynamische Hübe und ist relativ einfach und robust. Zunehmend gewinnen auch die Einzelaufhängungen mit HP⁵-Federbeinen an Bedeutung, weil diese eine Reihe von Vorteilen mit sich bringen, die in der Automobilindustrie seit Langem genutzt werden.

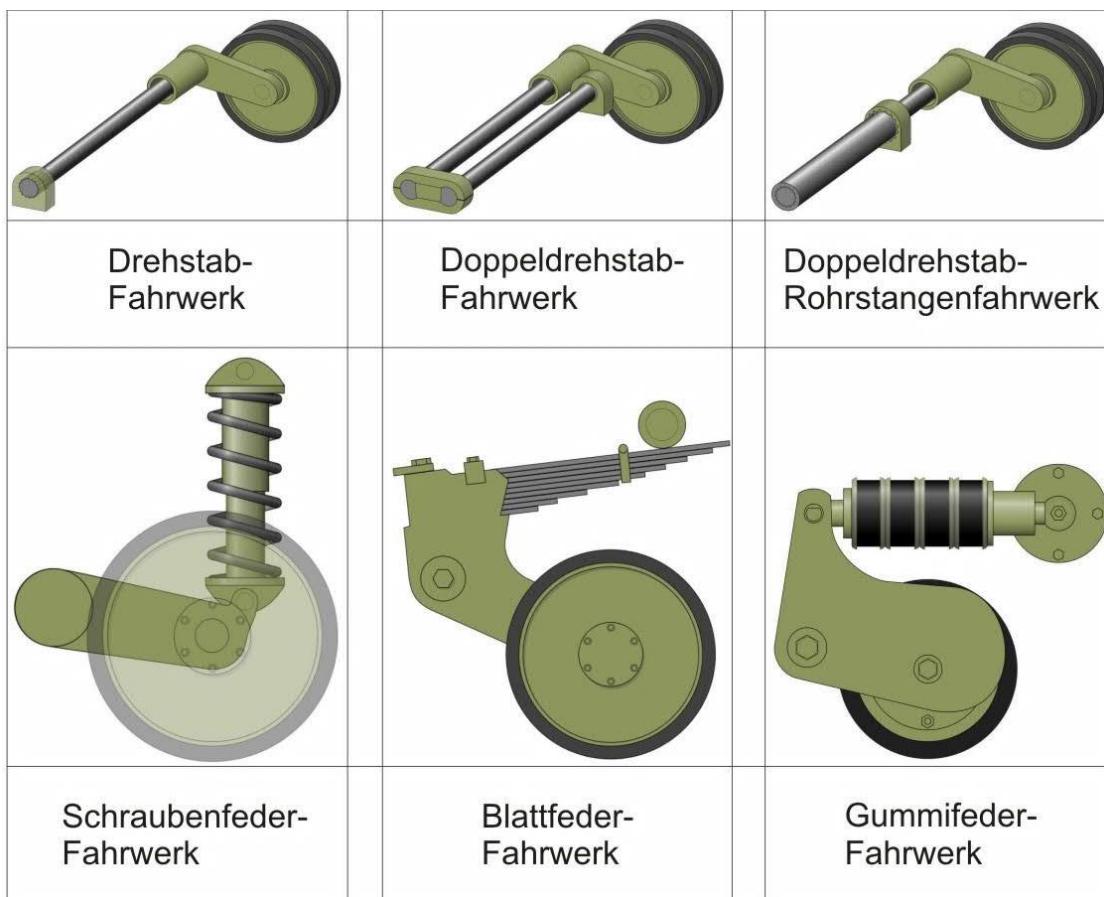


Bild 2.5: Varianten einer Einzelaufhängung [AK]

⁵ Hydro-Pneumatisch. HP-Federbeine werden auch oft als „Hydrops“ bezeichnet

Darunter die Möglichkeit der Niveauregulierung sowie die fahrsituationsabhängige Anpassung der Federungseigenschaften. Der Einsatz der sog. Hydrops ist aber bei den schwereren Kettenfahrzeugen nicht zuletzt wegen der Dichtigkeitsprobleme infolge enormer Wärmeentwicklung problematisch

2.3 Problematiken bei mittelschweren Kettenfahrwerken

Es ist offensichtlich, dass die meisten Anforderungen an ein Federungssystem durch die Stoßdämpfer bestimmt werden. Es sollte jedoch erwähnt werden, dass der Einsatz von Stoßdämpfern nicht zwingend Vorteile mit sich bringt. In Bild 2.6 ist ein Frequenzgang eines Kettenfahrzeugs ohne dämpfende Elemente (Kurve 1) und mit dämpfenden Elementen (Kurve 2) abgebildet. Wie aus dem Frequenzgang ersichtlich, ist der Einsatz von Stoßdämpfern im Resonanzbereich und bei niedrigen Frequenzen durchaus effektiv und sinnvoll. Je höher die dämpfenden Eigenschaften der Stoßdämpfer, umso flacher ist der Verlauf der Kurve 2 und damit sind auch die Schwingungsamplituden kleiner. Andererseits erhöht ein Stoßdämpfer die Steifigkeit der Federung und bei hohen Frequenzen werden mit steigender Dämpfung auch die Schwingungsamplituden höher. Daher die Schlussfolgerung, dass ein leistungsstarker Stoßdämpfer gut für niederfrequente Straßenanregungen und schlecht bei hochfrequenter straßenseitiger Anregung ist, da er das „Stuckern“⁶ begünstigt.

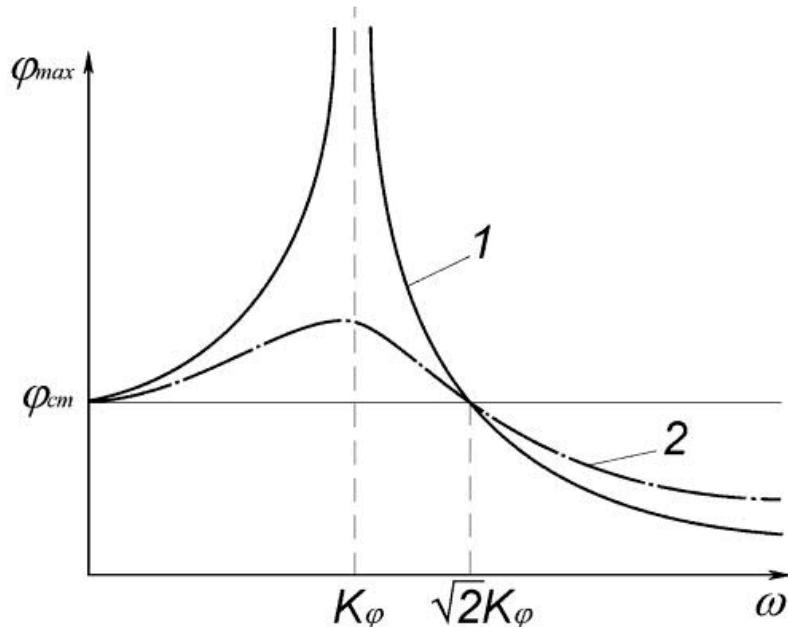


Bild 2.6: Exemplarischer Frequenzgang eines gefederten Kettenfahrzeugs [AK]

⁶ Als „Stuckern“ bezeichnet man Fahrzeugschwingungen, die durch Fahrbahnunebenheiten angeregt und durch Aggregat-Eigenschwingungen verstärkt werden.

Somit ist das am besten geeignete Federungssystem einerseits mit weichen Federn, welche die maximalen dynamischen und vollständigen Laufrollenauslenkungen erlauben und andererseits mit effektiven Stoßdämpfern (mit hoher Dämpfung bei niederfrequenter straßenseitiger Anregung und geringer Dämpfung bei hohen Anregungsfrequenzen) ausgestattet. Damit eine geringe Steifigkeit der Federn die spezifische potenzielle Energie (spezifische Tragfähigkeit) des Federungssystems nicht mindert, sollte ein Federungssystem aus möglichst vielen Federungsbaugruppen bestehen. Für moderne gepanzerte Kettenfahrzeuge hat sich eine Anzahl von 6-7 Federungsbaugruppen pro Seite als sinnvoll erwiesen und bewährt. Vielversprechend ist der Einsatz von regelbaren pneumatischen und hydro-pneumatischen Federungselementen, welche die wichtigsten Fahrzeugparameter wie die Bodenfreiheit, Federsteifigkeiten und die Dämpfungseigenschaften der Stoßdämpfer in Abhängigkeit von dem Fahrbahnprofil beeinflussbar machen.

An dieser Stelle lässt sich folgende Anmerkung hinzufügen. Wenn man die Frequenzgänge der Aufbaueigenschwingungen analysiert, lässt sich feststellen, dass es bei Fahrten über Profile, die das Fahrzeug in Schwingungen anregen, welche den Fahrzeugeigen-schwingungen nahekommen zu unerwünschten Resonanzen kommt. Um den extremen Aufbauamplituden entgegenzuwirken, verringert der Fahrer erfahrungsgemäß die Fahrzeuggeschwindigkeit. Aus dem Frequenzgang folgt aber, dass eine Erhöhung der Fahrzeuggeschwindigkeit wesentlich effektiver zur Amplitudenverringerung beiträgt.

Erfahrene Panzerfahrer wissen um diesen Umstand und erhöhen die Fahrzeuggeschwindigkeit, wenn der Fahrzeugaufbau stärker zu schwingen beginnt.

2.4 Geregelte Federungssysteme

Die geregelten Federungssysteme können Probleme der konventionellen Fahrwerke zum Teil entschärfen. Nach der von *Harchenko* vorgeschlagenen Klassifizierung für Fahrzeugfederungssysteme (vgl. Bild 2.7) können diese nach folgenden physikalischen Kriterien unterteilt werden:

- Art und Wirkungsbereich der Kräfte
- Bandbreite der Aktorik
- Abstützart der Aufbaumasse
- Beeinflusste Freiheitsgrade

Nach *Art und Wirkbereich der Kräfte* können die Fahrzeugfederungssysteme in drei Hauptkategorien - *passiv*, *semi-aktiv* und *aktiv* unterteilt werden.

Kräfte	passiv	semiaktiv	aktiv
Bandbreite		quasistationär (adaptiv) niederfrequent hochfrequent	$(f < 2 \cdot f_{\text{Aufbau}})$ $(2 \cdot f_{\text{Aufbau}} < f < 2 \cdot f_{\text{Rad}})$ $(2 \cdot f_{\text{Rad}} < f)$
Abstützarten		nichttragend teiltragend volltragend	
Freiheitsgrade		Teil- (semiaktiv, aktiv) (niederfrequent < 3 DOF, hochfrequent < 7 DOF) Voll- (semiaktiv, aktiv) (niederfrequent ≥ 3 DOF, hochfrequent ≥ 7 DOF)	

Quelle: J.Harchenko

Bild 2.7: Klassifizierung der Fahrwerksysteme nach Harchenko [Har10]

Sowohl Betrag als auch die Richtung der Kräfte in *passiven* Systemen sind demnach ausschließlich von unveränderlichen Parametern, wie Feder- und Dämpferkennlinien abhängig. Das dynamische Verhalten *passiver* Systeme ist somit vorbestimmt und kann nicht an die Fahrsituation angepasst werden.

Bei *semi-aktiven* Systemen kann der Betrag der Kräfte durch situationsbedingte Anpassung der Feder- und Dämpferkennlinien verändert werden. Die Kraftrichtung kann bei *semi-aktiven* Systemen nicht verändert werden und kann nur entgegen der Relativbewegung erfolgen, weshalb man in diesem Fall von einem 2-Quadranten-Betrieb spricht. *Semi-aktive* Systeme benötigen eine geringe externe Energiezufuhr für die Signalverarbeitung und die Verstellaktorik.

Aktive Systeme erlauben es, sowohl den Betrag als auch die Richtung der Kraft an die Fahrsituation anzupassen. Die Krafteinleitung kann somit auch in Richtung der Relativbewegung erfolgen, weshalb man in diesem Fall von einem 4-Quadranten-Betrieb spricht. *Aktive* Systeme benötigen ebenfalls eine externe Energiezufuhr, die in weitaus höherer Größenordnung ausfällt als bei *semi-aktiven* Systemen.

Sowohl die *semi-aktiven* als auch die *aktiven* Systeme zählen dabei zu den geregelten Fahrzeugfederungssystemen, die nach Harchenko weiterhin nach Bandbreite der verwendeten Aktorik, Abstützart der Aufbaumasse und der Anzahl der beeinflussten Freiheitsgrade unterteilt werden können. Eine detaillierte Beschreibung der Klassifizierung aus der Darstellung in Bild 2.7 findet sich in [Har10] und wird in dieser Schrift nicht weiter behandelt. Die Tabelle 2.1 gibt lediglich einen Auszug der bekanntesten geregelten Federungssysteme mit entsprechender Einordnung gemäß der Klassifizierung.

Tabelle 2.1: Einordnung bekannter Fahrzeugfederungssysteme (Abkürzungen sh. 8)

System	DOF	Kräfte	Bandbreite	Abstützarten
<i>ABC</i>	voll-	aktiv	niederfrequent	volltragend
<i>CDC</i>	teil-/voll	semiaktiv	nieder-/hochfrequent	nichttragend
<i>ORS</i>	teil-	semiaktiv	quasistationär	teiltragend
<i>ARS</i>	teil-	aktiv	niederfrequent	teiltragend
<i>Nivomat</i>	teil-	semiaktiv	quasistationär	volltragend
<i>EDC</i>	teil-	semiaktiv	quasistationär	nichttragend
<i>PDC</i>	teil-	semiaktiv	quasistationär	nichttragend

Sowohl aktive als auch semi-aktive Systeme tragen dazu bei, den Konflikt zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit so gut es geht zu entschärfen. Die Möglichkeiten der Systeme für sich allein sind jedoch begrenzt. Die aktiven Systeme erreichen ihre überdurchschnittliche Performance auf Kosten eines hohen Leistungsbedarfs. Die semi-aktiven Systeme benötigen in der Regel einen Bruchteil der Leistung, bieten aber auch nicht die gleiche Performance. Durch eine intelligente Vernetzung der beiden Systemarten ergeben sich zum Teil nicht unerhebliche Potentiale sowohl für Fahrdynamik, Fahrsicherheit und Fahrkomfort als auch für die Optimierung des Leistungsbedarfs. Die Fa. ZF Sachs hat im Jahre 2008 einen Versuchsträger auf Plattform eines BMW 7 vorgestellt, der mit vier kontinuierlich verstellbaren Dämpfern und zwei aktiven Stabilisatoren ausgestattet wurde. In der Darstellung in Bild 2.8 sind exemplarisch die Ergebnisse aus einem Elctestvergleich abgebildet, in dem ein mit CDC-Dämpfern ausgestattetes Serienfahrzeug und ein mit CDC und ARS ausgestattetes Fahrzeug miteinander verglichen wurden. Die beiden Systeme im Verbund tauschen Informationen aus. Das ARS-System liefert die Statusinformationen an das CDC, während das CDC die ARS-Eingriffe bezüglich Eigenlenkverhalten und Aufbaustabilisierung unterstützt. Das CDC-System liefert Informationen über Fahrbahnqualität an ARS und damit die Eingriffsschwellen für ARS variabel je nach Straßenzustand. Außerdem liefert CDC Informationen über den aktuellen Bewegungszustand des geteilten Stabilisators [Schü08].

Die ersten Tests mit vernetzten Systemen offenbaren somit ein hohes synergetisches Potential, das auch für militärische Fahrzeuge und speziell für schwere gepanzerte Kettenfahrzeuge gelten kann.

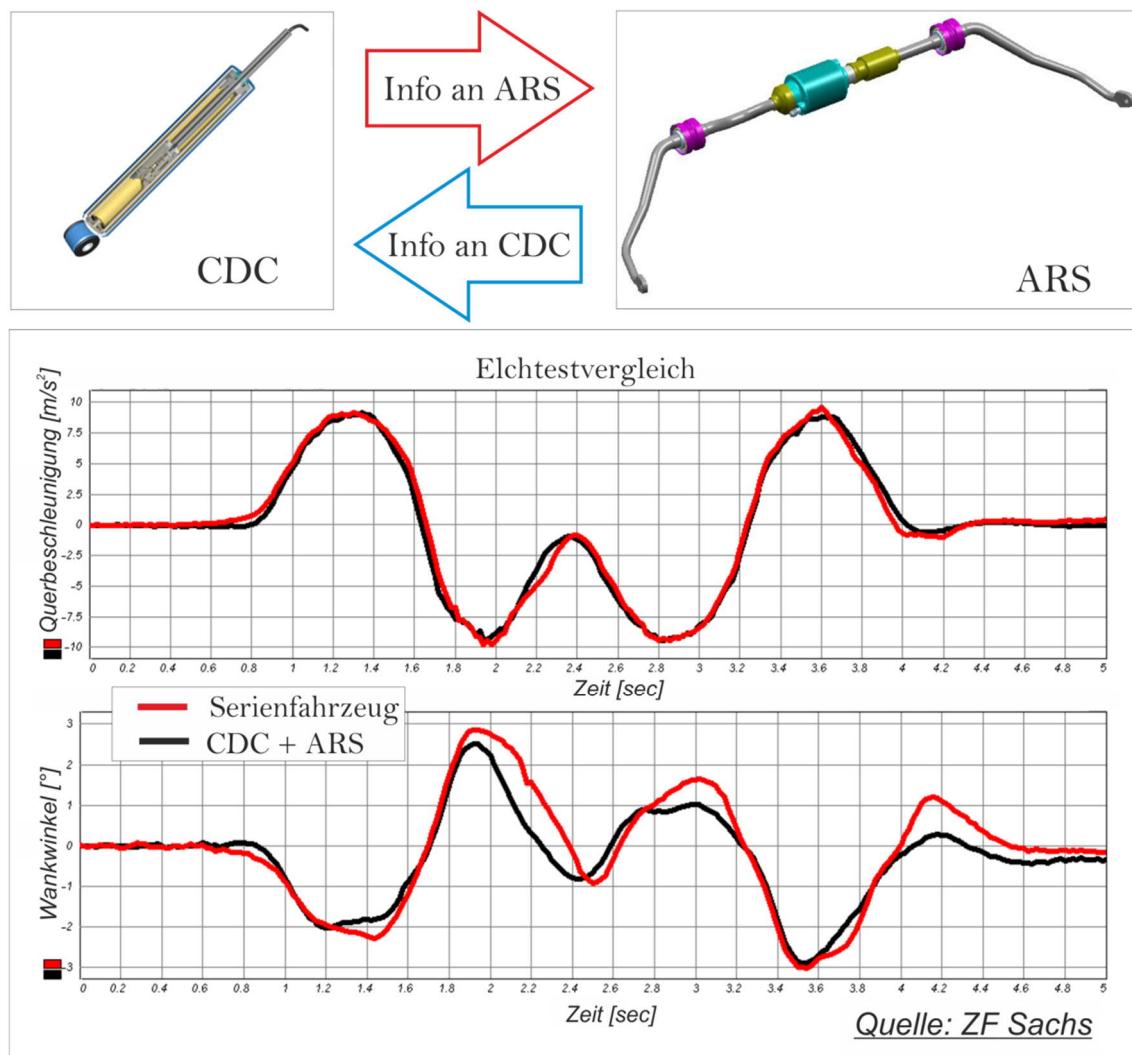


Bild 2.8: Ergebnisse aus Vergleich eines vernetzten Systems mit CDC und ARS [Schü08]

Nachfolgend werden beispielhaft die geregelten Fahrzegefederungssysteme im Bereich der Rad- und Kettenfahrzeuge vorgestellt, die im Rahmen der Forschung an der Universität Paderborn und in Kooperation mit der Wehrtechnischen Dienststelle 41 in Trier entstanden sind. Die Erfahrungen, die im Rahmen dieser Forschungsvorhaben gesammelt wurden, trugen maßgeblich zur vorliegenden Arbeit bei.

2.4.1 Radfahrzeuge

Geregelte Federungssysteme findet man mittlerweile oft im Automobilbereich. Insbesondere Fahrzeuge der Luxus- und Oberklasse werden oft mit aktiven oder semi-aktiven Federungssystemen angeboten. Im Bereich der Militärfahrzeuge haben solche Systeme noch keine Serienreife erreichen können und existieren zumeist nur in Form zahlreicher Prototypen. Ein solcher Prototyp wurde am Lehrstuhl für Regelungstechnik und Mechatronik

entwickelt und erprobt. Es handelt sich dabei um ein Allschutz-Transport-Fahrzeug der Bundeswehr – DINGO II. An diesem Fahrzeug wurden die konventionellen Federbeine entfernt und durch hydro-pneumatische Gleichlaufzylinder als Kraftsteller ersetzt. Die Zylinder werden mittels eines ebenfalls am Paderborner Lehrstuhl entwickelten elektro-hydraulischen Flügelzellenaktor mit Volumenstrom versorgt. Das in Bild 2.9 dargestellte Federungskonzept vereint neben der aktiven Aufbaudämpfung, aktiver Horizontierung und semiaktiver Dämpfung auch eine aktive Niveauregulierung in einem System.



Bild 2.9: Aktiv gefedertes Allschutz-Transport-Fahrzeug DINGO II [Schaeff09]

Im Rahmen der Feldversuche auf den synthetischen Bahnen der Wehrtechnischen Dienststelle 41 in Trier konnte dem System ein hohes Potential hinsichtlich Entschärfung des bekannten Konfliktdiagramms bescheinigt werden. In Bild 2.9 ist exemplarisch eine Gegenüberstellung der Wankbeschleunigung eines konventionellen und eines geregelten Fahrzeugs dargestellt. Detaillierte Beschreibungen zu dem Vorhaben finden sich in der Dissertationsschrift von Wielenberg (vgl. [Wie13]).

Darüber hinaus wurden am Lehrstuhl für Regelungstechnik und Mechatronik Untersuchungen an einem 5t MAN GL – Fahrzeug durchgeführt. Im Rahmen dieses Vorhabens erfolgte eine Implementierung und Erprobung eines semiaktiven Fahrwerks. Dazu wurden die konventionellen Stoßdämpfer durch CDC-Dämpfer der Firma Sachs ersetzt. Bei diesem Konzept ist das Verbesserungspotential gegenüber einem konventionell

gefedernten Fahrzeug im Vergleich zum aktiv gefederten Fahrzeug etwa halb so groß, dafür ist der Aufwand für die Realisierung deutlich geringer und das System leichter nachrüstbar.

2.4.2 Leichte Kettenfahrzeuge

Die ersten Untersuchungen zum aktiven Fahrwerk für ein leichtes Kettenfahrzeug wurden bereits im Jahr 2003 durchgeführt. Für ein Versuchsträgerfahrzeug – Wiesel II wurde am Lehrstuhl für Regelungstechnik und Mechatronik an der Universität Paderborn ein aktives Fahrwerk entwickelt und erfolgreich erprobt.

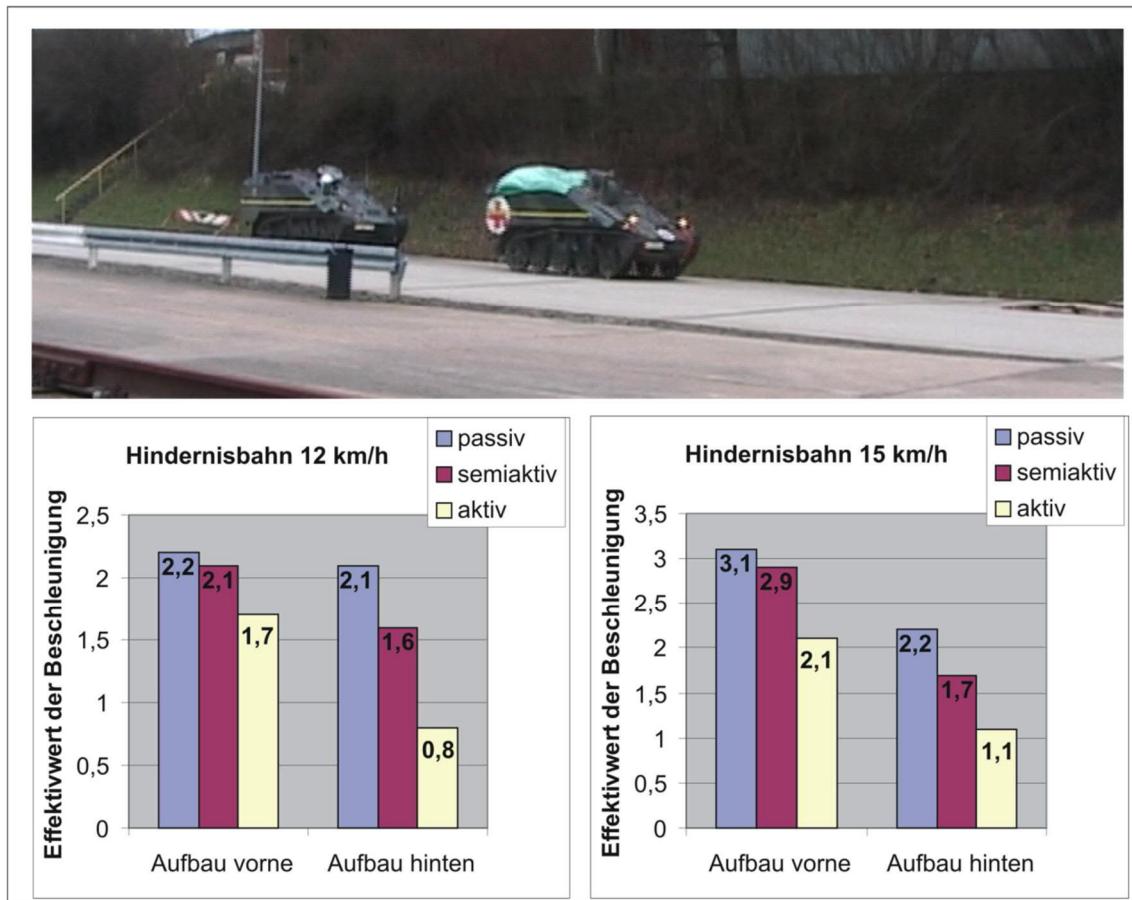


Bild 2.10: Aktiv gefederter Wiesel II [IJT09]

Auch bei diesem Vorhaben wurden elektro-hydraulische Flügelzellenaktoren verwendet. Als Kraftsteller wurden hydraulische Gleichlaufzylinder eingesetzt, die über HP-Funktionalität verfügen (Drei-Kammer-Gleichlaufzylinder). Das System ermöglichte eine aktive Aufbaudämpfung, sowie eine Niveauregulierung. Die Ergebnisse in Bild 2.10 zeigen das hohe Potential aktiver Systeme im Bereich leichter gepanzerter Kettenfahrzeuge. Dem Funktionsnachweis im Feldversuch ist eine detaillierte modellbasierte Machbarkeitsstudie vorausgegangen, deren Ergebnisse am realen System bestätigt wurden. Die Nickbewegung und Nickbeschleunigung konnten dabei um bis zu 50% reduziert werden.

Es konnte ein deutlich besser gedämpftes Einschwingverhalten des Fahrzeugaufbaus erreicht werden, wodurch das Fahrzeug bei extremen Fahrmanövern besser beherrschbar wird. Darüber hinaus bedeutet die Verbesserung der vertikaldynamischen Performance eine erhebliche Entlastung der Fahrzeuginsassen und des Materials. Diese hohe Performance hat natürlich auch ihren Preis – den Leistungsverbrauch (vgl. Tabelle 2.2). Obwohl dieser im Schnitt auf gerader Fahrbahn bei moderaten 1000 Watt bleibt, so sind im Gelände bis zu 6 kW an rein elektrischer Leistung pro Aktor erforderlich. Das ist der Leistungsbedarf für ein Fahrzeug mit einer Gesamtmasse von maximal 4000 Kilogramm. Für ein Fahrzeug der MLC 40, das in vorliegender Arbeit als Zielplattform dient, ist mit einem erheblich höheren Bedarf zu rechnen.

Tabelle 2.2: Leistungsverbrauch (elektrisch) des aktiv geregelten Wiesel II

<i>Manöver</i>	<i>Elektrische Leistung</i>
Straße	< 1 kW
Hindernisbahn	4 kW
Schweres Gelände	max. 6 kW

Der Darstellung in Bild 2.10 ist ebenfalls zu entnehmen, dass auch hier, analog zu den Radfahrzeugen (vgl. 2.4.1), *semi-aktive* Systeme eine günstige Alternative zum *vollaktiven* System sein können, ohne allerdings eine vergleichbare Performance zu gewährleisten.

2.5 Aktorik in geregelten Federungssystemen

In der Automobilindustrie ist gegenwärtig ein allgemeiner Trend von den hydraulischen Aktoren weg, hin zu den elektrischen festzustellen.

Elektromechanische Systeme bieten eine Reihe von Vorteilen und Zusatzfunktionalitäten, die mit hydraulischen Systemen nicht realisierbar sind. Aber speziell im Fahrwerkbereich sind die Vorteile hydraulischer Aktoren immer noch nicht zu vernachlässigen. In Tabelle 2.3 sind die hydraulischen Systeme den elektromechanischen gegenübergestellt.

Bei den elektrischen Systemen fällt beispielsweise der Montageaufwand für die Verrohrung weg und es kann über einen lastabhängigen Leistungsbedarf verfügt werden, was erhebliche Kraftstoffeinsparungen bedeuten kann [Gen08]. Es ist zudem mit weitaus weniger Einzelteilen für das Gesamtsystem zu rechnen und im Einzelfall auch mit geringeren Systemkosten. Auf ein umweltbelastendes Medium, wie das Hydrauliköl kann ebenfalls verzichtet werden. Demgegenüber steht die hohe Leistungsdichte als wesentlicher Vorteil der hydraulischen Aktoren. Besonders wenn hohe Massen bewegt werden müssen, stoßen elektromechanische Aktoren schnell an Ihre Grenzen.

Tabelle 2.3: Gegenüberstellung hydraulischer und elektromechanischer Systeme

	hydraulisch	elektro-mechanisch
Vorteile	<ul style="list-style-type: none"> ✓ hohe Leistungsdichte ✓ Erfahrung 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ geringer Montageaufwand ✓ Power on Demand ✓ kein Öl ✓ geringe Systemkosten ✓ wenig Einzelteile
Nachteile	<ul style="list-style-type: none"> ○ Verrohrungsaufwand ○ Montageaufwand ○ Kühlung ○ Leckage ○ umweltbelastendes Medium ○ Geräusch, Schwingungen 	<ul style="list-style-type: none"> ○ geringe Leistungsdichte ○ geringer Wirkungsgrad bei ungünstigen Bedingungen ○ höherer Energieverbrauch bei Spitzenlast

In den nachfolgenden Abschnitten werden die Aktoren vorgestellt, die gegenwärtig in aktiven und semiaktiven Federungssystemen der Kraftfahrzeuge verwendet werden.

2.5.1 Semiaktive Stellelemente

Die heutigen auf dem Markt angebotenen verstellbaren Dämpfungssysteme können alle als semiaktiv und nichttragend klassifiziert werden (vgl. Bild 2.7). Typisches Beispiel sind Systeme mit verstellbaren Aufbaudämpfern. Diese werden entweder manuell ver stellt und/oder automatisch an die jeweilige Fahrsituation und Fahrbahnbeschaffenheit angepasst. Die hydraulischen verstellbaren Dämpfer mit einem stromgeregelten Magnetventil als Steuereinheit haben sich seit langem etabliert und sind bislang am weitesten verbreitet. Die bekanntesten Vertreter dieser Technologie sind CDC-Dämpfer von ZF Sachs oder Damp Tronic-Dämpfer von Bilstein (Bild 2.11).

Das Herzstück eines solchen Dämpfers ist ein Proportionalventil, das je nach Stellung einen Durchlass für den Ölfluss kontinuierlich aufweitet (weiche Einstellung) oder kontinuierlich verengt (harte Einstellung). Das Ventil übernimmt dabei die Funktion eines Aktors. Die Ventilverstellung erfolgt nach elektromagnetischem Prinzip mit einem Hubmagnet.

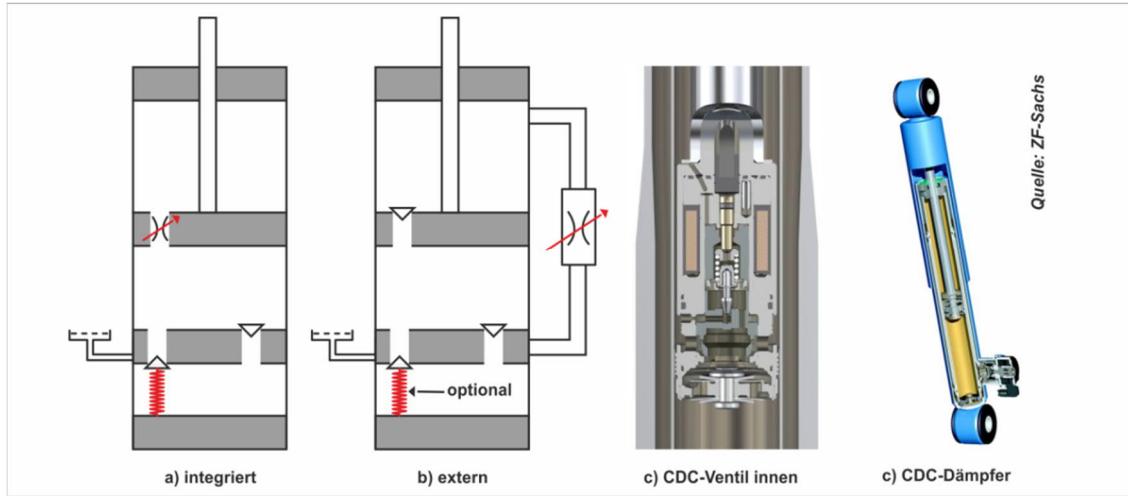


Bild 2.11: CDC – Prinzip [Quelle: Sachs]

Relativ neu und vielversprechend sind Dämpferkonzepte mit magneto-rheologischen und elektro-rheologischen Flüssigkeiten, die prinzipiell als elektrische Möglichkeiten der Dämpferratenänderung betrachtet werden können. In magneto-rheologischen Flüssigkeiten werden Suspensionen aus kugelförmigen Eisennanopartikeln in einer Trägerflüssigkeit verwendet. Durch das Anlegen eines Magnetfeldes sind Änderungen der Viskosität unterhalb einer Millisekunde möglich. Somit werden Kraftänderungen innerhalb weniger Millisekunden realisierbar. Je nach Anwendung kann das Magnetfeld auf unterschiedliche Art erzeugt werden: Permanentmagnet, elektrische Spule, Remanenz oder Kombination aus Permanentmagnet und elektrischer Spule. Im Automotive-Bereich findet man immer öfter magneto-rheologischen Dämpfer, die es zur Serienreife gebracht haben (vgl. Bild 2.12).

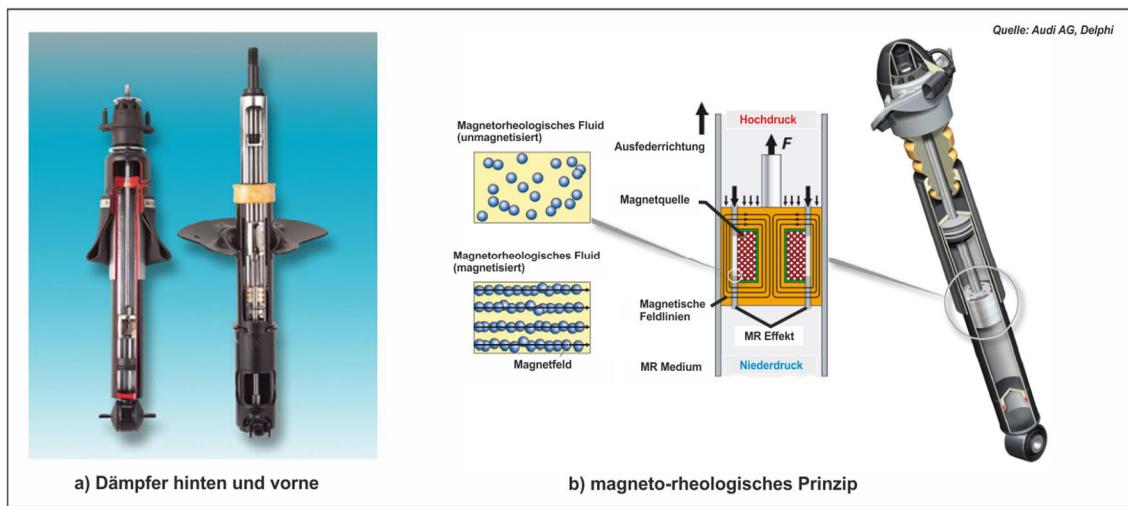


Bild 2.12: MRF – Dämpfungssystem (Magneride)

Die vom Prinzip her ähnlichen elektro-rheologischen Flüssigkeiten besitzen die Eigenschaft, ihre rheologischen Eigenschaften in Abhängigkeit eines starken elektrischen Feldes zu verändern. Das Wirkprinzip basiert auf der Polarisierbarkeit von Partikeln, die in

einer nichtleitenden Flüssigkeit dispergiert sind. Die Polarisation erfolgt durch das Anlegen eines starken elektrischen Feldes. Ohne den Einfluss des elektrischen Feldes verhält sich die elektro-rheologische Flüssigkeit wie eine newtonsche Flüssigkeit. Unter dem Feldeinfluss verändert sich das Fließverhalten hin zu einem plastischen Körper. Die herausragende Eigenschaft der auf dem elektro-rheologischen Effekt basierenden Dämpfungssysteme ist die schnelle Regelung bis hin zu einer Millisekunde.

Weitere, grundsätzlich denkbare elektrische Alternativen sind die elektro-dynamischen Dämpfer, welche die Dämpferhubbewegung zur Spannungsinduktion in einem Linearaktor ausnutzen. Diese wurden aber seinerzeit aus Kosten-, Bauraum- und Gewichtsgründen wieder verworfen und wurden auch im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht in Betracht gezogen.

2.5.2 Aktive Stellelemente

Aktive Stellelemente, geeignet für den Einsatz im Fahrwerk können nach ihrem Wirkprinzip wie folgt aufgeteilt werden:

- Hydraulische Steller
- Elektro-hydraulische Steller
- Elektro-dynamische Steller

Die bekanntesten Vertreter der rein *hydraulischen Stellelemente* sind die hydraulischen Zylinder, die hydraulische Strömungsenergie in eine translatorische Bewegung umwandeln. Eine weitere Variante der hydraulischen Zylinder stellen die Schwenkmotoren dar, die hydraulische Energie in eine Rotationsbewegung umwandeln.

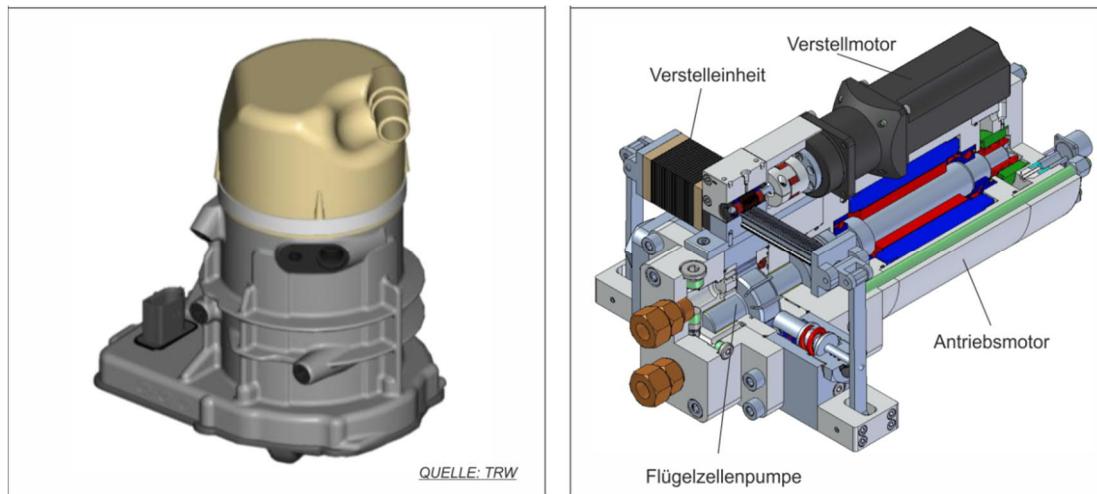


Bild 2.13: Elektro-hydraulische Steller: Motor-Pumpen-Einheit (links) und Flügelzellenlenktor (rechts)

Zu den *elektro-hydraulischen* Stellern zählen die Motor-Pumpen-Einheiten, bei denen eine hydraulische Pumpe direkt von einem Elektromotor angetrieben wird, der im

Einzelfall auch unter Öl laufen kann. Die Darstellung in Bild 2.13 zeigt eine Serienlösung einer elektro-hydraulischen Motor-Pumpen-Einheit, wie sie von der Firma TRW in Serienlenkungen verwendet wird. Das Bild rechts zeigt eine Eigenentwicklung der Firma MLaP, die in einem aktiv gefederten Prototypenfahrzeug DINGO II eingesetzt wurde. Dabei handelt es sich um einen Flügelzellenaktor, der ebenfalls zu den elektro-hydraulischen Stellelementen zählt und detailliert in [Har10] beschrieben wurde. Zu den größten Vorteilen der elektro-hydraulischen Systeme zählt eine für hydraulische Systeme typische hohe Leistungsdichte bei gleichzeitiger Verringerung des Verrohrungsaufwands. Diese Systeme können dezentral in ein Fahrzeug integriert und einzeln angesteuert werden. Typische Vertreter für elektro-dynamische Steller sind die Voice Coil Aktoren oder Tauchspulen. Der Aktor besteht aus einer Spule und einem Permanentmagneten. Die Kraft und Richtung des aktiven Elements ist direkt abhängig von der Richtung und der Stromstärke (Lorentzkraft). Es sind sowohl translatorische als auch rotatorische Ausführungen möglich. Im Fahrwerk wurden diese Aktoren von der Firma BOSE getestet. Bei all den Nachteilen hinsichtlich Kosten, Energiebedarf, Gewicht und Abmessungen erzielte das aktive Fahrwerk von BOSE beeindruckende Performance. Die Darstellung in Bild 2.14 beinhaltet eine Zusammenfassung der übrigen elektro-dynamischen Stellelemente, die geeignet für den Einsatz im Fahrwerk erscheinen.

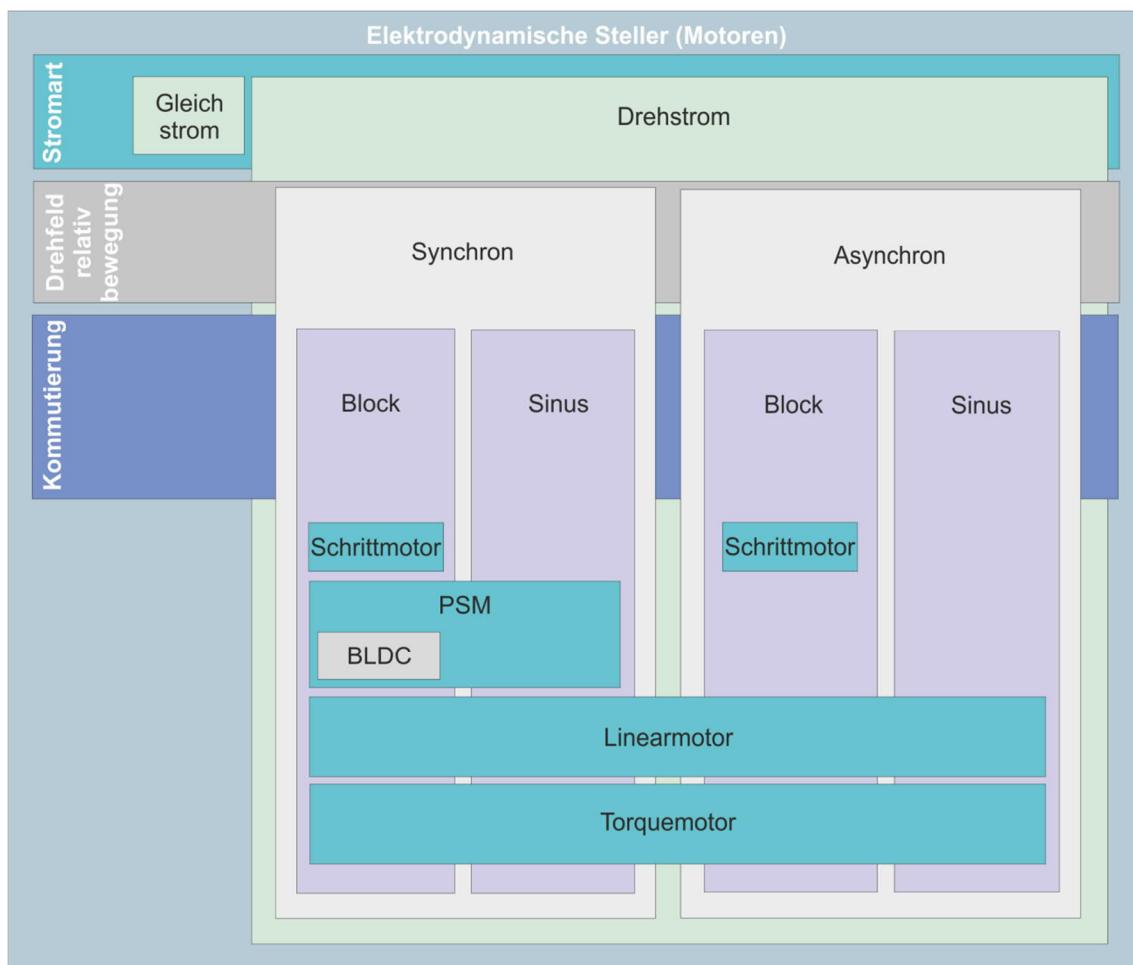


Bild 2.14: Klassifizierung der elektrodynamischen Steller [Gen08]

Aktoren nach elektro-magnetischem, piezo-elektrischem, magnetostriktivem, pneumatischen, thermischen und elektro-chemischem Prinzip scheiden für den Einsatz im Fahrwerk aus und werden nicht weiter betrachtet.

2.6 Mechatronischer Entwurf

In der Fachliteratur wird oft auf die Entwurfsmethoden für mechatronische Systeme verwiesen. Tatsächlich gibt es eine Vielzahl von Vorgehensmodellen, die zum Teil unterschiedliche Sichtweisen der Umsetzung der Entwurfsmethodik vertreten. Einen kurzen Überblick der Vorgehensmodelle findet man in [Gau08]. In der gleichen Quelle werden auch die Spezifika der Vorgehensmodelle erläutert, weshalb an dieser Stelle keine detaillierten Erläuterungen zu den jeweiligen Modellen gegeben werden. In diesem Zusammenhang sei lediglich darauf hingewiesen, dass aus der Vielzahl der Modelle insbesondere die VDI-Richtlinie 2206 in Fachkreisen das am meisten zitierte Vorgehen darstellt. Diese Richtlinie übernimmt das aus der Softwaretechnik bekannte V-Modell und passt sie an die Anforderungen der Mechatronik an. Demnach stellt das V-Modell ein geeignetes Grundmuster für den Entwurf mechatronischer Systeme dar [Brö95].

In Bild 2.15 wird das auf die Mechatronik adaptierte Modell dargestellt. Die darin dargestellten Aufgaben wurden bereits in [Gau08] kurz und in zahlreichen anderen Publikationen ausgiebig charakterisiert, weshalb im Rahmen der vorliegenden Arbeit darauf verzichtet werden kann.

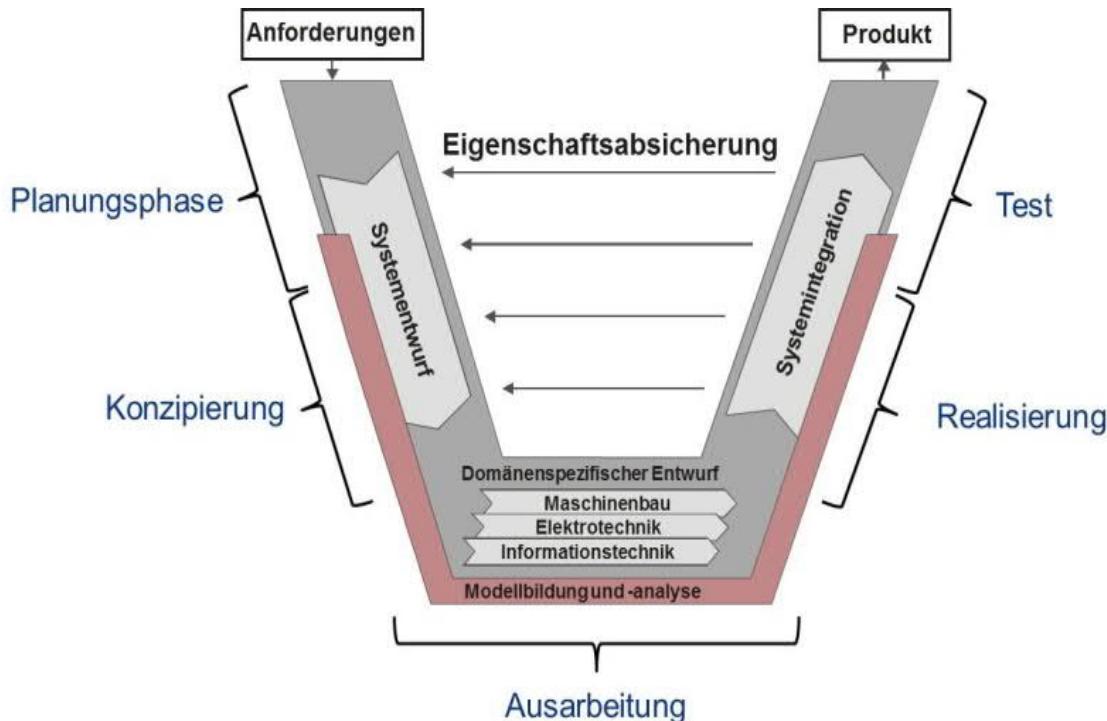


Bild 2.15: V-Modell aus mechatronischer Sicht

Per Definition ist eine Methode ein planmäßiges Verfahren zur Erreichung eines Ziels, sei es die Erlangung von wissenschaftlichen Erkenntnissen oder praktischen Ergebnissen. Demnach soll eine Methode die Problemlösung einfacher machen und nicht komplexer. Die bisher etablierte Praxis der getrennten Betrachtung von Systemkomponenten im Rahmen des domänenpezifischen Entwurfs trägt zusätzlich zur Steigerung der Komplexität bei. Eine ganzheitliche, domänenübergreifende Betrachtung hingegen, kann die Aufgabe bereits in früheren Phasen des Entwurfs erheblich vereinfachen. Zahlreiche Details, die sonst erst in der Integrationsphase der einzelnen Domänen zu Problemen führen, könnten damit bereits in den früheren Phasen berücksichtigt werden und dem Entwickler unter Umständen mehrere Iterationsschleifen der Eigenschaftsabsicherung ersparen. In Bild 2.16 wird eine Interpretation der Entwurfsmethodik beschrieben, die sich im Rahmen zahlreicher Projekte und Forschungsarbeiten (vgl. [Wie13], [Ill14], [Just14]) am MLaP/RtM⁷, und damit auch im Rahmen der vorliegenden Arbeit herauskristallisierte und eine ganzheitliche, domänenübergreifende Betrachtungsweise erlaubt.

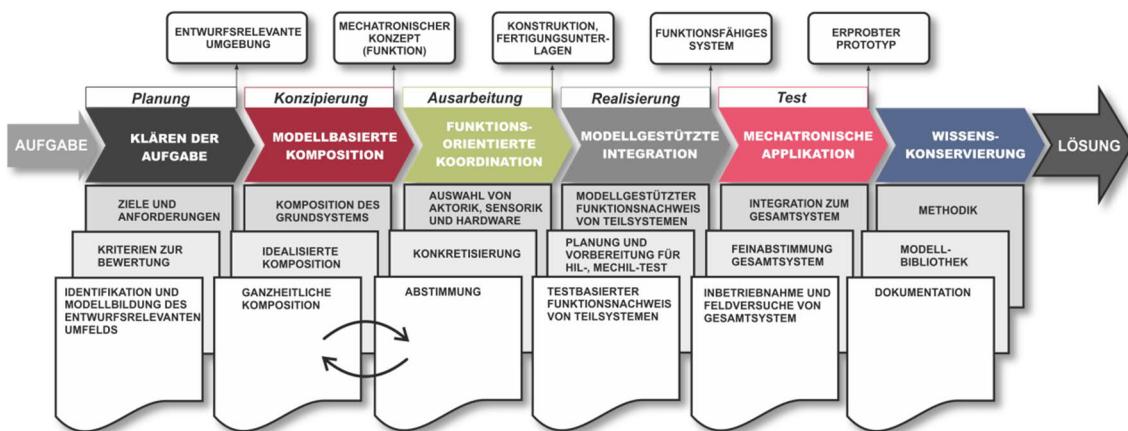


Bild 2.16: Mechatronischer Entwurfsprozess

Das Vorgehensmodell orientiert sich ebenfalls am V-Modell aus Bild 2.15 und trägt die charakteristischen Züge eines Prozessablaufs. Die Begriffe in der Darstellung können größtenteils den einzelnen Phasen des V-Modells zugeordnet werden:

- Klären der Aufgabe (Planungsphase im V-Modell)
- Modellbasierte Komposition (Konzipierungsphase im V-Modell)
- Funktionsorientierte Koordination (Ausarbeitungsphase im V-Modell)
- Modellgestützte Integration (Realisierungsphase im V-Modell)
- Mechatronische Applikation (Testphase im V-Modell)
- Wissenskonservierung

⁷ MLaP – Mechatronik Laboratorium Paderborn. RtM – Lehrstuhl für Regelungstechnik und Mechatronik der Universität Paderborn

Die Zuordnungen aus dem V-Modell an die Prozessschritte können in unterschiedlichen Beschreibungen der mechatronischen Vorgehensweise variieren. Im Rahmen des Verbundprojekts ENTIME⁸ beispielsweise beinhaltet die Konzipierung sowohl die Zielbestimmung mit Erarbeitung der Partialmodelle, Wirkstrukturen etc. als auch die *Mechatronische Komposition*. Eine ausführliche Beschreibung des Verfahrens findet sich in [GTS14]

Die Unterpunkte innerhalb der Meilensteine werden in der Regel in der Reihenfolge abgearbeitet, wie sie in Bild 2.16 dargestellt sind. Am Ende eines jeden Meilensteins sind Zwischenergebnisse zu erreichen, die bestimmte Kriterien erfüllen müssen.

Die erste Phase des Entwurfsprozesses – *Klären der Aufgabe* wird detailliert von Wielenberg in seiner Dissertationsschrift behandelt [Wie13]. Eine kurze Vorstellung, des von Wielenberg vorgeschlagenen Vorgehens wird im Rahmen dieser Arbeit in Abschnitt 2.6.1 gegeben.

Die zweite und zum Teil auch die dritte Phase – *Modellbasierte Komposition* und *Funktionsorientierte Koordination* beschreibt Illg in [Ill13] unter dem Oberbegriff - *Mechatronische Komposition*.

Der Begriff *Mechatronische Komposition* wurde maßgeblich von Toepper in [Toe02] geprägt und als Ergänzung zur klassischen Vorgehensweise nach [PB97] vorgeschlagen. Gemeint ist ein computergestütztes methodisches Vorgehen, dessen konsequente Anwendung besondere Sichtweisen für das zu entwerfende System und seine Funktionen erlaubt und damit die Effizienz und Erfolgspotentiale des Entwurfsprozesses nachhaltig erhöht [Ill13]. Die Prozessbausteine *Modellbildung*, *Analyse* und *Synthese* bilden die Kerninhalte des iterativen Vorgehens (vgl. Bild 2.17).

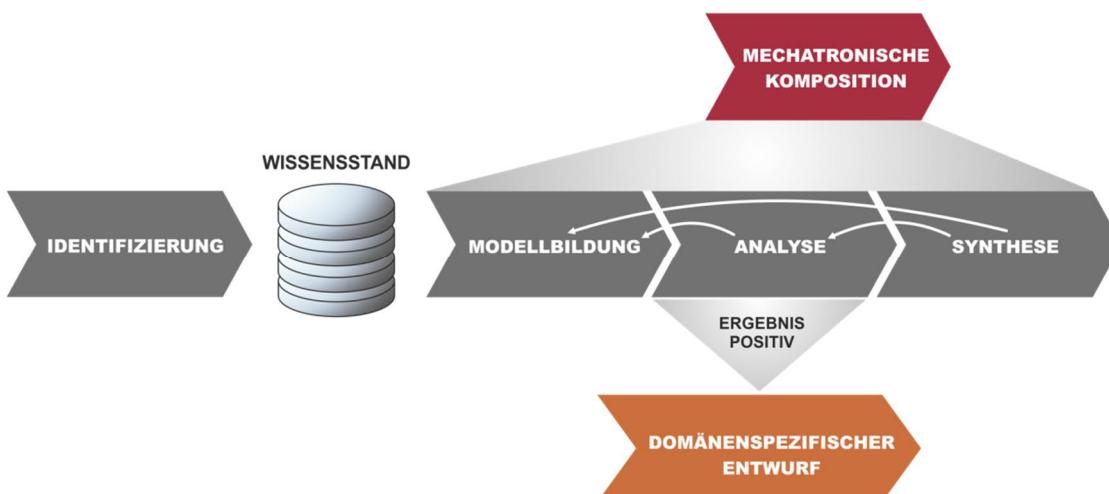


Bild 2.17: *Mechatronische Komposition*

⁸ Entwurfstechnik Intelligente Mechatronik

In Rahmen der Modellbildung wird auf Basis der zu Beginn der Modellierung vorhandenen Kenntnisse (Wissensstand) über das System ein physikalisch-mathematisches Rechnermodell erstellt, das die wesentlichen physikalischen Eigenschaften des Systems abbildet (vgl. Bild 2.18). Das Ziel ist ein geeignetes Modell für die Systemanalyse.

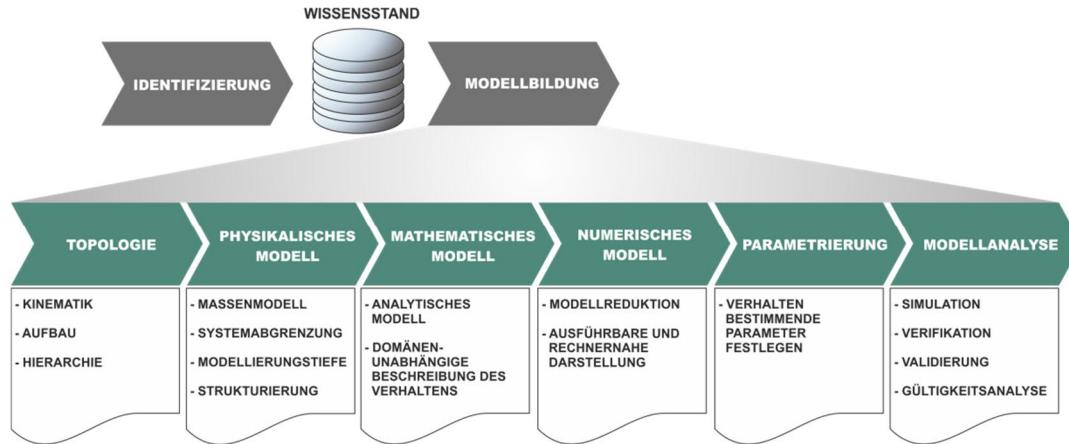


Bild 2.18: Prozessbaustein – Modellbildung (in Anlehnung an [GHFB])

Im Rahmen der *Analyse* werden mit Hilfe eines Modells Aussagen über den Arbeitsraum, benötigte Kräfte, Zeit- und Frequenzverhalten, Stabilität und Empfindlichkeit getroffen. Weiterhin können gezielt geeignete Sensor- und Aktorkonzepte oder Regelungsstrukturen ermittelt werden. Ferner wird die Funktion des Systems analysiert und der Verbesserungsbedarf ermittelt (vgl. Bild 2.19). Ziele des Prozessbausteins sind:

- Gewinnen qualitativer und quantitativer Erkenntnisse über das System
- Vergleichen der Systemeigenschaften untereinander
- Erstellen einer Bewertungsgrundlage

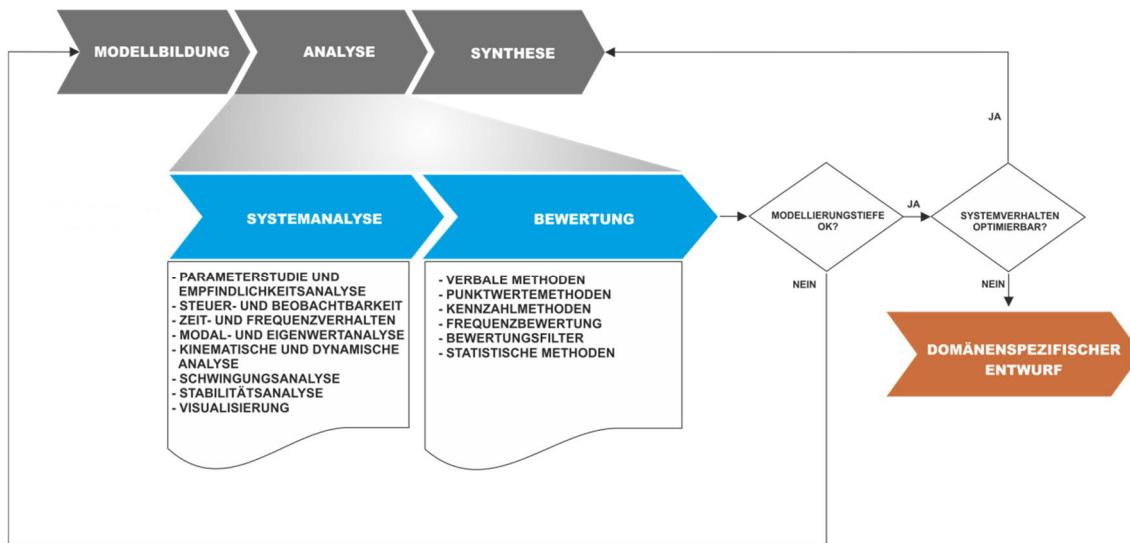


Bild 2.19: Prozessbaustein - Analyse

Gestützt auf die Analyseergebnisse, wird innerhalb der *Synthese* das modellierte System ausgelegt, d. h. es werden die Modellparameter (z. B. Massen, Feder- und Dämpferkonstanten oder Reglerparameter) so festgelegt, dass sich ein gewünschtes Systemverhalten einstellt (vgl. Bild 2.20). Die Ziele dabei sind:

- Verbesserung des dynamischen Systemverhaltens
- Verbesserung der Systemfunktionalität bzw. Nutzung synergetischer Potentiale
- Reglersynthese und Optimierung

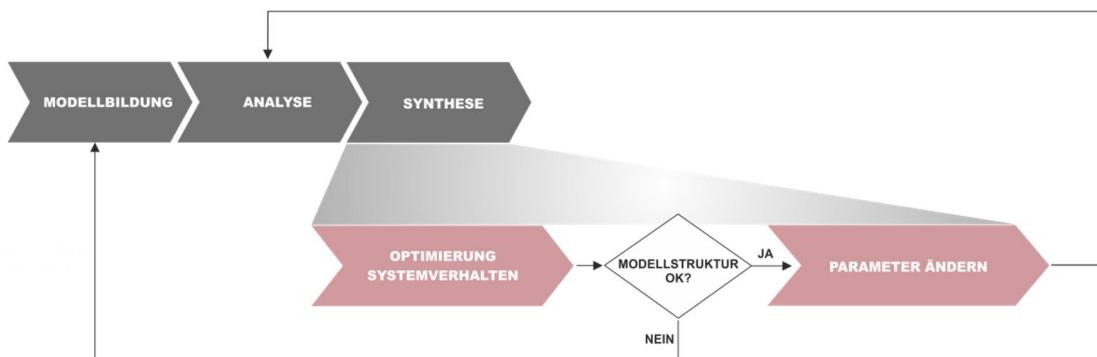


Bild 2.20: Prozessbaustein - Synthese

Ferner werden in folgenden Abschnitten die restlichen Meilensteine der Entwurfsmethodik und der Zusammenhang mit den bereits veröffentlichten Phasen näher beschrieben.

2.6.1 Klären der Aufgabe

Nach Erhalt und Definition der Aufgabe ist es zunächst sinnvoll, alle für den Entwurf relevanten Informationen zu beschaffen. In diese Kategorie fallen die Anforderungen an das zu entwerfende Produkt, sowie die Randbedingungen, die berücksichtigt werden müssen. Nachdem die Anforderungen klar definiert und in einer Anforderungsliste zusammengefasst sind, werden das zu berücksichtigende System und sein Umfeld modelltechnisch abgebildet. Die dabei erzeugten Modelle bilden die entwurfsrelevante Umgebung und sind das anzustrebende Ergebnis dieser Prozessphase (vgl. Bild 2.21).

Nach *Wielenberg* [Wie13] umfasst die Erstellung der entwurfsrelevanten Umgebung im Rahmen des mechatronischen Entwurfs folgende Schritte

- *Aufstellen und Detaillieren der Anforderungen und Auslegungsziele*
- *Definieren der Beurteilungsgrundlagen*
- *Identifizieren des entwurfsrelevanten Systemumfelds*

Erstellen des Modells des entwurfsrelevanten Systemumfelds

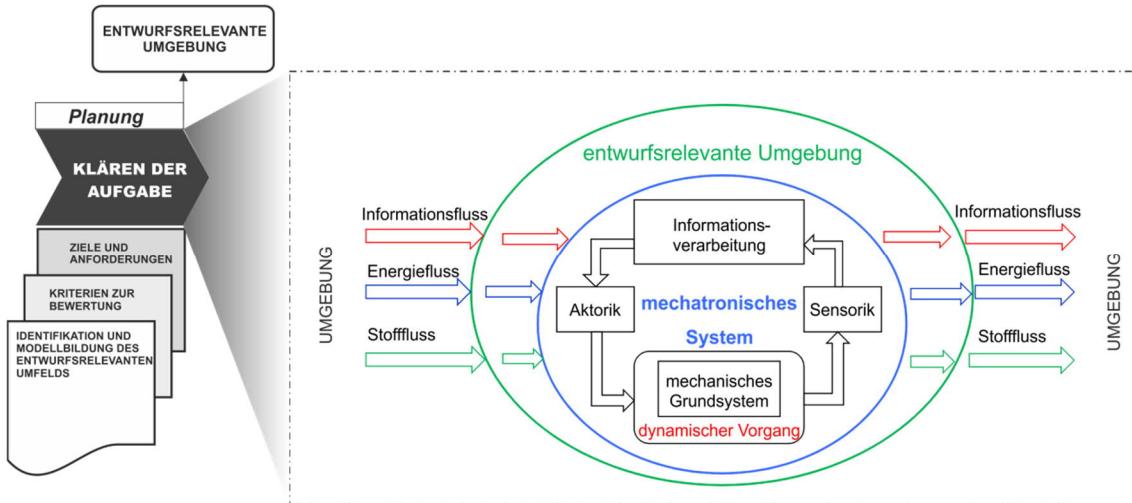


Bild 2.21: Entwurfsrelevante Umgebung (in Anlehnung an [Wie13])

Die Reihenfolge der oben genannten Schritte ist nicht fest vorgegeben und kann je nach Aufgabenstellung variieren. Auch Variationsschleifen in den Schritten sind möglich. Zur Erstellung der modellbasierten Entwurfsumgebung ist es notwendig die *Anforderungen* mathematisch zu beschreiben und entsprechende *Bewertungsgrößen* zu definieren. Als Ergebnis steht eine Anforderungsliste zur Verfügung, die auf die Bewertungsgrößen bezogen ist.

Die *Definition der Beurteilungsgrundlagen* trägt zur objektiven Beurteilung des Systemverhaltens während der Konzeptphase, Analyse und Optimierung des zu entwerfenden Systems.

Identifikation des entwurfsrelevanten Systemumfelds umfasst die Erfassung aller äußeren Einflüsse, die für das Systemverhalten relevant sind. Dazu wird das zu entwerfende System eingegrenzt und auf die relevanten Wechselwirkungen hinsichtlich Informationsfluss, Energiefluss und Stofffluss reduziert (Bild 2.21).

Das *Modell des entwurfsrelevanten Systemumfelds* besteht aus Anregungs- und Bewertungsmodellen, die obligatorisch sind und einem Modell der Informationsschnittstellen sowie der Umgebungseinflüsse, die optional und abhängig von der Relevanz zu erstellen sind. Die Anregungsmodelle können sowohl die Führungs- als auch die Störgrößen beinhalten und sowohl in Form einfacher Testsignale als auch in Form analytischer und synthetischer Anregungssignale vorliegen. Ferner sind auch aufgezeichnete Messsignale als Anregungsmodelle verwendbar.

2.6.2 Modellbasierte Komposition

Nach Klären der Aufgabenstellung und Erstellung des entwurfsrelevanten Systemumfelds geht man zur *Modellbasierten Komposition* über. Ergebnis dieser Prozessphase ist das mechatronische Konzept des Gesamtsystems mit der anzustrebenden Funktion.

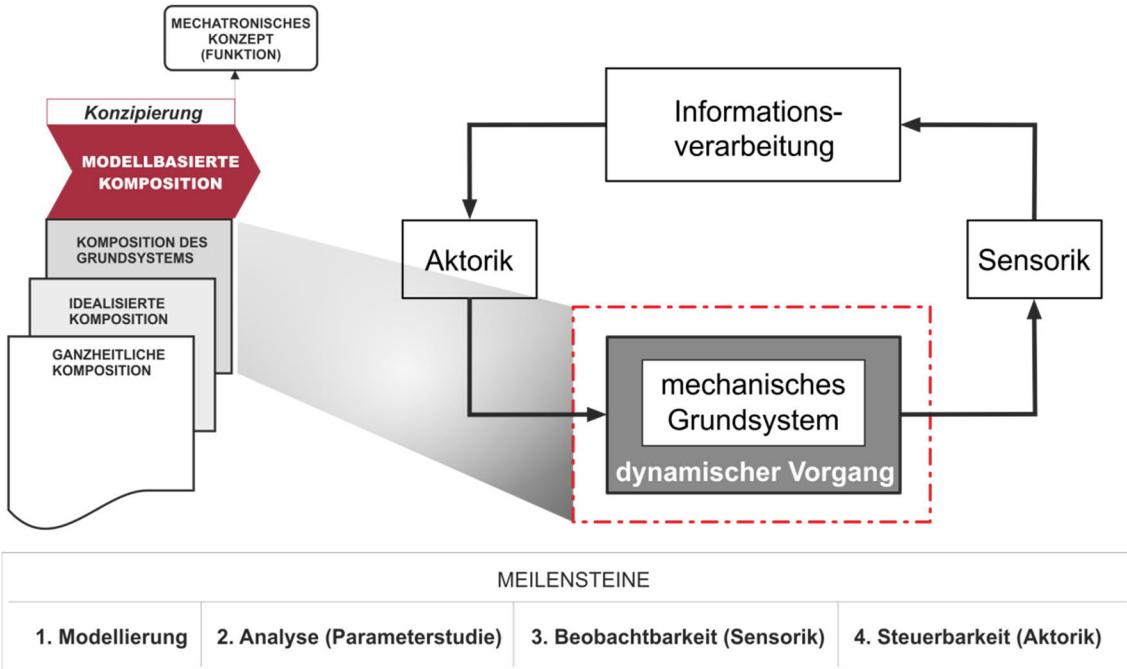


Bild 2.22: Betrachtung Grundsystem

Nach Illg kann diese Phase in drei Schritten erfolgen:

1. Komposition des Grundsystems
2. Idealisierte Komposition
3. Ganzheitliche Komposition

Komposition des Grundsystems beinhaltet eine Systemabbildung in Form geeigneter Modelle in ausreichender Modellierungstiefe. An dem erstellten Modell werden Parameterstudien durchgeführt, sowie Fragen bezüglich Beobachtbarkeit und Steuerbarkeit des Systems beantwortet (Bild 2.22).

Im Rahmen der *Idealisierten Komposition* kommt eine idealisierte modelltechnische Abbildung der Informationsverarbeitung hinzu. Die Aktoren und Sensoren liegen ebenfalls als ideale Übertragungsglieder vor. In dieser Phase erfolgt die Reglersynthese sowie Ermittlung der grundsätzlich möglichen Systempotentiale.

Ferner können bereits in dieser Phase die wichtigsten Anforderungen an die Art und Anzahl der Aktorik und Sensorik definiert werden, um die angestrebte Systemfunktion, entsprechend den Anforderungen zu erfüllen. Auch diese Prozessphase trägt in der Regel einen iterativen Charakter mit den Bausteinen Modellbildung, Analyse und Synthese (vgl. 2.6), bis das gewünschte oder bestmögliche akzeptable Ergebnis erzielt werden kann (vgl. Bild 2.23).

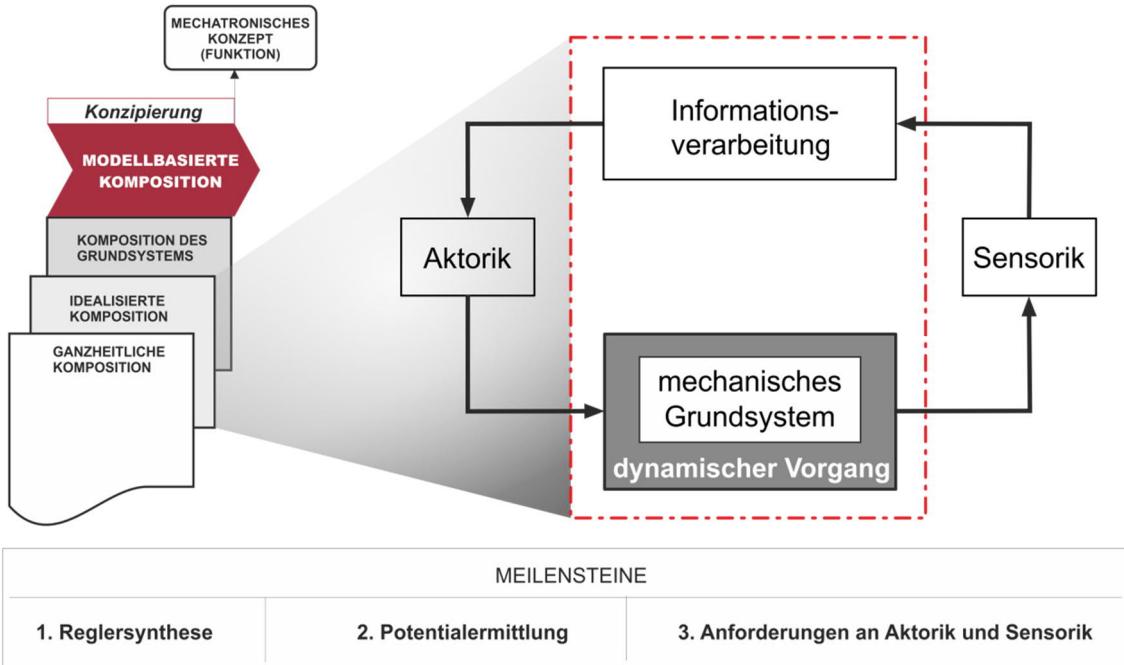


Bild 2.23: Idealisierte Betrachtung

Im nachfolgenden Schritt der *Ganzheitlichen Komposition* im Rahmen der mechatronischen Komposition werden die Komponenten aufeinander abgestimmt, um Kompatibilitätsprobleme in den späteren Phasen des Entwurfs auszuschließen. Dies beinhaltet die modelltechnische Abbildung und Implementierung der Aktorik und Sensorik mit zunächst idealisierten Angaben zur Dynamik und Leistungsvermögen. Im Rahmen der ganzheitlichen Betrachtung entstehen ein Leitfaden zur Realisierung des Systems und das endgültige mechatronische Konzept des zu entwerfenden Systems (Bild 2.24).

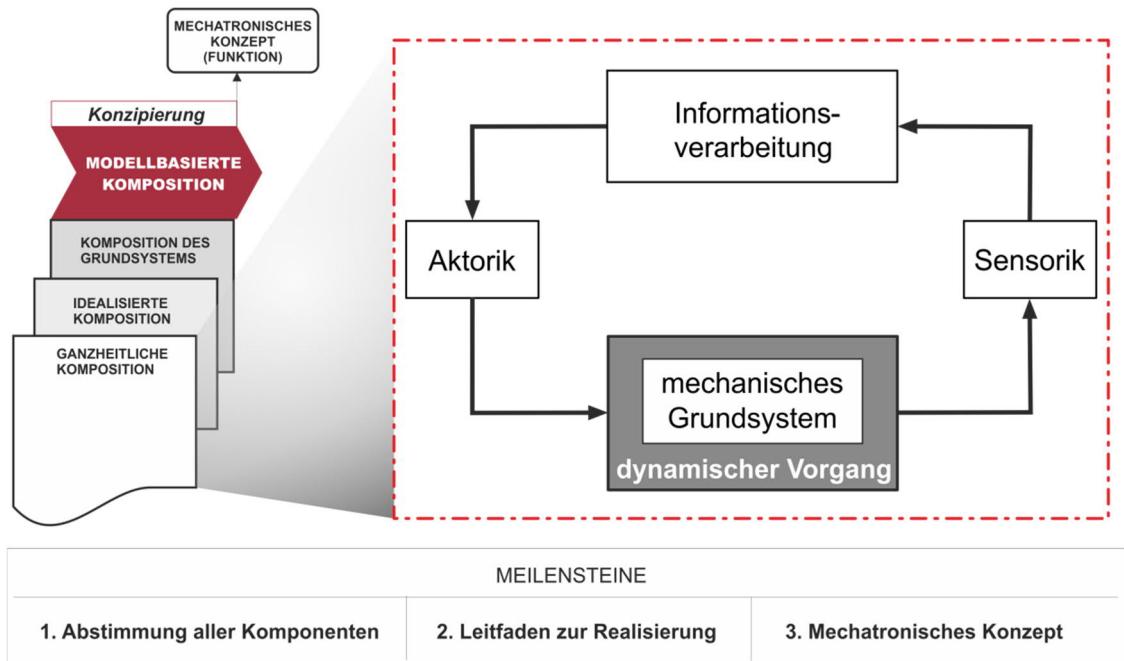


Bild 2.24: Ganzheitliche Betrachtung

Dieser Prozessbaustein bildet die Grundlage für den nächsten Prozessbaustein, die *funktionsorientierte Koordination*.

2.6.3 Funktionsorientierte Koordination

Ergebnis der Prozessphase *Funktionsorientierte Komposition* sind die konkret ausgearbeiteten Lösungen wie die detaillierten Teilsystemmodelle und die technischen Unterlagen in Form von Konstruktionszeichnungen, Festigkeitsberechnungen, Fertigungsunterlagen, Stücklisten, 3-D Modellen etc. In dem V-Modell wird diese Phase der domänen-spezifischen Ausarbeitung zugeordnet.

Nach Darstellung in Bild 2.16 kann dieser Prozessbaustein in drei Phasen erfolgen, die ebenfalls einen iterativen Charakter besitzen:

- Auswahl von Aktorik, Sensorik und Hardware
- Konkretisierung
- Abstimmung

In der Teilphase *Auswahl von Aktorik, Sensorik und Hardware* werden die, für die Funktion des zu entwerfenden Systems relevanten Lösungselemente festgelegt und im Detail modelltechnisch abgebildet.

In der Teilphase der *Konkretisierung* findet eine ganzheitliche modellbasierte Analyse des zu entwerfenden Systems statt. In dieser Phase werden auch alle gesamtsystemrelevanten Änderungen erfasst sowie die Schnittstellen definiert.

Eine Bewertung der gesamtsystemrelevanten Änderungen hinsichtlich der Zielvorgaben findet in der Teilphase *Abstimmung* statt. Bei einem nicht zufriedenstellenden Ergebnis dieser Bewertung werden die Schritte wiederholt bis eine akzeptable Konfiguration zu-stande kommt.

Im Verlauf der gesamten Prozessphase müssen Ergebnisse domänenspezifischer Ausar-beitungen laufend auf ihre Konsistenz untereinander überwacht werden. Nach erfolgrei-chem Abschluss des Prozessbausteins erfolgt die *Modellgestützte Integration* des zu ent-werfenden Systems.

2.6.4 Modellgestützte Integration

Die Prozessphase *Modellgestützte Integration* bildet den rechten Ast des V-Modells. Das Ergebnis ist ein funktionsfähiges System als konkrete Lösung. Auf Grundlage der Ergeb-nisse der funktionsorientierten Koordination erfolgt etappenweise der Übergang zur Re-alität. Die Beschaffung, Fertigung und Vorbereitung der Teilsysteme für den Laborver-such finden ebenfalls in dieser Prozessphase statt. Die Teilaufgaben dieser Prozessphase können wie folgt definiert werden:

- Modellgestützter Funktionsnachweis der Teilsysteme
- Planung und Vorbereitung der Testphase
- Testbasierter Funktionsnachweis der Teilsysteme

Diese Teilaufgaben können alle unter einem Oberbegriff – „*Test*“ zusammengefasst werden. In einem Test findet der allgemeine Vergleich zwischen Ist- und Sollverhalten des zu testenden Objekts statt. Die Ziele der Tests können gemäß der Darstellung in Bild 2.25 definiert werden.

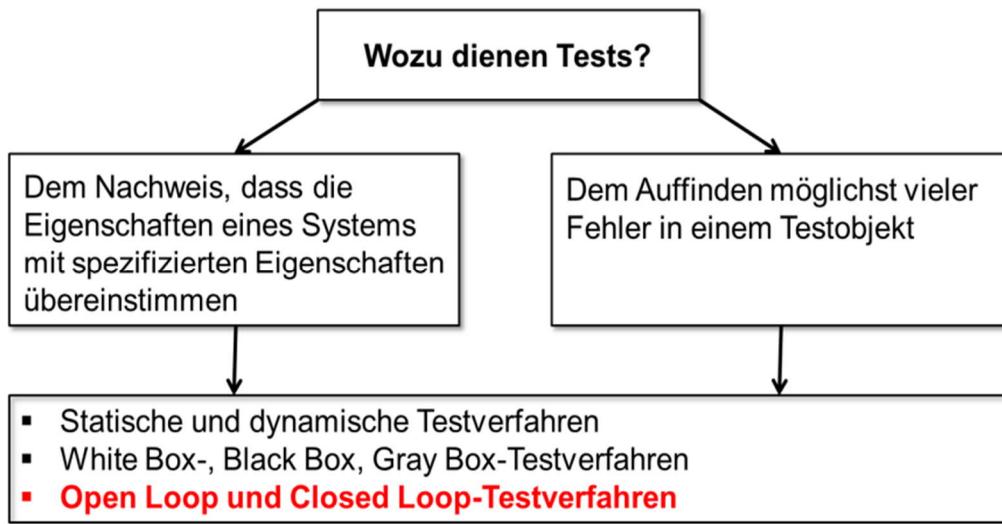


Bild 2.25: Intention der Testverfahren

Es haben sich seit Jahren unterschiedliche Testverfahren etabliert. Dazu zählen sowohl Testverfahren statischer und dynamischer Natur als auch die sogenannten White Box-, Black Box- und Gray Box-Testverfahren. Eine Sonderstellung haben die *Open-Loop* und *Closed-Loop* Testverfahren, bei denen ein Testobjekt in einer virtuellen Umgebung geprüft wird, welche die Realität simuliert. Wenn es sich hierbei um einen geschlossenen Regelkreis handelt, so spricht man von einem *Closed-Loop Test*. Dieser bildet die Grundlage für den Prozessbaustein Modellgestützte Integration in dem beschriebenen Entwurfsprozess. Die Klassifizierung der *Closed-Loop* Testverfahren wird in Darstellung in Bild 2.26 verdeutlicht. Anhand dieser Darstellung werden später die einzelnen Teilaufgaben der Entwurfsphase *Modellgestützte Integration* erläutert.

Der *modellbasierte Funktionsnachweis der Teilsysteme* erfolgt rein virtuell im Rahmen eines Model in the Loop Verfahrens (MiL) bei dem sowohl das zu untersuchende Teilsystem als auch die entwurfsrelevante Umgebung virtuell vorliegen (vgl. Bild 2.26). Das Testobjekt ist hierbei in der Regel ein Simulationsmodell der Regelung oder eine komplizierterer Code. Die Kopplung der Teilsysteme ist ausschließlich auf Betriebssystemebene möglich. Der Testfall bei dem die Informationsverarbeitung (Regler) auf einer Echtzeithardware läuft und der Rest des Systems zum Teil oder vollständig real vorliegt wird als Rapid Control Prototyping (RCP) definiert. Die Kopplung erfolgt auf Signalebene über

AD- und DA-Wandler, kann aber auch ausschließlich digital über Echtzeit-Ethernet wie *EtherCAT*⁹ erfolgen.

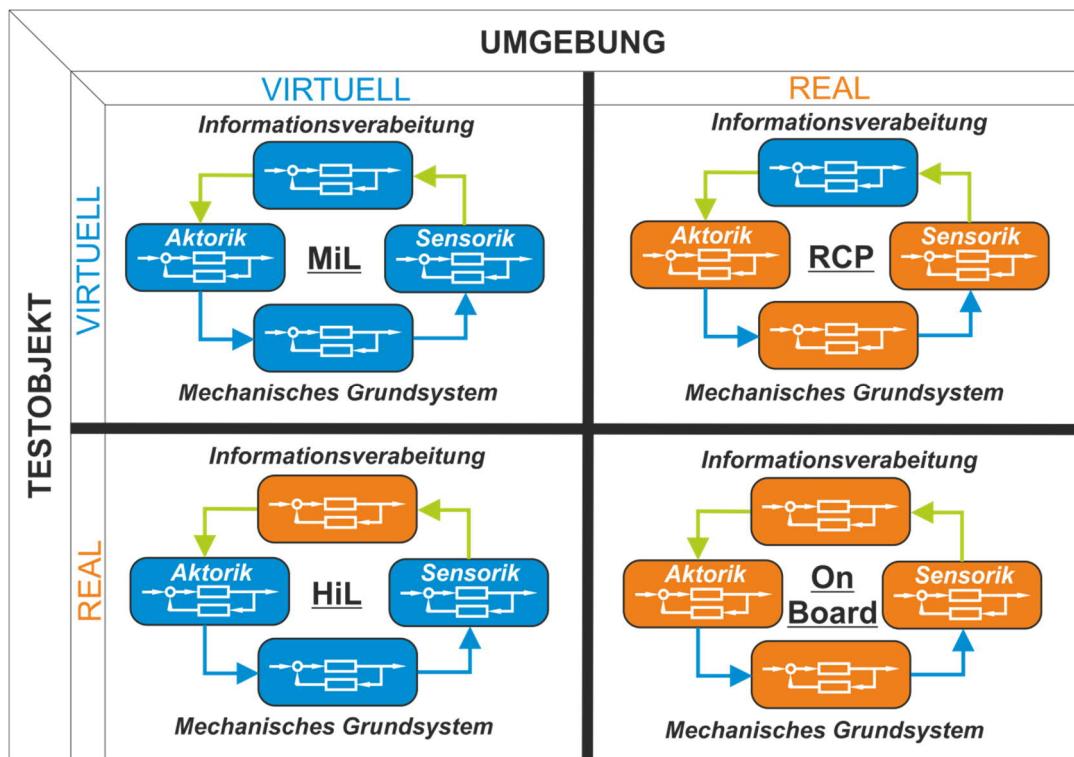


Bild 2.26: *Closed-Loop Testklassifizierung*

Das Ziel der Testphase ist die Optimierung der Regelung unter realen Bedingungen. Dieses Verfahren kann der Teilaufgabe *Testbasierte Inbetriebnahme der Teilsysteme* zugeordnet werden.

Als Hardware in the Loop (HiL) werden in der Regel Tests bezeichnet, bei denen die Informationsverarbeitung (Regler) real auf einem Steuergerät vorhanden ist, die Umgebung aber auf einer Echtzeithardware simuliert wird. Die Kopplung erfolgt über AD- und DA-Wandler. Grundsätzlich bezeichnet man auch Testfälle mit der Aktorik oder mechanischem Grundsystem als real vorhandenes Testobjekt mit HiL. Eine klare Abgrenzung zur HiL-Definition, wo das Steuergerät als Testobjekt verstanden wird gibt es aber nicht. Die Ziele der HiL-Verfahren beinhalten Funktions- und Stresstests der Steuergeräte oder mechanischer Systemkomponenten. Diese Testverfahren können der Teilaufgabe *Testbasierte Funktionsnachweis der Teilsysteme* zugeordnet werden und bringen Erkenntnisse über den Grad der Erfüllung von grundsätzlichen Zielvorgaben. In dieser Phase muss zum ersten Mal entschieden werden, ob weitere Iterationsschleifen notwendig sind oder eine Freigabe zur nächsten Prozessphase erfolgen kann.

⁹ Ethernet for Control Automation Technology – ein von der Firma Beckhoff initiiertes Echtzeit-Ethernet

Letztendlich können im Rahmen von On-Board Tests Gesamtsysteme im Feldversuch geprüft werden. Die Kopplung erfolgt hierbei in der Regel über Bussysteme. Das Ziel hierbei ist der Funktions- und Stresstest des Gesamtsystems (vgl. Bild 2.26). Das Testverfahren wird der Prozessphase Mechatronische Applikation zugeordnet die im Abschnitt 2.6.5 beschrieben wird.

2.6.5 Mechatronische Applikation

Zu der Prozessphase *Mechatronische Applikation* gehören folgende Etappen:

- Gesamtsystemintegration
- Feinabstimmung der Parameter am Prototypen
- Feldtests unter realen Bedienungen (On-Board Tests)

Unter *Systemintegration* wird der Zusammenschluss von Teilsystemen zu einem übergeordneten Ganzen verstanden. Nach Integrationsart werden die Integration verteilter Komponenten, die modulare und die räumliche Integration verstanden. Die integrierten Systeme werden auf ihre Gesamtfunktionalität hin getestet. Dabei sollen eventuelle Inkompatibilitäten der Teillösungen identifiziert und die Unverträglichkeiten bis hin zur bestmöglichen Lösung beseitigt werden.

Die *Feinabstimmung der Parameter am Prototyp* hat zum Ziel die endgültige Parametereinstellung und Optimierung im realen Versuch zu vollziehen und erfolgt zumeist als RCP.

Die *Feldtests unter realen Bedingungen* sind sehr aufwändig und teuer, dienen dem Gesamtfunktionsnachweis und sind systemspezifisch. Die Tests unter realen Bedingungen sind zwar unumgänglich, sind für sich allein aber nicht in der Lage alle Fehler aufzudecken. Erst die Kombination aus modellbasiertem Testen und echten Tests bringt die erforderliche Sicherheit.

2.6.6 Wissenskonservierung

Der Entwurf mechatronischer Systeme ist ein komplexer Prozess und erfordert detaillierte Kenntnisse aus unterschiedlichsten Disziplinen. Umso wichtiger erscheint es die problembezogene Erfahrungssicherung in geeigneter Form zu gewährleisten. Die rechnergestützte Vorgehensweise bei dem Entwurf eröffnet viele Möglichkeiten, die gesammelten Erfahrungen und erworbenen Kenntnisse aufzubewahren und kommenden Wissenschaftlern zur Verfügung zu stellen. Eine solide Wissensbasis ermöglicht eine effizientere Bearbeitung von ähnlichen Problemstellungen und trägt signifikant zur Verkürzung der Entwicklungszyklen bei.

Es existieren unterschiedliche Formen und Aspekte der Erfahrungssicherung auf Grundlage von Modellen. Diese dient primär der effektiven Wiederverwendung von Wissen in

Form von Modellen. Die Sicherung von Wissen kann dabei in Form von strukturierten Modellbibliotheken erfolgen. Die entsprechende Aufbereitung von Modellen zum Zwecke der Wiederverwendung ist eine wichtige Voraussetzung für die effiziente Weiternutzung des konservierten Wissens. Die Modelle sollten nach Möglichkeit intuitiv im Sinne von „selbsterklärend“ sein. Ulrich Meier-Noe beschreibt die Konservierung von Wissen in Form von Modellen und deren Wiederverwendung als eine notwendige Voraussetzung für eine Komposition mechatronischer Systeme, die ihre Innovationskraft aus der Variantenvielfalt zieht, die bereits mit einer begrenzten Anzahl von Lösungselementen erzielt werden kann. [Mei04]

Ferner bietet die Definition von Lösungsmustern und Lösungselementen mit dazugehörigen Simulationsmodellen eine wertvolle Form der Wissenskonservierung. Eine derartige Abbildung des Wissens mittels „Ontologien“ und „Semantic Web“-Techniken wird ausführlich in [GTS14] beschrieben.

3 Klären der Aufgabe

Nachdem in Abschnitt 1.1 die groben Ziele der vorliegenden Arbeit erläutert wurden, werden in diesem Kapitel konkrete Ziele spezifiziert und einzelne Schritte zur Erstellung des modellbasierten Systemumfelds im Rahmen der Entwurfsphase „*Klären der Aufgabe*“ vorgestellt.

3.1 Ziele und Anforderungen

Die konkreten Ziele der gestellten Aufgabe lassen sich aus den spezifischen Problematiken der Kettenfahrzeuge höherer Lastenklassen ableiten. Das zu entwerfende Fahrwerkkonzept soll über folgende Eigenschaften verfügen:

- Moderater Wärmeeintrag in dämpfenden Fahrwerkelementen
- Moderater Leistungsbedarf
- Höhere Funktionalität im Vergleich zum konventionellen Referenzfahrzeug

In diesem Zusammenhang und im Rahmen der Definition von Anwendungsszenarien und Lösungsmustern wird mit Lösungsvarianten ein Lösungsraum aufgespannt. Die Lösungsvarianten werden anschließend analysiert und hinsichtlich der geforderten Eigenschaften bewertet. Ihre Bewertung erfolgt im Rahmen einer Nutzwertanalyse, die auf Grundlage der Simulationsergebnisse erfolgt. Für die Nutzwertanalyse müssen zunächst Bewertungskriterien und Gewichtungen definiert werden (vgl. Abschnitt 3.2).

Das Kernproblem bei der Definition der Lösungsvarianten ist die hohe Anzahl an prinzipiell möglichen Konfigurationen mit unterschiedlichen Verteilungen der aktiven, semi-aktiven und passiven Elemente im Kettenlaufwerk. In einem Laufwerk können theoretisch alle 6 Laufrollenstationen pro Fahrzeugseite aktuiert werden. Eine theoretisch mögliche Anzahl der Varianten mit Optionen aktiv, semi-aktiv oder passiv ergibt sich somit zu:

$$k^j = 3^6 = 729 \quad (3-1)$$

mit

k = Anzahl der Optionen

j = Anzahl der Laufrollen

Bei der Lösungsvariantensuche gilt es somit, zunächst die Varianten herauszufiltern, die offensichtlich als perspektivlos identifiziert werden können. Hierzu werden folgende Annahmen getroffen:

- Wegen Symmetrie um die Fahrzeuggängsachse wird nur eine Fahrzeugseite mit 6 Laufrollenstationen betrachtet
- Es stehen 3 Objektklassen (Optionen) zur Auswahl: aktiv, semi-aktiv und passiv

- Zusätzlich zum rein konventionellen Referenzfahrzeug wird je eine vollaktive und eine vollsemiaktive Variante als Referenz ausgewertet.
- Für die kombinierten Varianten sind pro Objektklasse mindestens 0 und höchstens 3 Elemente in einem Laufwerk einzusetzen.

Damit ergibt sich die auszuwertende Variantenanzahl zu:

$$\frac{j!}{k_1! \cdot k_2! \cdot \dots k_k!} \rightarrow \frac{6!}{3! \cdot 2! \cdot 1! \cdot 0!} \rightarrow 60 \quad (3-2)$$

Auch diese Anzahl erscheint für die umfassenden Untersuchungen zu hoch, weshalb die Festlegung auf die auszuwertenden Varianten heuristisch erfolgt. Dabei wurden neben den vollaktiven und vollsemiaktiven Varianten insgesamt 8 weitere mögliche Kombinationslösungen identifiziert (vgl. Bild 3.1).

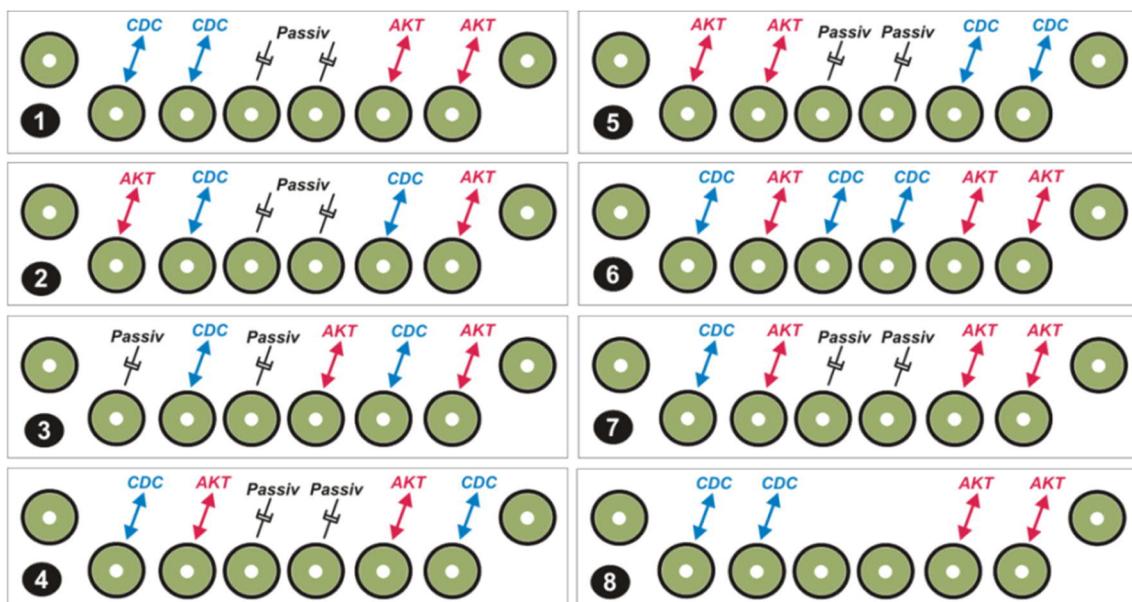


Bild 3.1: Übersicht der zu untersuchenden Varianten der kombinierten Fahrwerke

Bei der analytischen Auswahl der jeweiligen Konfiguration kamen zunächst folgende Aspekte zum Tragen:

- Die Ausstattung der Laufrollen 3 und 4 mit rein aktiven Komponenten erscheint wegen ihrer geometrischen Lage ungünstig. In dieser Position können die Aktoren nicht effektiv an der Bildung des Nickmoments beteiligt werden, da die Hebelarme um die Nickachse zu klein sind, so dass ein nicht realisierbarer Leistungsaufwand hierzu nötig wäre. Der Beitrag zum Hubanteil sollte dennoch untersucht und beurteilt werden.
- Die Ausstattung der 1. Laufrolle mit einem rein aktiven Stellelement erscheint zunächst ungünstig, weil der Aktor an dieser Stelle zusätzlich gegen die Gleiskette arbeiten muss. Andererseits können die Aktoren an den Rollen 1 und 6 am effektivsten an der Bildung des Nickmoments beteiligt werden.

Die zusammengetragenen Varianten der Laufwerkkonfiguration werden im weiteren Verlauf der vorliegenden Arbeit im Rahmen einer Nutzwertanalyse untereinander verglichen.

3.2 Bewertungskriterien

Die in diesem Abschnitt vorgestellten Bewertungskriterien bilden die Grundlage der Nutzwertanalyse.

Aus der Formulierung der Zielsetzung in Abschnitt 1.1 lassen sich folgende Kriterien zur Bewertung in einer Nutzwertanalyse ableiten:

- Funktionalität
- Energieeffizienz
- Wärmeeintrag
- Kosten
- Wartungsaufwand
- Montageaufwand

Unter *Funktionalität* wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit der Fahrkomfort verstanden. Aus den Erkenntnissen in Abschnitt 2.1 ist ersichtlich, dass die Dimension der für die Fahrzeuginsassen spürbaren Beschleunigungen und Aufbaubewegungen ausschlaggebend für die Komfortbeurteilung ist. Je kleiner die spürbaren Beschleunigungen und Aufbaubewegungen, umso komfortabler das Fahrverhalten. Dies bedeutet, dass die Bewegungen des Aufbaus in den Moden Huben, Nicken und Wanken möglichst gut gedämpft sein müssen und die auftretenden Schwingungen möglichst rasch abklingen. Als geeignete Kenngröße wird der Effektivwert der Aufbaubeschleunigung in den relevanten Moden bei definierten Fahrmanövern, wie z.B. Fahrt über die „Schweizer Bahn“ oder „Belgisch Block“ (sh. Bild 3.2) herangezogen. Dieser ist wie folgt definiert:

$$a_{B,eff} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T a_B^2(t) dt} \quad (3-3)$$

Die Aufbaubeschleunigungen in den Freiheitsgraden Huben, Nicken und Wanken werden bei jeder hinreichend langen Testfahrt mit stochastischer straßenseitiger Anregung ausgewertet. Bei Testfahrten mit deterministischer straßenseitiger Anregung, wie die Hindernisüberfahrt sind die Maximalwerte der Aufbaubeschleunigung sowie die Abklingdauer der Aufbauschwingung von Belang.

Neben der frequenzbewerteten Beschleunigung sind auch die Bewegungen des Aufbaus infolge straßenseitiger Anregung für die Komfortbewertung relevant. Insbesondere für die Beurteilung des Nickverhaltens eines Kettenfahrzeugs ist dies eine wichtige Bewertungsgröße, da die Kettenfahrzeuge besonders „nickanfällig“ sind. Hier sind die

Maximalwerte der Winkelamplituden sowie die Abklingdauer der Schwingung die aussagekräftigen Bewertungsgrößen.

Unter *Energieeffizienz* wird in der vorliegenden Arbeit primär der Leistungsbedarf der jeweiligen Lösung verstanden. Aus den gestellten Anforderungen ist ersichtlich, dass ein möglichst geringer Leistungsbedarf anzustreben ist. Dabei soll zwischen dem durchschnittlichen Leistungsbedarf und dem erforderlichen Leistungsbedarf differenziert werden. Der erforderliche Leistungsbedarf ergibt sich aus den maximal zu erwartenden Leistungsspitzen. Dieser ist ausschlaggebend für die Dimensionierung der Aktorik und der Leistungsversorgung. Bei der Bestimmung des gemittelten Leistungsbedarfs ist eine getrennte Betrachtung der positiven und negativen Anteile sinnvoll. Dies liegt in der Tatsache begründet, dass eine Möglichkeit der Rekuperation mit berücksichtigt werden muss. Die gemittelte negative Leistung kommt in dem Fall zum Tragen, wenn die Aktorik in der Lage ist, Energie zu rekuperieren. Dann errechnet sich der gesamte mittlere Leistungsbedarf aus der Summe der beiden Mittelwerte. Ist die Aktorik nicht in der Lage Energie zurückzugewinnen, so ist lediglich der positive Mittelwert von Belang. Die positive Durchschnittsleistung wird wie folgt definiert:

$$P_{mid,Pos} = \frac{\int_{t_0}^{t_n} P_{pos}(t) dt}{t_n - t_0} \quad (3-4)$$

Analog für die negative Durchschnittsleistung:

$$P_{mid,Neg} = \frac{\int_{t_0}^{t_n} P_{neg}(t) dt}{t_n - t_0} \quad (3-5)$$

Bei der Bewertung kommen damit sowohl die Spitzenwerte als auch die Durchschnittswerte der Leistung zum Tragen.

Als Bewertungsmaßstab für den *Wärmeeintrag* gilt die berechnete Oberflächentemperatur am Stellelementgehäuse. Diese errechnet sich aus der absoluten Wärmemenge, die infolge der Relativbewegung der Stellelemente im Betrieb entsteht (vgl. Abschnitt 3.3.3)

Das Bewertungskriterium *Kosten* enthält keine detaillierten Aufstellungen über alle gesamtsystemrelevanten Komponenten. Die Bewertung erfolgt subjektiv auf Basis von eigenen Erfahrungen des Autors aus der industriellen Fertigung und Montage. In dem Fall wird lediglich angenommen, dass aktive Stellelemente tendenziell kostenintensiver als semi-aktive Stellelemente und diese wiederum kostenintensiver als die passiven Federbeinkomponenten. Gleiches gilt für die Bewertungskriterien *Wartungs-* und *Montageaufwand*. Ein aktives System ist um ein Vielfaches komplexer aufgebaut, als ein semi-aktives System und bedarf tendenziell ein Mehrfaches an *Wartungs-* und *Montageaufwand*.

3.3 Systemrelevante Umgebung

Laut Abschnitt 2.6.1 wird als nächstes das systemrelevante Umfeld identifiziert und anschließend modelltechnisch erfasst. Das Umfeldmodell beinhaltet:

- Straßenseitige Anregungen → Anregungsmodelle
- Fahrmanöver → Fahrermodelle
- Weitere Umgebungseinflüsse → Wärmeeintragsmodelle

3.3.1 Anregungsmodelle

Als Anregungsmodelle werden Profile der synthetischen Bahnen auf dem Gelände der WTD 41 in Trier verwendet. In Bild 3.2 ist eine Übersicht der zur Verfügung stehenden synthetischen Bahnen dargestellt.

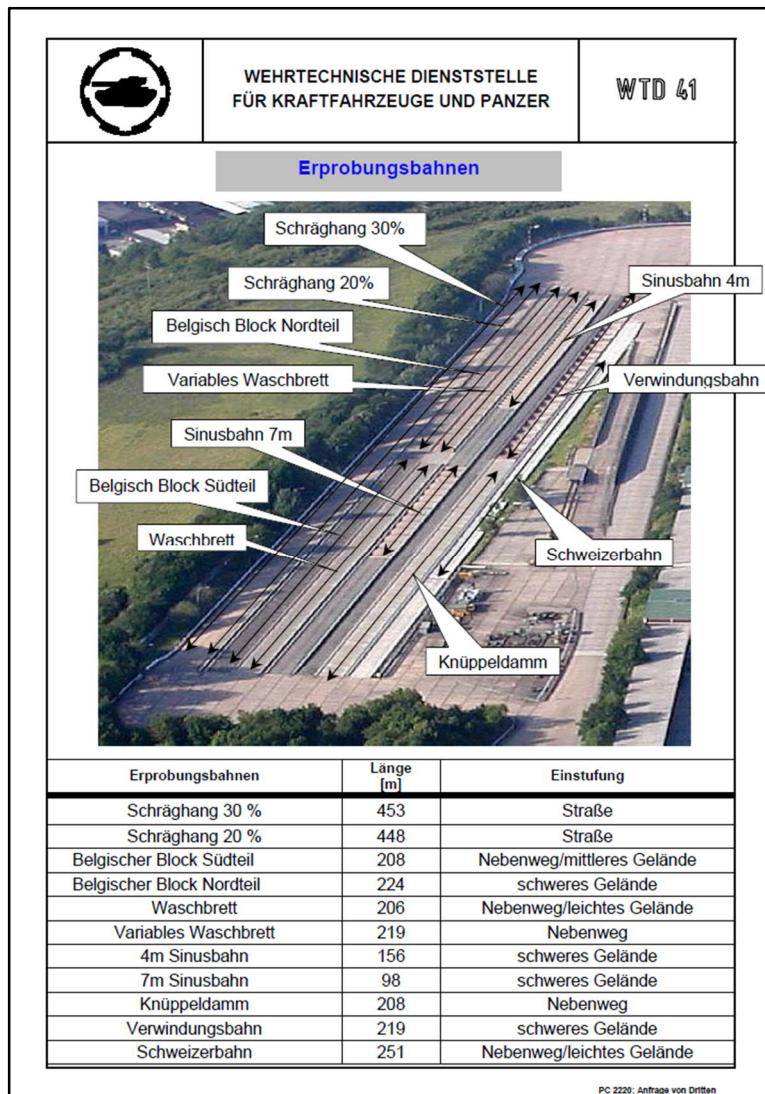


Bild 3.2: Übersicht der Teststrecken auf dem Gelände von WTD 41 in Trier
[Quelle: WTD41]

Jede dieser Bahnen ist repräsentativ für die jeweiligen realen Einsatzbedingungen der militärischen Rad- und Kettenfahrzeuge. Außerdem ist jede dieser Bahnen für die Bewertung bestimmter fahrzeugspezifischen Faktoren prädestiniert. Die Sinusbahnen repräsentieren die Fahrten über schweres Gelände und eignen sich insbesondere für die Bewertung von Nickverhalten, Eigenfrequenzen und Federwegen.

Die Schweizerbahn ist mit einem leichten Gelände gleichzusetzen und ist für die Bewertung des Fahrverhaltens bei hochfrequenten Anregungen sowie der Stabilisierungsgüte der Geschütze besonders geeignet.

Die Hindernis-Strecken werden für die Beurteilung des Fahrverhaltens bei extremen Belastungen für das Fahrwerk verwendet. Sinusbahn, Schweizerbahn und Hindernis-Bahn erscheinen für eine umfassende Performance-Beurteilung der zu untersuchenden Fahrwerke als besonders geeignet und werden modelltechnisch als Kennlinien abgebildet. Die Streckenparameter sind den Darstellungen in Bild 3.3, Bild 3.4 und Bild 3.5 zu entnehmen.

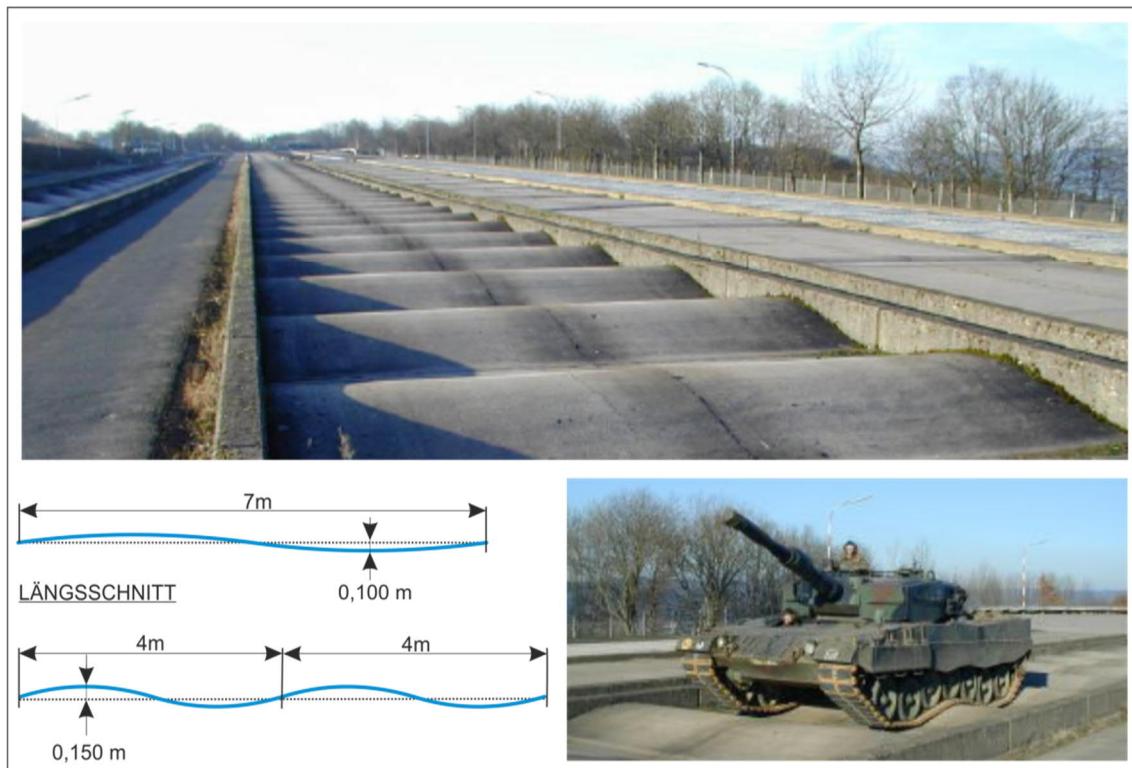


Bild 3.3: Sinusbahnen

Aus der Trapezhindernisauswahl werden die mit den laufenden Nummern 3, 5 und 7 für die Untersuchungen ausgewählt. (vgl. Tabelle in Bild 3.4).

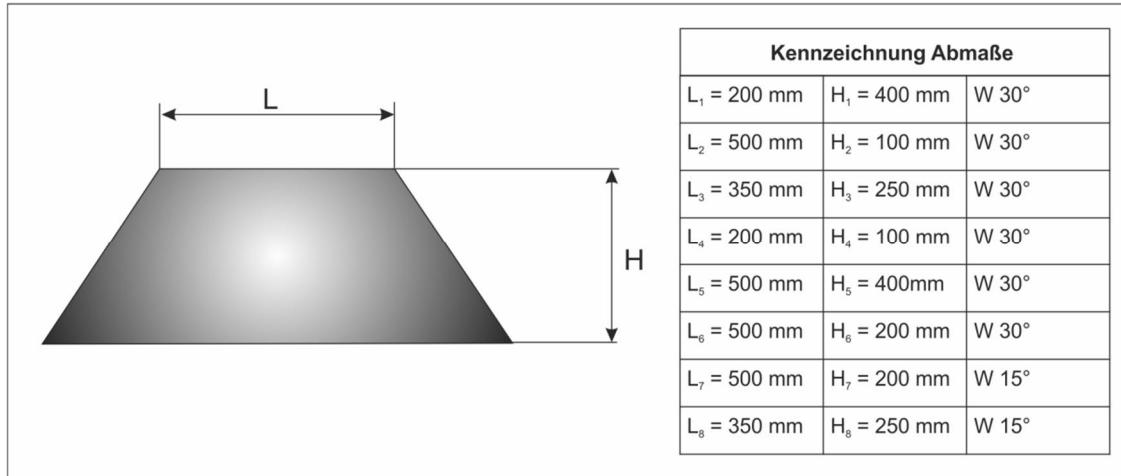


Bild 3.4: Trapezhindernisse

Die Hindernisse werden in einem Abstand von 20 m voneinander aufgestellt.

Das Höhenprofil der Schweizerbahn wurde seitens WTD 41 exakt vermessen und für die Untersuchungen zur Verfügung gestellt.

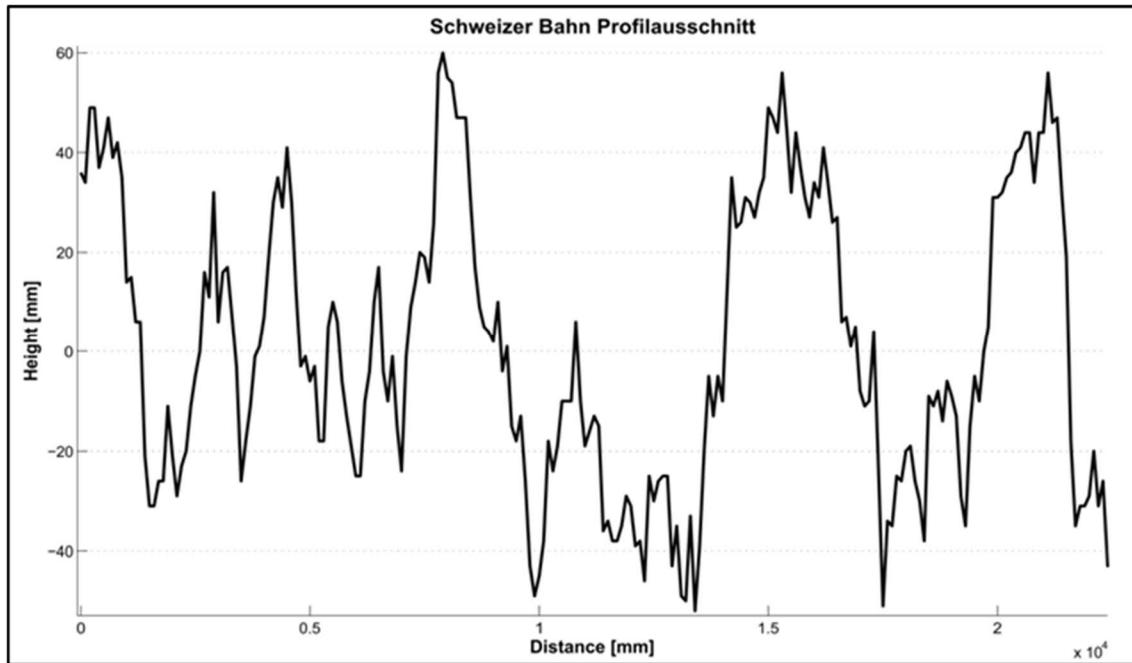


Bild 3.5: Schweizerbahn Profilausschnitt

Die gewählten Bahnen sind für eine umfassende Analyse und Beurteilung des Fahrverhaltens und der Fahrwerkperformance ausreichend.

3.3.2 Fahrmanöver

Die in 3.3.1 vorgestellten Strecken werden in der Regel in einer Geradeausfahrt mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten absolviert. Für die Simulationen werden

Geschwindigkeiten mit 10 km/h und 30 km/h gewählt. Ferner sind auch Manöver wie Slalomfahrt, Vollbremsung und Beschleunigungsfahrt möglich.

je für die sichere Kettenführung kritische Slalomfahrt wird in der Regel auf ebenem Untergrund absolviert und liefert Erkenntnisse über das Handling. Vollbremsung und Beschleunigungsfahrt können sowohl auf ebenem Untergrund als auch auf einem Höhenprofil absolviert werden. Für die vorliegende Arbeit ist lediglich die Geradeausfahrt mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten von Relevanz, da nur die vertikaldynamischen Aspekte bewertet werden.

3.3.3 Wärmeeintrag

Bei Fahrten über unebenes Gelände wird ein Teil der Energie vom Verbrennungsmotor als Wärme in den Dämpfern dissipiert, weshalb der allgemeine Widerstand der Fortbewegung gegenüber ansteigt. Das belegen die Ergebnisse der Erprobungen mit einem Kettenfahrzeug der 12t-Klasse mit 6 Dämpfern. Bei diesen Tests wurden gleichzeitig die Antriebsmomente an den Antriebsrädern und die Fahrzeuggeschwindigkeit aufgenommen. So wurde beispielsweise bei einer Geschwindigkeit von 25,7 km/h ein Effektivwert der Antriebsleistung am Antriebsrad von 74,6 kW ermittelt, mit Berücksichtigung der Dämpferwiderstände sowohl in Druck- als auch in Zugstufe. Bei einer Fahrzeuggeschwindigkeit von 26,4 km/h und mit Berücksichtigung ausschließlich der Dämpferwiderstände in Zugstufe wurden 67 kW ermittelt [TSH84]. Aus den Ergebnissen der Geschwindigkeitsmessung und der Momentenmessung an den Antriebsrollen auf Streckenabschnitt mit Unebenheitsprofil und einem ebenen Streckenabschnitt wurde der Leistungsanstieg bewertet. In Bild 3.6 sind diese Ergebnisse graphisch erfasst.

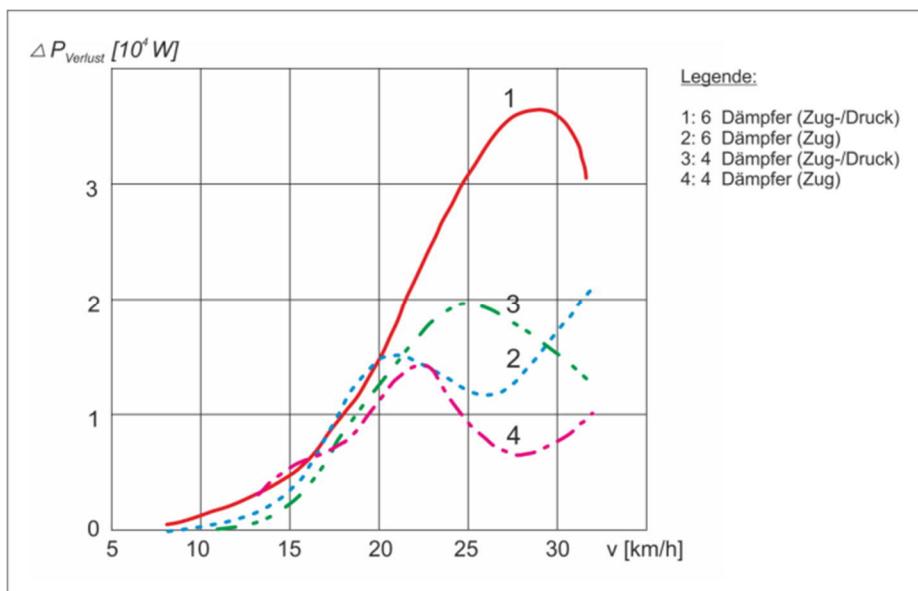


Bild 3.6: Abhängigkeit der Verluste im Kettenlaufwerk von der Dämpfercharakteristik und der Anzahl der Dämpfer im Fahrwerk bei Fahrten über unebenes Gelände [TSH84]

Die Linien 1 und 3 beschreiben die Verluste am Fahrzeug mit jeweils 6 und 4 Dämpfern mit Widerstand in Zug- und Druckrichtung. Die Linien 2 und 4 beschreiben das Fahrzeug mit jeweils 6 und 4 Dämpfern mit Widerstand lediglich in Zugrichtung.

Aus der Darstellung ist ersichtlich, dass der Leistungsanstieg an den Antriebsrollen infolge von Fahrten auf Strecken mit Geländeprofil, in hohem Maße vom Zustand des Federungssystems abhängig ist. Damit sind auch die Anzahl der Dämpfer und ihre Charakteristiken gemeint. Deshalb ist es besonders wichtig, beim Entwurf der Federungssysteme für Kettenlaufwerke, dass der erforderliche Fahrkomfort gewährleistet wird, bei gleichzeitig minimalen Verlusten durch die Dämpfer.

Untersuchen wir die Auswirkung der konstruktiven Parameter des Federungssystems auf die Leistungsverluste. Die Arbeit der i -ten Rollenaufhängung für eine Periode erzwungener Schwingung wird durch den folgenden Ausdruck beschrieben:

$$W_i = \int_0^{2\pi} F_i(z_i, \dot{z}_i) dz_i \quad (3-6)$$

Allgemein kann die Kraft F_i , die auf den Fahrzeugaufbau durch die i -te Laufrolle einwirkt, für ein Federungssystem mit einem hydraulischen Dämpfer wie folgt zusammengefasst werden:

$$F_i(z_i) = c_i z_i + d_i \dot{z}_i \quad (3-7)$$

Der Dämpfungskoeffizient sollte eigentlich die Verluste in allen Elementen des Federungssystems berücksichtigen, wie z. B. die Verluste in den Lagern oder innere Reibung der Federn. Da die meisten Verluste aber tatsächlich durch die Dämpfer selbst hervorgerufen werden, können die anderen vernachlässigt werden. Die Relativbewegung der i -ten Laufrolle über eine sinusförmige Fahrbahn kann durch folgenden Ausdruck bestimmt werden:

$$z_i = z_{0i} + B_i \sin(\omega t + \beta_i) \quad (3-8)$$

Woraus dann folgt

$$\begin{aligned} \dot{z}_i &= \omega B_i \cos(\omega t + \beta_i) \\ dz_i &= \omega B_i \cos(\omega t + \beta_i) dt \end{aligned} \quad (3-9)$$

Setzt man nun die Gleichungen (3-8) und (3-9) in (3-7) ein so erhält man folgenden Zusammenhang:

$$F_i = c_i z_{0i} + c_i B_i \sin(\omega t + \beta_i) + \omega d_i B_i \cos(\omega t + \beta_i) \quad (3-10)$$

Durch Einsetzen der Gleichungen (3-9) und (3-10) in (3-6) ergibt sich:

$$\begin{aligned}
 W_i &= \int_0^{2\pi} \omega c_i z_{0i} B_i \sin(\omega t + \beta_i) dt \\
 &\quad + \int_0^{2\pi} \omega c_i B_i^2 \sin(\omega t + \beta_i) \cos(\omega t + \beta_i) dt \\
 &\quad + d_i \int_0^{2\pi} \omega^2 B_i^2 \cos^2(\omega t + \beta_i) dt
 \end{aligned} \tag{3-11}$$

Nach dem Integrieren von (3-11) erhalten wir:

$$W_i = \pi d_i \omega B_i^2 \tag{3-12}$$

Daraus folgt, dass die zur Überwindung der vom Dämpfer hervorgerufenen Widerstandskräfte auf Sinusbahn benötigte Arbeit wie folgt aufgeschrieben werden kann:

$$W_i^{ges} = \sum_{i=1}^{2n_1} \pi d_i \omega B_i^2 \tag{3-13}$$

In Anbetracht der Tatsache, dass die nach (3-13) ermittelte Arbeit in einer Periode der erzwungenen Aufbauschwingung verrichtet wird die gleich $T = \frac{2\pi}{\omega}$ ist, erhält man einen Zusammenhang für die Verlustleistung, die in den Dämpfern dissipiert wird:

$$P_i^{diss} = \frac{W_i}{T} = \frac{1}{2} d_i \omega^2 B_i^2 \rightarrow P_{ges}^{diss} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{2n_1} d_i \omega^2 B_i^2 \tag{3-14}$$

Aus der Gleichung (3-14) folgt, dass die Leistungsverluste im Federungssystem unmittelbar mit dem Fahrkomfort zusammenhängen, da die Laufrollenhübe (statisch, wie dynamisch) im direkten Zusammenhang zu den Amplituden der Aufbaumoden stehen. Gleichzeitig sind die Fahrkomfort-Parameter durch die Dämpfungsrate d_i von der Dämpfercharakteristik abhängig. Deshalb ist es notwendig allgemeine Abhängigkeiten der Leistungsverluste im Federungssystem und der Dämpfercharakteristik in Zug- und Druckstufe von der Anzahl der Dämpfer und der Federelemente herzuleiten.

Das Vermögen der Dämpfer, die Aufbauschwingungen zu reduzieren, ist aufgrund unzureichender Lastkopplung der Laufrollen mit dem Untergrund begrenzt, wenn der Dämpfer sich in Zugstufe befindet. Das bedeutet, dass in dem Fall, wenn die Dämpfercharakteristik in Zugrichtung ihren Grenzwert erreicht (d.h. kaum ein Ausfedern des Dämpfers ermöglicht) kann eine Erhöhung der dämpfenden Eigenschaften nur durch Erhöhung der Widerstandskräfte in Druckrichtung erreicht werden. In der Regel sind die Charakteristiken konventioneller Dämpfer derart ausgelegt, dass in Druckrichtung ein steiler Kraftanstieg mit anschließender Begrenzung der maximalen Widerstandskraft erfolgt. Für die qualitative Analyse der Abhängigkeiten der Leistungsverluste in einem Federungssystem

kann die Widerstandskraft in Druckrichtung zunächst als konstant angenommen werden ($F_d = const$).

Bei dynamischem Hub der Laufrolle, der größer ist als der statische Hub ($B_i > z_{0i}$) und unter der Annahme, dass die in der Feder gespeicherte Energie durch den Dämpfer im Zugbetrieb absorbiert wird, kann für die jeweilige Dämpfungsrate näherungsweise folgender Zusammenhang angegeben werden [DTT76]:

$$d_i = \frac{F_{di} \left(1 + \frac{z_{0i}}{B_i} \right)}{\pi \omega B_i} + \frac{\int_0^{z_{0i}+B_i} F_{ci}(z_i) dz_i}{\pi \omega B_i^2} \quad (3-15)$$

Mit F_d als Widerstandskraft des Dämpfers in Druckrichtung, F_{ci} als Federkraft des Federelements und $\int_0^{z_0+B_i} F_{ci}(z_i) dz_i$ als potentielle Federenergie.

Die Wärmeentwicklung durch die enormen Dämpferleistungen der konventionellen Dämpfer, wie bei dem Zielfahrzeug verursacht höchste Anforderungen an die Komponenten im Zusammenhang mit der Ableitung der entstehenden Wärme und der Lebensdauer. Die Untersuchung hinsichtlich der Wärmeentwicklung auf Grundlage der vorgestellten Zusammenhänge und gegebenenfalls eine Bewertung der Maßnahmen erfolgen zunächst modellbasiert und vereinfacht durch die Analyse der Leistungsbilanzen am semi-aktiven Dämpferbein bzw. aktivem Stellelement. Die modellgestützte Analyse der Leistungsbilanzen dieser Fahrwerkelemente basiert zunächst auf zwei Annahmen:

Annahme 1:

Der Leistungseintrag eines idealen aktiven Stellers setzt sich aus der Leistung, die zum Erzeugen einer Bewegung vom Steller aufgebracht wird und der, durch Dämpferwirkung dissipierten Leistung zusammen:

$$\begin{aligned} P_{ges} &= P_{act} + P_{heat} \\ P_{act} &= F_{act} \cdot |v_{rel}| \\ P_{heat} &= F_d \cdot |v_{rel}| \equiv \Delta p \cdot Q \end{aligned} \quad (3-16)$$

Annahme 2:

Bei einem idealen semiaktiven Steller (oder auch passivem Dämpfer) wird die gesamte aufgenommene Leistung in Wärme umgewandelt:

$$P_{ges} = P_{heat} \equiv F_d \cdot |v_{rel}| \quad (3-17)$$

Diese in Wärme umgewandelte (dissipierte) Energiemenge stellt das Hauptobjekt der Untersuchung dar und wird als Eingang ins Wärmeeintragsmodell definiert.

Um das Problem der Wärmeentwicklung durch die enormen Dämpferleistungen bei schweren Kettenfahrzeugen dynamisch zu analysieren wird ein vereinfachtes Modell in

„Dymola®“ erstellt, welches den Wärmeeintrag im Betrieb berücksichtigt. Die Modellstruktur ist in Bild 3.7 dargestellt. Der als Systemeingang definierter Wärmestrom wird aus folgender Beziehung bestimmt:

$$\dot{Q}_{IN} = F_{di} \cdot v_{di} \quad (3-18)$$

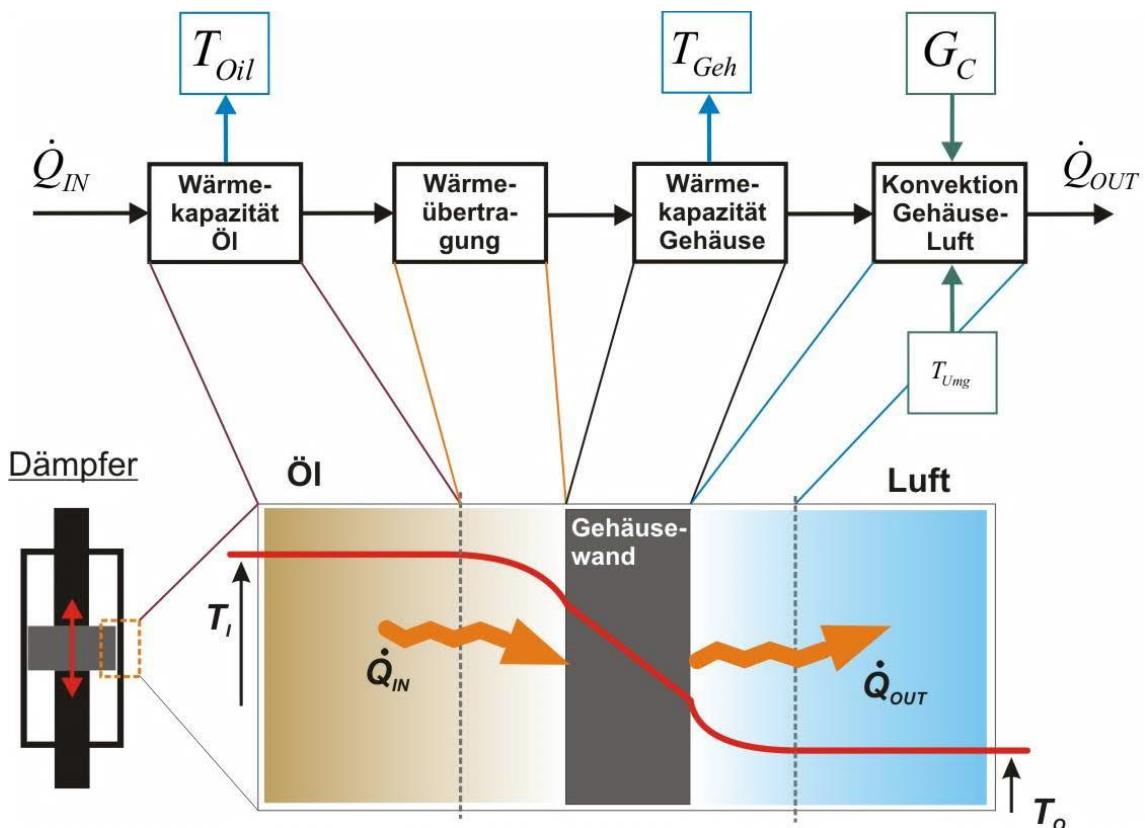


Bild 3.7: Modellstruktur zur Wärmeeintragsbestimmung eines Kraftstellers

In Abhängigkeit von der spezifischen Wärmekapazität der hydraulischen Flüssigkeit verursacht der, durch die Kolbenbewegung „injizierte“ Wärmestrom eine Erwärmung des Fluids. Multipliziert mit der Masse der Hydraulikflüssigkeit im Arbeitsraum des Dämpferbeins erhält man folgende Beziehung für die Bestimmung der Wärmekapazität für das eingeschlossene Fluid:

$$C = c_p \cdot m$$

mit:

$$c_p \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right] = \text{spezifische Wärmekapazität} \quad (3-19)$$

$$m [kg] = \text{Masse des Mediums}$$

Aus dieser Beziehung lässt sich die momentane Temperatur des Fluids bestimmen. Die anschließende Wärmeübertragung zwischen Gehäuseinnenwand und Gehäuseaußenwand (die Wärmeleitung) lässt sich anhand folgender Beziehung bestimmen:

$$T_{oil} - T_{Geh} = \frac{\delta}{\lambda \cdot A} \cdot \dot{Q}_{IN}$$

mit:

$$T_{oil}, T_{Geh} [\text{°C}] = \text{Temperaturen an den Oberflächen} \quad (3-20)$$

$$\lambda = \text{Wärmeleitfähigkeit}$$

$$\delta [m] = \text{Wanddicke}$$

$$A [m^2] = \text{Fläche der Innenseite}$$

Für ein zylindrisch angenommenes Dämpfergehäuse gilt zur Berechnung der Wärmeleitung folgende Beziehung:

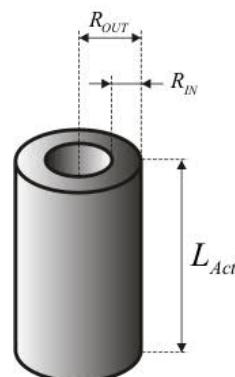
$$\dot{Q}_{IN} = G \cdot (T_{oil} - T_{Geh})$$

$$G = 2 \cdot \pi \cdot \kappa \cdot \frac{L}{\log \left(\frac{R_{OUT}}{R_{IN}} \right)}$$

mit:

$$\kappa = \text{Wärmeübertragungskoeffizient}$$

$$L = \text{Zylinderlänge}$$



Die Wärmeübertragung zwischen einem festen Körper und der umgebenden Luft (Konvektion) lässt sich anhand eines vereinfachten linearen Modells bestimmen. Als Bauteilgeometrie wurde an dieser Stelle vereinfacht ein Zylinder stellvertretend für das Dämpfergehäuse gewählt. Die grundlegende konstitutive Gleichung für die Konvektion ergibt sich in diesem Fall zu:

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{OUT} &= G_C \cdot \underbrace{(T_{solid} - T_{air})}_{\Delta T} \\
 G_C &= A \cdot h \\
 A &= \text{Konvektionsfläche (Außenfläche)} \\
 h &= 12 \cdot v^{0,78} \text{ Wärmeübertragungskoeffizient (erzwungene Konvektion)} \\
 v &= \text{Luftgeschwindigkeit}
 \end{aligned} \tag{3-21}$$

Die Abstrahlfläche A ist dabei der wichtigste Auslegungsparameter, mit dem die Wärmeabfuhr beeinflusst werden kann. Der Wärmeübertragungskoeffizient h errechnet sich vereinfacht aus der Formel für den Fall erzwungener Konvektion. Für die Luftgeschwindigkeit muss an dieser Stelle die Fahrzeuggeschwindigkeit eingesetzt werden, da die Berücksichtigung der durch die Natur gegebenen Faktoren, wie Windgeschwindigkeit nicht möglich ist. Es ist anzumerken, dass die temperaturabhängige Ölviskosität in dem vorgestellten Modell nicht berücksichtigt wird. Dabei wird die resultierende Dämpfkraft eines passiven oder auch regelbaren Schwingungsdämpfers nicht nur von der Hubgeschwindigkeit des Dämpferkolbens und im Falle eines semiaktiven Dämpfers durch den Spulenstrom des Magnetventils bestimmt, sondern hängt auch von der Ölviskosität ab. Im Modell werden die Temperatur des Fluids im Dämpferbeinhäuse, sowie die Temperatur seiner Außenfläche berechnet. Das Modell muss im Rahmen der Komponententests am Prüfstand validiert werden. Die Validierung erfordert den Aufbau und Inbetriebnahme einer geeigneten Prüfstandsumgebung. Diese wird in Kapitel [6] behandelt.

In Abschnitt 4.4.4 werden Simulationsergebnisse mit dem Wärmeeintragsmodell vorgestellt und Maßnahmen zur Reduktion des Wärmeeintrags formuliert.

4 Modellbasierte Komposition

Das vorliegende Kapitel beinhaltet gemäß dem in 2.6 beschriebenen Vorgehen die Teil-Entwurfsphasen *Komposition des Grundsystems*, *Idealisierte Komposition* und die *Ganzheitliche Komposition*. Nachfolgend werden die Entwurfsphasen thematisiert.

4.1 Komposition des Grundsystems

Zum Grundsystem gehört neben dem zu entwerfenden Laufwerk auch das gesamte Kettenfahrzeug selbst. Für die modelltechnische Systembeschreibung in der vorliegenden Arbeit wird die Methode der Mehrkörpersimulation favorisiert. Erfahrungsgemäß ist es bei derartiger Fragestellung sinnvoll, die Struktur des Fahrzeugs als ein Mehrkörpersystem (MKS) aufzubauen. Dabei werden massebehaftete Komponenten als starre Körper aufgefasst und ihre Masse im Körperschwerpunkt konzentriert. Die einzelnen Massen (bei den Fahrzeugmodellen sind es meistens die Aufbaumasse und die Radmassen) werden durch die Feder-/Dämpferelemente miteinander gekoppelt. Die restlichen Fahrwerksmassen wie Dämpfer, Gelenklager, Lenker usw. werden zumeist vernachlässigt. Per Definition kann ein Mehrkörpersystem wie folgt beschrieben werden:

„Unter einem Mehrkörpersystem versteht man die Menge endlich vieler starrer Körper, die in einen dreidimensionalen euklidischen Anschauungsraum eingebettet sind und untereinander sowie mit einem nicht zum System zählenden Bezugskörper (Fundament) physikalisch und/oder geometrisch gekoppelt sind.“[Mey13]

Das Grundsystem für das zu beschreibende Zielfahrzeug besteht damit aus einer endlichen Anzahl starrer, massebehafteter Körper mit jeweils maximal sechs Freiheitsgraden. Der Bezug zu der Umwelt (Fundament) sowie die Kopplung der einzelnen Elemente untereinander sind durch Feder-Dämpfer Gesetze gegeben. Die Modellierung der Gesamt Fahrzeugdynamik erfordert eine Reduktion der Konstruktionsstruktur auf ein an die Aufgabenstellung angepasstes, physikalisches Ersatzmodell.

Im Rahmen dieser Arbeit steht die Vertikaldynamik des Kettenfahrzeugs im Vordergrund. Daher soll das physikalische Ersatzmodell alle Komponenten und Freiheitsgrade enthalten, die seine Vertikaldynamik maßgeblich beeinflussen. Auf Basis der zu Beginn der Modellierung vorhandenen Kenntnisse über das System (z. B. theoretische Grundlagen, Erfahrungswissen, reduzierte Lösungselemente und/oder experimentell ermittelte bzw. identifizierte Größen) wird ein physikalisch- mathematisches Rechnermodell erstellt, das die wesentlichen physikalischen Eigenschaften des Systems abbildet.

Bei dem Fahrwerk des untersuchten Kettenfahrzeugs handelt es sich um ein typisches Stützrollenfahrwerk. Die Führung der Ketten auf beiden Fahrzeugseiten erfolgt mit jeweils drei Stützrollen, sechs Laufrollen, einem Leitrad und einem Triebrad. Das für die vorliegende Arbeit relevante Grundsystem wird damit wie folgt definiert:

201 massebehaftete Körper:

- 1 x Aufbau
- 1 x Turm
- 1 x Geschütz
- 2 x Triebrad
- 2 x Leitrad
- 12 x Laufrolle (Gesamte Laufrollenstation mit Tragarm)
- 182 x Gleiskettenglieder (91 pro Gleiskette)

28 masselose Körper:

- 8 x Dämpferelemente
- 6 x Stützrollen
- 12 x Torsionsfeder
- 2 x Kettenspanner

In der Darstellung in Bild 4.1 sind die einzelnen Komponenten des abzubildenden Grundsystems ohne die Gleisketten zusammengefasst.

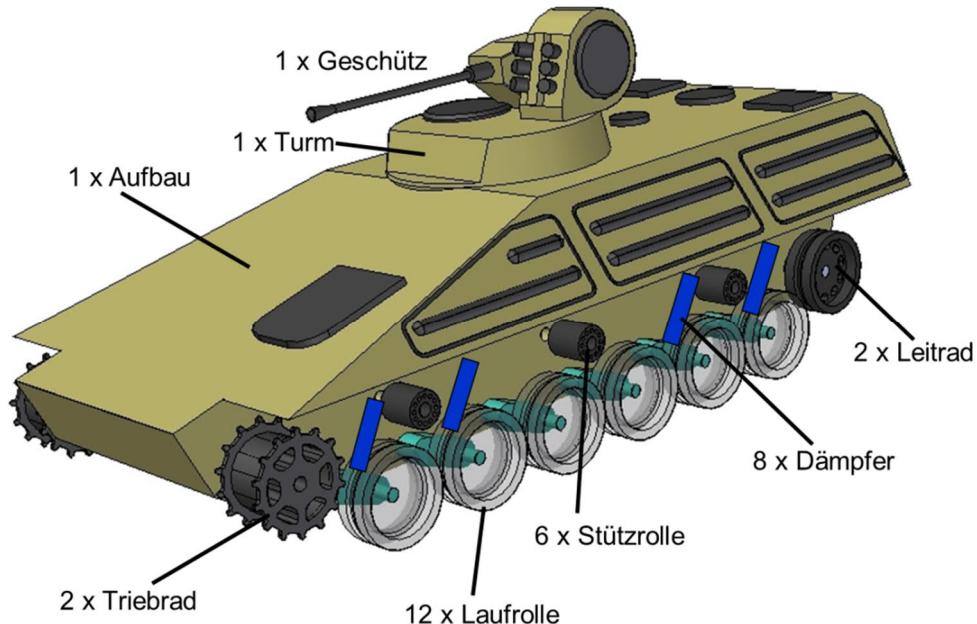


Bild 4.1: Grundsystem

Über das Triebrad werden Zugkräfte in die Kette eingeleitet und so die Kette und das Fahrzeug in Bewegung gesetzt. Um ein Entgleisen der Kette während der Fahrt zu verhindern, wird sie mit einem Kettenspanner vorgespannt. Der Kettenspanner befindet sich am hinteren Leitrad. Die Abstützung der Aufbaumasse und die Federung des Fahrzeugs basiert auf einer Drehstabfederung. Dazu werden die Laufrollen über Laufradschwingen

mit den Drehfedern am Aufbau verbunden. Die Drehfedern sind entsprechend dem gewünschten Fahrzeogniveau vorgespannt. Die Dämpfung der Fahrzeugbewegungen erfolgt mit vier konventionellen Einrohrstoßdämpfern auf jeder Fahrzeugseite. Die Modellierung der Gesamtfahrzeugdynamik erfordert zunächst eine Reduktion der beschriebenen Konstruktionsstruktur auf ein, an die Aufgabenstellung angepasstes, physikalisches Ersatzmodell. Im Rahmen der Aufgabenstellung steht die Vertikaldynamik des Zielfahrzeugs im Vordergrund. Daher soll das physikalische Ersatzmodell alle Komponenten und Freiheitsgrade enthalten, die seine Vertikaldynamik wesentlich beeinflussen. In der Darstellung in Bild 4.2 ist die Seitenansicht des physikalischen Ersatzmodells des Fahrzeugs dargestellt. Da das Fahrzeug bezüglich seiner Längsachse nahezu symmetrisch ist, genügt an dieser Stelle die Betrachtung einer Fahrzeughälfte, um das Gesamtmodell zu erläutern. In der Darstellung ist die Gleiskette nicht mit abgebildet, weil die Aspekte der Kettenmodellierung in einem separaten Abschnitt 4.1.1 thematisiert werden.

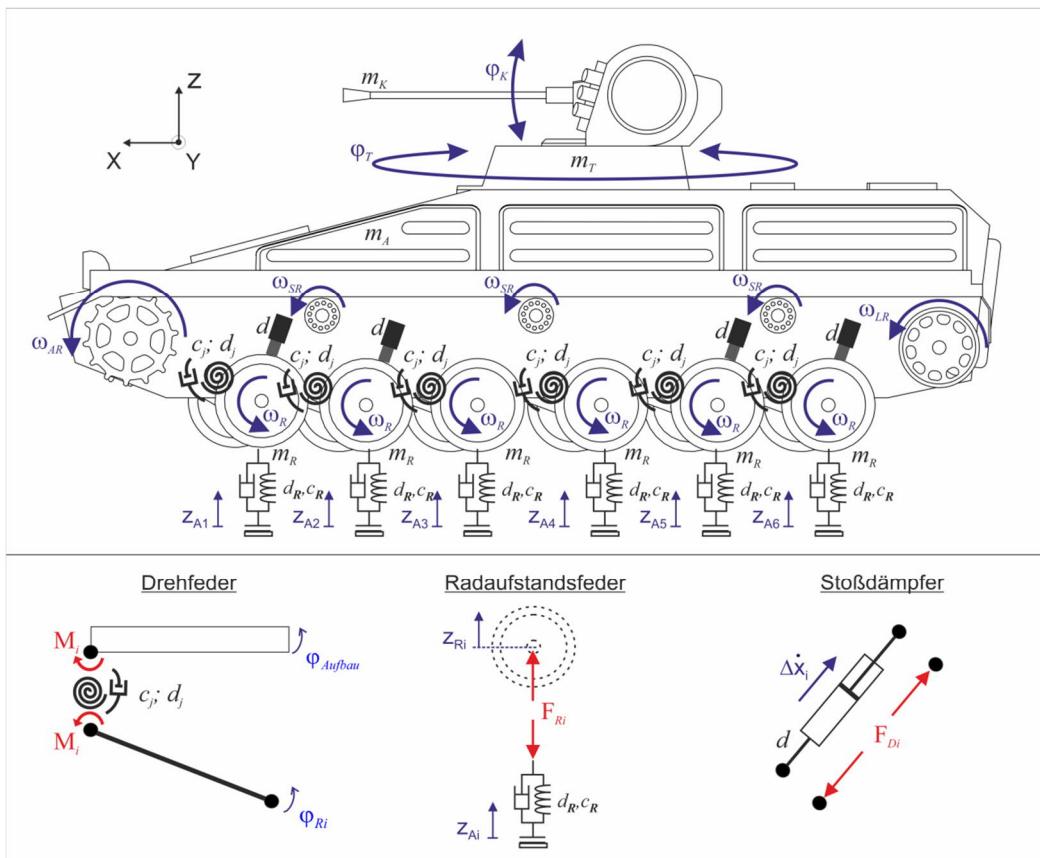


Bild 4.2: Physikalisches Ersatzmodell ohne Kette

Die Laufrollen sind über zwölf masselose Laufradschwingen mit je einem Drehgelenk an die Aufbaumasse kinematisch gekoppelt. Die Massenanteile der Längslenker werden vereinfacht in den Begräßen der Rollenmassen berücksichtigt. In den Drehgelenken befinden sich rotatorisch wirkende Feder-Dämpfer-Elemente (c_j, d_j), welche die Drehstabfederung und die Lagerreibung des Fahrwerks repräsentieren.

Die konventionellen Stoßdämpfer, an den jeweils zwei vorderen und hinteren Laufrollen werden masselos als einfache Dämpferelemente entweder vereinfacht mit einer Dämpferkonstante d oder mit hinterlegter Dämpferkennlinie modelliert. Die Berechnung der Feder-/Dämpferkräfte und -momente im Mehrkörpersystem erfolgt unter Anwendung der linearen Feder/Dämpfergesetze. Die Momentenwirkung M_i der Drehfedern ist von der relativen Verdrehung zwischen dem Nickwinkel φ_{Aufbau} des Aufbaus und dem zugehörigen Schwenkfreiheitsgrad φ_{Ri} des Längslenkers bzw. von der relativen Verdrehgeschwindigkeit abhängig und kann wie folgt beschrieben werden:

$$M_i = (\varphi_{Ri} - \varphi_{Aufbau}) \cdot c_j + (\dot{\varphi}_{Ri} - \dot{\varphi}_{Aufbau}) \cdot d_j \quad (4-1)$$

Die Wirkung der Radaufstandschaft F_{Ri} resultiert aus der relativen Lage z_{Ri} bzw. Geschwindigkeit \dot{z}_{Ri} der Laufrolle in z-Richtung und der Höhe z_{Ai} des Untergrundprofils bzw. der Anregungsgeschwindigkeit \dot{z}_{Ai} :

$$F_{Ri} = (z_{Ai} - z_{Ri}) \cdot c_R + (\dot{z}_{Ai} - \dot{z}_{Ri}) \cdot d_R \quad (4-2)$$

Die Richtung von F_{Ri} zeigt stets in Richtung der Berührnormalen im Kontaktspunkt zwischen der Laufrolle und dem Untergrund. Die Stoßdämpferkraft F_{Di} wird aus der relativen Geschwindigkeit Δx_i zwischen den Lagerpunkten des Stoßdämpfers am Aufbau und auf dem jeweiligen Längslenker mit Hilfe einer Dämpferkennlinie ermittelt (vgl. Bild 4.6). Die Antriebsräder werden als rotierende Massen modelliert und durch ein Antriebsmoment angetrieben. Darüber hinaus wird eine einfache Geschwindigkeitsregelung implementiert. Ferner wird angenommen, dass die Laufrollen, Stützrollen und Leiträder durch die Gleiskette mit den Triebrädern verbunden sind und damit für jede Seite die gleiche Umlaufgeschwindigkeit besitzen:

$$\omega_{TR} \cdot r_{TR} = \omega_R \cdot r_R = \omega_{SR} \cdot r_{SR} = \omega_{LR} \cdot r_{LR} \quad (4-3)$$

Die in Bild 4.3 dargestellten Komponenten wurden vereinfacht als Massepunkte modelliert.

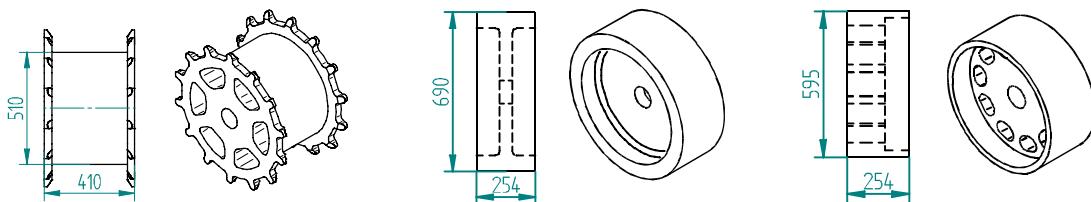


Bild 4.3: Triebrad, Laufrad und Leitrad

Die Parameter der Komponenten können der Tabelle 4.1 entnommen werden [PZL801].

Tabelle 4.1: Fahrwerkspezifische Parameter

	Triebrad	Laufrad mit Armschwinge	Leitrad
Masse [kg]	51	176	35

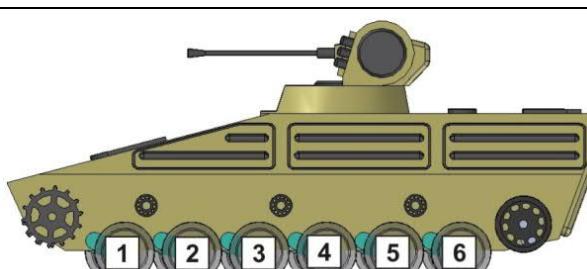
Die restlichen, für das Gesamtmodell relevanten Parameter sind in der Tabelle 4.2 zusammengefasst [PZL801]:

Tabelle 4.2: Aufbauspezifische Parameter

	Aufbau	Turm	Geschütz
Masse [kg]	30000	3000	80
I_{xx} [kgm²]	21929	580	0,4
I_{yy} [kgm²]	250000	625	11
I_{zz} [kgm²]	111769	736	11
I_{yx} [kgm²]	56	36	0
I_{zx} [kgm²]	-6735	-135	0
I_{zy} [kgm²]	-33	-54	0,01
Schwerpunktkoordinaten [m]			
	$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -2,543 \\ -0,66 \\ -0,124 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} -0,147 \\ -0,046 \\ 0,475 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 0,154 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$

Eine für das Fahrwerk wichtige charakteristische Größe ist die Federsteifigkeit der Torsionsfedern, die für die Versuchsplattform laut internem Bericht 648.7 Nm/ $^\circ$ für die Torsionsfedern 1 und 2 und 561.48 Nm/ $^\circ$ für die Federn 3 bis 6 betrug. Die Federsteifigkeiten und die entsprechenden Umrechnungen sind in der Tabelle 4.3 zusammengefasst:

Tabelle 4.3: Federkonstanten



Torsionsfeder	Federkonstante (interner Vermessungsbericht)	Federkonstante umgerechnet
1	648.7 [Nm/ $^\circ$]	37168 [Nm/rad]
2	648.7 [Nm/ $^\circ$]	37168 [Nm/rad]
3	561.5 [Nm/ $^\circ$]	32170 [Nm/rad]
4	561.5 [Nm/ $^\circ$]	32170 [Nm/rad]
5	561.5 [Nm/ $^\circ$]	32170 [Nm/rad]
6	561.5 [Nm/ $^\circ$]	32170 [Nm/rad]

Des Weiteren sind am Zielfahrzeug Kegelstumpffedern als Endanschlag(-dämpfer) für Laufwerkstragarme verbaut. Diese werden im Modell ebenfalls berücksichtigt. Die Federkonstanten der Kegelstumpffedern wurden in einem Betriebsfestigkeitsversuch der

WTD-41 in Trier identifiziert und können dem Bild 4.4 entnommen werden. Demnach beträgt die Federkraft eines Endanschlags 80 kN bei 70 mm Hub.

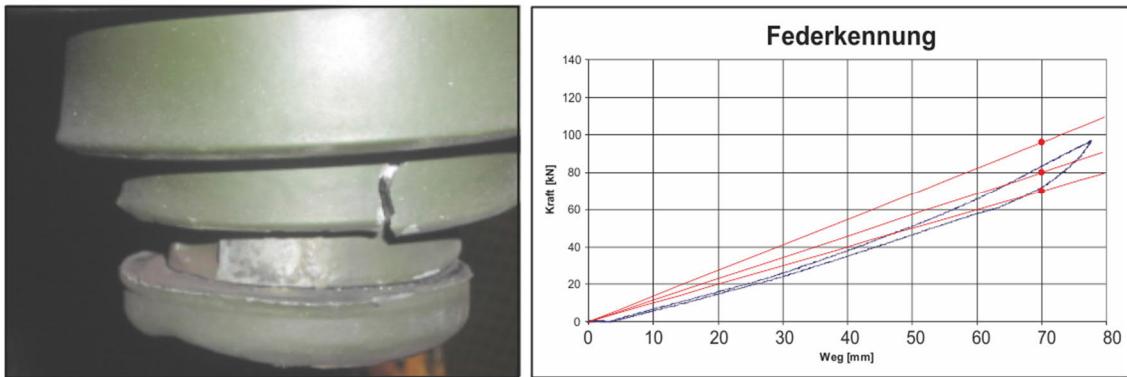


Bild 4.4: Federkennungen der Kegelstumpffedern SPz Marder [Quelle: WTD 41]

Da es sich bei dem Verlauf um eine progressive Kennlinie handelt, kann diese nicht einfach linear extrapoliert werden, sondern wird im Modell durch einen Spline angenähert. Damit ergibt sich eine Federsteifigkeit im Punkt des maximalen Federhubs von 100 mm zu 200kN. Im Modell wurden die Endanschläge gemäß Bild 4.5 implementiert. Demnach besitzt jeder Tragarm in einem Bereich von $-0,87 \text{ rad}$ bis $0,2 \text{ rad}$ eine konstante Federsteifigkeit. Außerhalb dieses Bereichs werden die Endanschläge als progressive Kennlinie der Kegelstumpffedersteifigkeit einerseits und der Kettensteifigkeit andererseits modelliert.

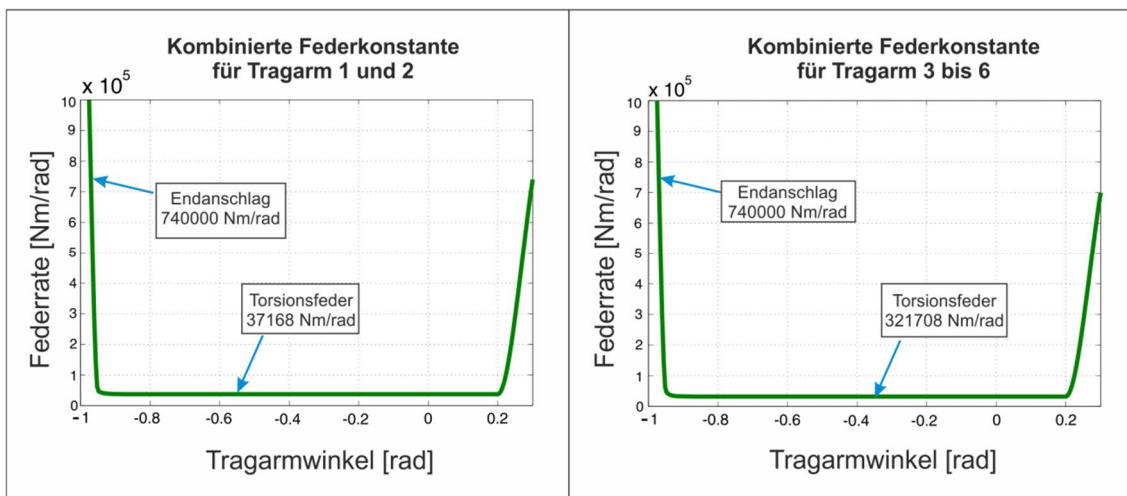


Bild 4.5: Realisierung der Endanschläge im vereinfachten Modell

Weiterhin sind die Charakteristika der Fahrzeughängesysteme modelltechnisch abzubilden. Das Arbeitsdiagramm und die entsprechende Dämpferkennlinie, der im Zielfahrzeug verbauten Dämpferbeine sind der Darstellung in Bild 4.6 zu entnehmen.

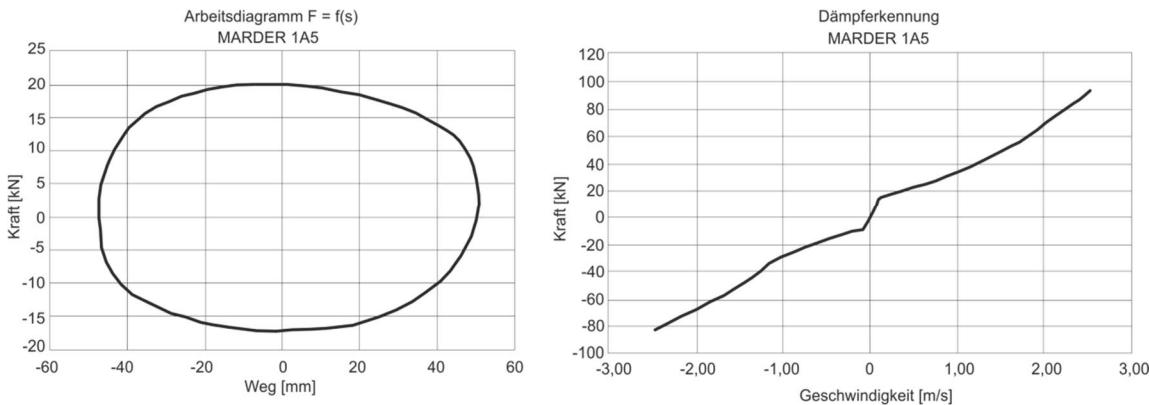


Bild 4.6: Dämpferkennung Schwingungsdämpfer SPz Marder [nach WTD 41]

Für die Modellierung der Gleiskette stehen zwei unterschiedliche Ansätze zur Verfügung, die im Rahmen der vorliegenden Untersuchungen implementiert wurden. Diese werden nachfolgend erläutert.

4.1.1 Einfluss der Gleiskette im Laufwerk

Die Modellierung der Gleiskette und deren Einfluss auf die Laufrollenstationen stellen eine der größten Herausforderungen bei der Modellbildung der Kettenfahrzeuge jeglicher Art, denn durch die Gleiskette werden auch die Belastungen der Laufrollenstationen im Laufwerk weitestgehend bestimmt. Darunter fallen sowohl die statischen Belastungen infolge der Kettenvorspannung als auch die dynamischen Belastungen während des Fahr-betriebs infolge der Spannungsschwankungen in Leer- und Lasttrum der Gleiskette. Damit hat die Gleiskette Auswirkungen auf die Vertikaldynamik des Gesamtfahrzeugs. Es erscheint also sinnvoll sich zunächst mit der Natur dieser Auswirkungen auseinanderzu-setzen. In der Darstellung in Bild 4.7 werden zunächst die wichtigsten Zusammenhänge für die Ermittlung der statischen Belastung auf die Laufrollen behandelt.

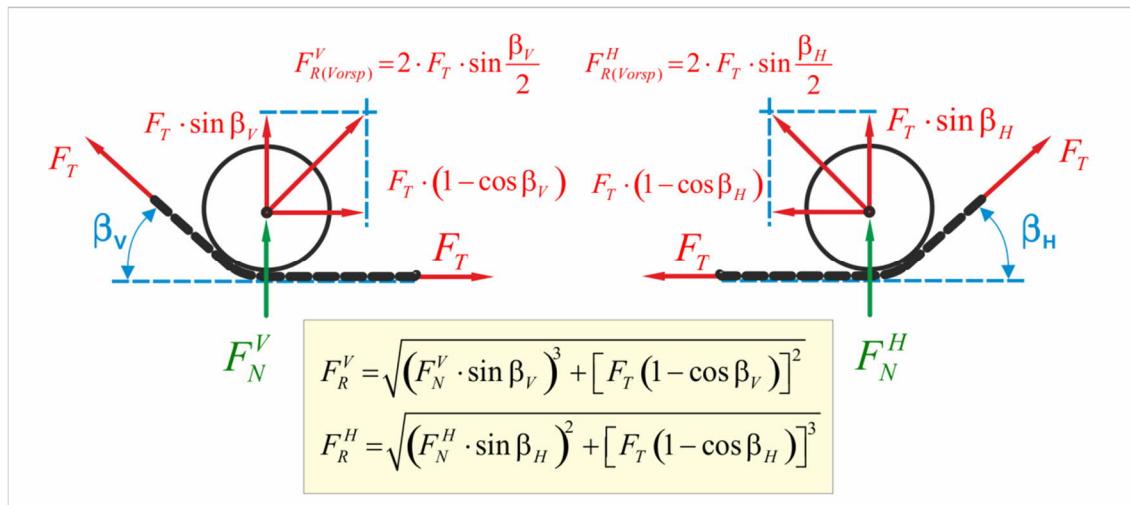


Bild 4.7: Statische Lastermittlung auf die Rand-Laufrollenstationen

Die Laufrollenachsen eines Kettenfahrzeugs, das auf einem ebenen Untergrund steht und nicht bewegt wird, erfahren die Belastung infolge der Reaktionskraft vom Untergrund. Die Randlaufrollen werden zusätzlich durch die Kettenvorspannkraft belastet. Diese statischen Belastungen bestimmen maßgeblich auch die Gesamtbelastrungen auf alle Laufrollenelemente, sowie die Bodendruckverteilung im Fahrbetrieb.

Aus geometrischen Beziehungen in Bild 4.7 können die statischen Belastungen auf die Randlaufrollen $F_{R(Vorsp)}^V, F_{R(Vorsp)}^H$ infolge der Vorspannung F_T ermittelt werden. Dabei werden die Kettenanstiegswinkel vorn und hinten durch β_V, β_H beschreiben. Zerlegt man $F_{R(Vorsp)}^V, F_{R(Vorsp)}^H$ in ihre horizontale und vertikale Komponente, so erhält man die Gesamtbelastrungen der Randlaufrollen (sh. Kasten in Bild 4.7). Um die Belastungen infolge der Normalkräfte aller Laufrollen zu bestimmen wird die Gleiskette gedanklich zwischen der Antriebsrolle und der vorderen Laufrolle, sowie zwischen der Leitrolle und der hinteren Laufrolle aufgetrennt. Anschließend werden Kräftegleichung in Vertikalrichtung sowie Momentengleichung um den Schwerpunkt aufgestellt (vgl. Bild 4.8):

$$2 \sum_i^n F_N^j - F_G - 2F_T (\sin \beta_V + \sin \nu) + 2F_T \sin \beta_H - 2F_T (\sin \beta_H - \sin \nu) = 0 \quad (4-4)$$

$$\begin{aligned} \sum_i^n F_N^j l_j - l_{Leit} F_T (\sin \beta_V + \sin \nu) + l_1 F_T \sin \beta_V + l_v F_T \sin \beta_H - \\ - l_{Antr} F_T (\sin \beta_H - \sin \nu) + z_{Leit} F_T (\cos \beta_H + \cos \nu) - z_{Antr} F_T (\cos \beta_H + \cos \nu) = 0 \end{aligned} \quad (4-5)$$

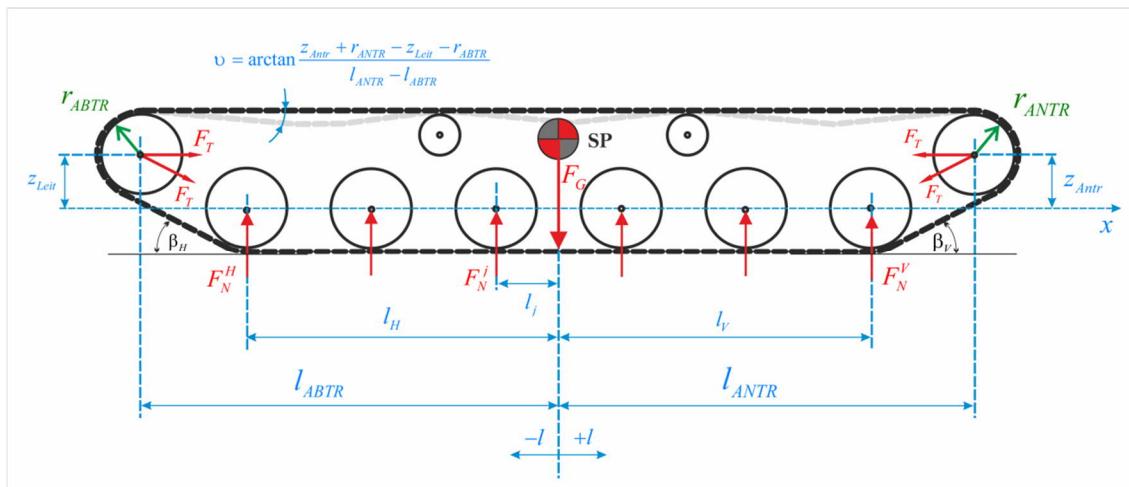


Bild 4.8: Statische Lastermittlung aller Laufrollenstationen

Damit kann folgender Zusammenhang festgestellt werden:

$$\begin{aligned} M_{SP} = & F_T (l_V \sin \beta_V + l_H \sin \beta_H - l_{ANTR} (\sin \beta_V + \sin \nu) - \\ & - l_{ABTR} (\sin \beta_H - \sin \nu) + z_{Leit} (\cos \beta_V - \cos \nu) - z_{Antr} (\cos \beta_H + \cos \nu)) \end{aligned} \quad (4-6)$$

Die Gleichgewichtsbedingungen (4-4) und (4-5) können dann wie folgt zusammengefasst werden:

$$\begin{aligned} 2 \sum_V^H F_N^j &= F_G \\ \sum_V^H F_N^j l_j + M_T &= 0 \end{aligned} \quad (4-7)$$

Das Gleichungssystem ((4-7) ist statisch unbestimmt, da die Anzahl der unbekannten Reaktionen die Anzahl der Gleichgewichtsbedingungen übersteigt. Um die Werte für F_N^j zu bestimmen kann man von der Annahme ausgehen, dass die Belastungen nahezu gleichverteilt sind. Man nehme dafür ebenfalls an, dass die Kräfte $F_{R(Vorsp)}^V, F_{R(Vorsp)}^H$ in etwa der gleichen Richtung wie F_N^j wirken. Damit kann die Gesamtbelastung aller Laufrollen bestimmt werden:

$$2 \sum_V^H F_{R(Vorsp)}^j = 2 \sum_V^H F_N^j + 2(F_{R(Vorsp)}^V + F_{R(Vorsp)}^H) \quad (4-8)$$

Mit Einsetzen von (4-7 ergibt sich:

$$2 \sum_V^H F_{R(Vorsp)}^j = F_G + 2(F_{R(Vorsp)}^V + F_{R(Vorsp)}^H) \quad (4-9)$$

Damit kann eine gemittelte Belastung auf jede Laufrollenstation ermittelt werden:

$$F_{R(mittel)}^j = \frac{2 \sum_V^H F_{R(Vorsp)}^j}{2n} = \frac{F_G + 2(F_{R(Vorsp)}^V + F_{R(Vorsp)}^H)}{2n} \quad (4-10)$$

Wo n - die Anzahl der Laufrollenstationen.

Die theoretischen Zusammenhänge beschreiben lediglich die statischen Belastungen und werden im Verlauf der vorliegenden Arbeit für die Verifikation der detaillierten Mehrkörpermodelle von Bedeutung sein. Die Berechnung der dynamischen Kettenbelastungen und Integration der entsprechenden Differentialgleichungen gestaltet sich weitaus komplexer aufgrund eines stark nichtlinearen Verhaltens. Rechnergestützte Modellansätze sind in dem Fall hilfreich.

4.1.2 Vereinfachter Ansatz

Das MKS wird zunächst um ein vereinfachtes Kettenmodell erweitert. Dabei wird der in [Illg05] und [Ill13] beschriebene Ansatz verwendet. Im Fokus des Kettenmodells stehen die Kräfte entlang der Kette und deren Einfluss auf das Ein- und Ausfedern der Laufrollen im Fahrwerk. Die exakte Berechnung der Kettenkraft ist äußerst komplex. Diese ist aufgrund der Überlagerung zahlreicher Einflüsse stark ortsabhängig. Die wesentlichen Einflüsse resultieren aus der Antriebskraft, den Beschleunigungskräften und der Reibung. Zusätzlich wird die Kette mit einer bestimmten Vorspannung belastet, um einem Entgleisen der Kette z.B. während einer Kurvenfahrt, entgegenzuwirken. So stellen sich komplexe Zustände ein, die zum Teil erst mit Hilfe von Experimenten bestimmt werden können. Die Berücksichtigung aller Einflussfaktoren bei der Modellierung der Kettenkraft ist also zunächst mit einem enormen Aufwand verbunden, der gerechtfertigt sein muss.

Des Weiteren besteht die Kette aus 91 Gleiskettengliedern, die durch sehr steife Verbindungselemente gelenkig miteinander gekoppelt sind. Um die genaue Kettendynamik in einem Modell abzubilden, wäre also ein MKS aus 91 Massen und 91 Feder/Dämpfer-Elementen mit einer sehr hohen Steifigkeit erforderlich. Damit steigt auch die zu erwartende Simulationsdauer. Aus diesen Gründen werden im vorliegenden Kettenmodell lediglich die prinzipiellen Auswirkungen der Kettenzugkraft auf die Vertikaldynamik berücksichtigt. Dazu wird im Kettenmodell ausschließlich die statische Kettenvorspannung durch den Kettenspanner sowie die dynamischen Änderungen der Kettenkraft aufgrund der Laufrollenbewegungen berücksichtigt. Die einzelnen Kettenelemente werden dabei nicht modelliert.

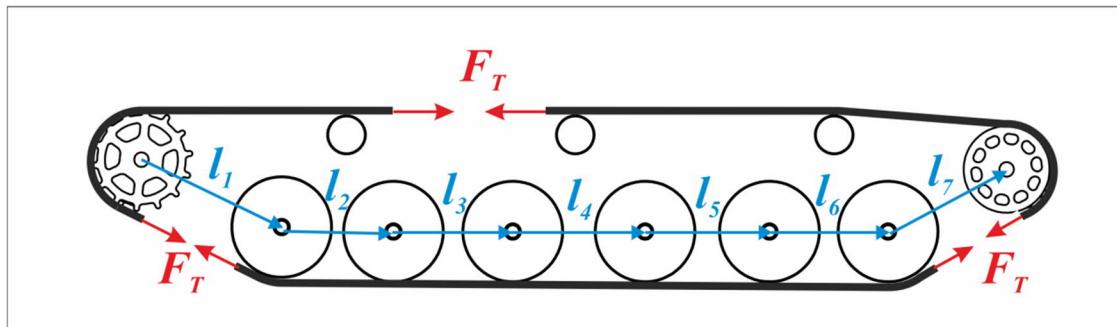


Bild 4.9: Freischnitt der Kettenkraft (vereinfachte Betrachtung)

In Bild 4.9 ist das vereinfachte physikalische Ersatzmodell der Kette dargestellt. Die Kette wird als ein elastisches Band konstanter Länge $L_{Track,0}$ mit der Steifigkeit c_{Track} angenommen. Die Konstruktionslage des Fahrwerks wird über die Vorspannung der Kette durch Verstellung der Umlenkrolle erreicht. Dabei entsteht eine Spannkraft $F_{T,0}$ entlang der Kette, durch die die gesamte Steifigkeit aller in dem Kontakt zu der Kette stehenden Komponenten bestimmt wird. In der Konstruktionslage des Fahrzeugs repräsentiert die Gesamtlänge aller Polygone die Kettenlänge:

$$L_{Track,0} = \sum_{i=0}^7 l_{i,0} \quad (4-11)$$

Jede Verschiebung der Rollen aus ihrer Konstruktionslage heraus, z.B. durch das Einfedern infolge einer Bodenanregung, führt zu einer Änderung des Polygonumfangs um ΔL_{Track} . Damit ändert sich die momentane Kraft entlang der Kette.

$$F_T = F_{T,0} + c_{Track} \cdot \Delta L_{Track} \quad (4-12)$$

Wie in Bild 4.10 gezeigt, verursachen die Bewegungen der Laufrollen ein Umlenken der Kettenkraft F_T .

Dadurch bildet sich an der betreffenden Rolle ein resultierender Kraftvektor $\underline{F}_{R,i}$ welcher die Schwenkbewegung α_i der Rolle und somit die Vertikaldynamik des Kettenfahrzeugs beeinflusst.

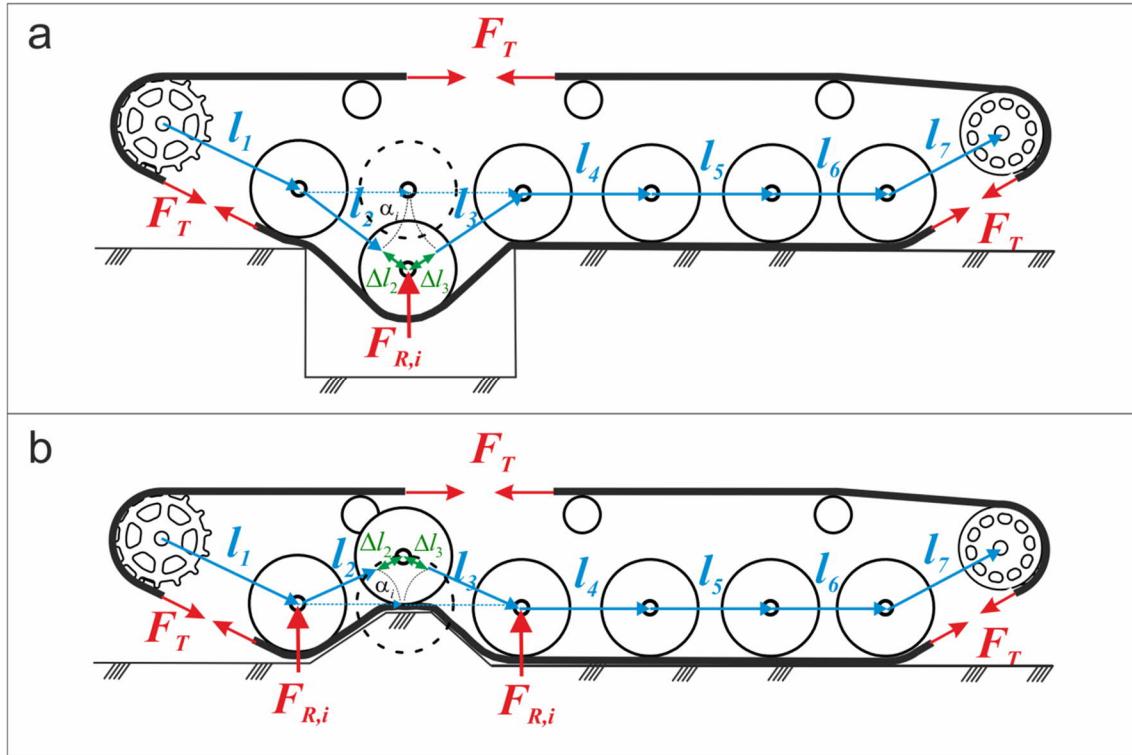


Bild 4.10: Berechnung der Rollenkraft

Der Richtungsvektor $\underline{e}_{R,i}$ der Kraft berechnet sich dabei aus der Kinematik der benachbarten Laufrollen zu:

$$\vec{e}_{l,i} = \left(\frac{1}{|\vec{l}_{i+1}|} \cdot \vec{l}_{i+1} - \frac{1}{|\vec{l}_i|} \vec{l}_i \right)^{(0)} \quad (4-13)$$

Für die resultierende Rollenkraft $F_{R,i}$ gilt somit der Zusammenhang:

$$\underline{F}_{R,i} = \begin{cases} 0 & \text{für } e_{R,i,z} \leq 0 \\ |F_T| \cdot e_{R,i} & \text{für } e_{R,i,z} > 0 \end{cases} \quad (4-14)$$

mit der Fallunterscheidung für das Vorzeichen des skalaren z-Anteils $e_{R,i,z}$ des Richtungsvektors $\underline{e}_{R,i}$. Damit wird die Tatsache berücksichtigt, dass die Rolle keine formslüssige Verbindung zu der Kette hat und somit nur für die positive vertikale Richtungskomponente $e_{R,i,z} > 0$ eine Gegenkraft erfahren kann.

Die vorgestellte Kombination aus einem Mehrkörpersystem und dem vereinfachten Kettenmodell führt zu einem kompakten Vertikaldynamikmodell des Kettenfahrzeugs. Da die Berechnungen im Kettenmodell ausschließlich auf den Schwenkbewegungen der Rollen basieren, wird die Systemordnung ausschließlich durch das Mehrkörpersystem bestimmt.

Die dynamischen Eigenschaften der Kette, die sich insbesondere durch die nichtlineare Änderung der Fahrwerksteifigkeiten und die Kopplungen zwischen den Laufrollen äußern, werden dennoch berücksichtigt. Das Modell ist somit für Berechnungen und Analysen sowohl im Zeit- als auch im Frequenzbereich sehr gut geeignet. Die Vertikaldynamik des Kettenfahrzeugs wird dabei hinreichend genau abgebildet, was durch die Modellvalidierung belegt wird (sh. Anhang A)

4.1.3 Komplexer Einsatz

Eine detaillierte modelltechnische Abbildung der Verbinder-Gleiskette ist unumgänglich, wenn Fragen bezüglich einer sicheren Kettenführung beantwortet werden müssen. Der vereinfachte Ansatz kann in so einem Fall keine brauchbaren Erkenntnisse liefern. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit erscheint es aber für sinnvoll, die beiden Ansätze miteinander zu vergleichen, weshalb auch die Gleiskette in das Mehrkörpermodell implementiert wird.

Die Gleiskette des Zielfahrzeugs (Bild 4.11) ist eine Stahl-Verbinderkette mit in Gummi gelagerten Kettenbolzen. In die Endverbinder, die die Kettenbolzen miteinander verbinden, greifen die Zähne der Kettentriebkränze ein. Ein Kettenglied dieser Kette besteht aus einem Verbundrohrkörper mit angegossenem Führungszahn, kastenförmiger Innengummierung und austauschbarem Laufpolster.

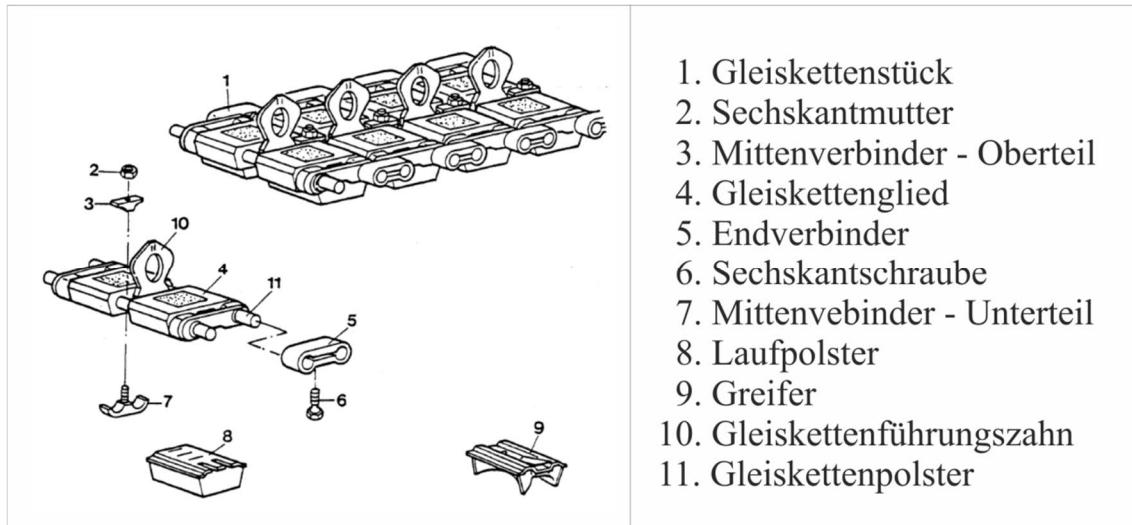


Bild 4.11: Aufbau der Verbinder-Gleiskette für SPz Marder

Das physikalische Ersatzmodell der beschriebenen Gleiskette kann der Darstellung in Bild 4.12 entnommen werden. Die Zusammensetzung der Kettenglieder wird durch zwei gummierte Kettenbolzen, die über Verbinder-Elemente miteinander gekoppelt werden, realisiert. Die Kopplungen werden durch Radial-, Axial- und Torsionsfedersteifigkeiten beschrieben. Die Radialfedern stellen Rückstellkräfte für die translatorische Deformation der Gummierungen in Radialrichtung des Bolzens dar. Der Abstand l wird dabei durch folgende Beziehung beschrieben:

$$l^2 = e^{ji^T} e^{ij} \quad (4-15)$$

Die Größe der sich ergebender Radialkraft wird dabei anhand folgender Beziehung angegeben:

$$F_R = c_R \cdot (l - l_0) + d_R \cdot \frac{d}{dt} l(t) \quad (4-16)$$

Dabei beschreibt c_R die radiale Federsteifigkeit und d_R die radiale Dämpfungsrate. Die Translationsbewegung der benachbarten Kettenglieder in Längsrichtung wird begrenzt durch die axialen Federn. Die Rückstellkräfte ergeben sich in diesem Fall zu:

$$F_Z = -c_Z \cdot \delta_Z^{j,i} - d_Z \cdot \frac{d}{dt} l(t) \quad (4-17)$$

Wobei $\delta_Z^{j,i}$ die relative Verschiebung der körperfesten Koordinatensysteme zueinander entlang der z-Achse beschreibt.

Die relative Verdrehung zwischen benachbarten Kettengliedern in allen drei Achsen wird mithilfe von Drehfedern modelltechnisch beschrieben.

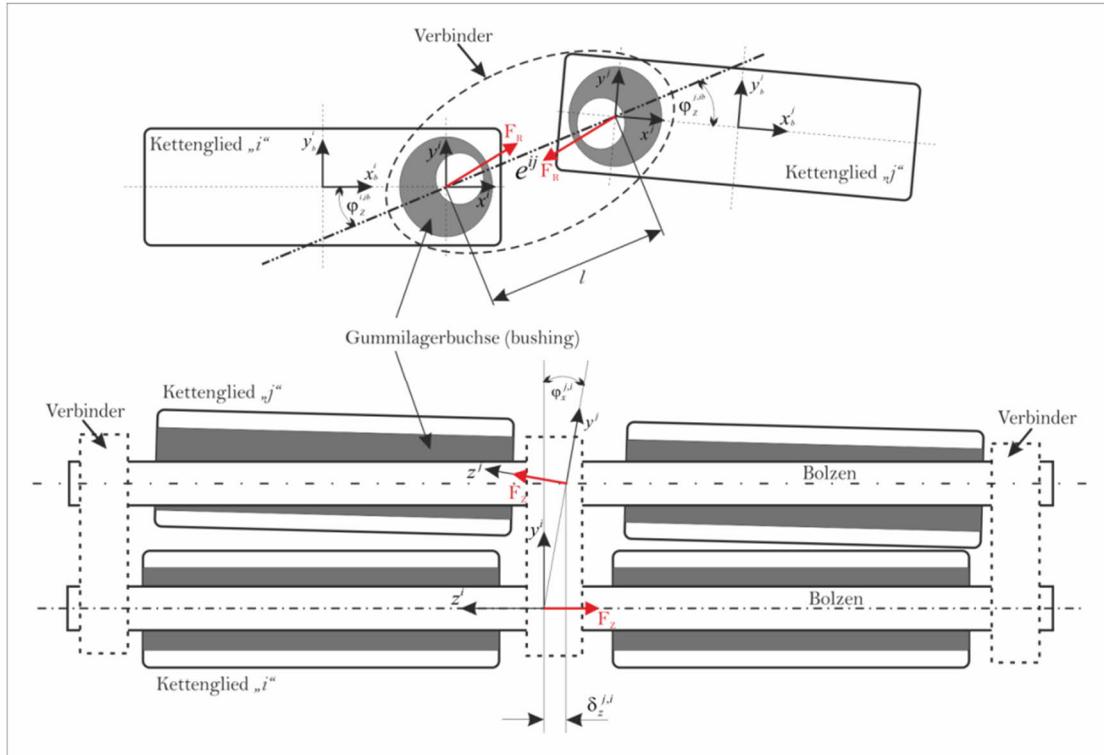


Bild 4.12: Physikalisches Ersatzmodell der Verbinderkette [FB05]

Die jeweiligen rückstellenden Drehmomentkomponenten T_i der relativen Verdrehung der benachbarten Kettenglieder sind durch folgende Beziehungen gegeben [FB05]:

$$\begin{aligned} T_X &= -c_{\varphi X} \cdot \varphi_X^{j,i} - d_{\varphi X} \cdot \frac{d}{dt} l(t) \\ T_Y &= -c_{\varphi Y} \cdot \varphi_Y^{j,i} - d_{\varphi Y} \cdot \frac{d}{dt} l(t) \\ T_Z &= -c_{\varphi Z} \cdot \varphi_Z^{j,i} - d_{\varphi Z} \cdot \frac{d}{dt} l(t) \end{aligned} \quad (4-18)$$

Es sei zu beachten, dass mit der Anzahl der Freiheitsgrade im komplexen Ansatz, die durch jeden einzelnen Körper der Gleiskette im Modell berechnet werden, auch die Gesamtmodellordnung steigt, was sich negativ auf die Simulationsdauer auswirkt. Der Umstand wird auch durch überdurchschnittlich hohe Federsteifigkeiten zwischen den Kettengliedern verschärft. Hohe Federsteifigkeiten führen zu hohen Eigenfrequenzen, so dass sehr kleine Schrittweiten bei der Simulation gewählt werden müssen.

4.2 Zwischenfazit

Nach der Vorstellung der beiden Modellierungsansätze ist offensichtlich, dass der Aufwand für die detaillierte modelltechnische Abbildung der Gleiskette, der Aufgabenstellung entsprechend gerechtfertigt sein muss. Stehen längsdynamische Effekte, wie

Traktion im Fokus der Untersuchungen, so ist eine detaillierte Abbildung der Kette unumgänglich.

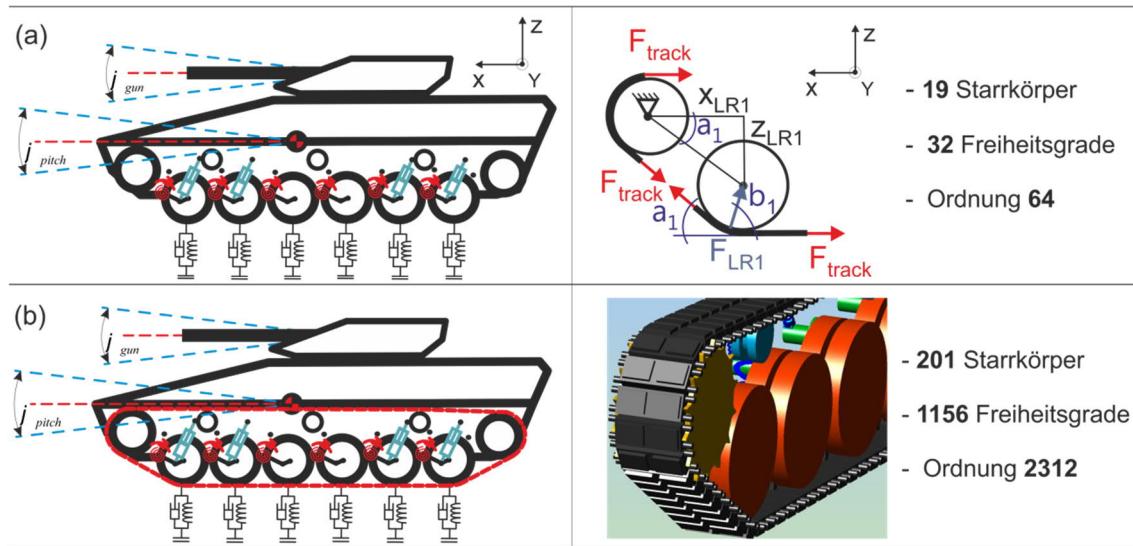


Bild 4.13: Gegenüberstellung der Modellansätze

Solange aber lediglich die Vertikaldynamik das Hauptmotiv der Untersuchungen darstellt ist der vereinfachte Ansatz ausreichend. In der Darstellung in Bild 4.13 werden die beschriebenen Ansätze bei der Kettenmodellierung zusammenfassend einander gegenübergestellt.

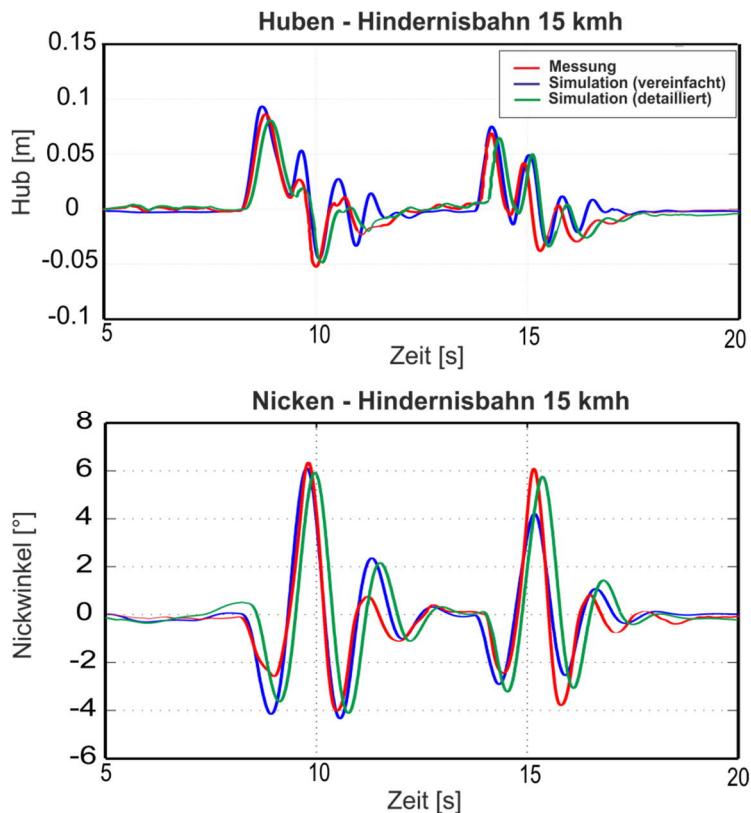


Bild 4.14: Modellansätze im Vergleich der Simulationsergebnisse

Im Vergleich der simulierten Hub- und Nickbewegungen mit den gemessenen wird deutlich, dass beide Ansätze ähnliche Abweichungen, sowohl qualitativ als auch quantitativ zum Fahrversuch aufweisen. Untereinander weisen beide Ansätze aber nahezu identisches Verhalten hinsichtlich Vertikaldynamik auf (Bild 4.14).

Als Ergebnis aus dem Vergleich der beiden untersuchten Modellansätze lässt sich festhalten, dass der Aufwand einer detaillierten Modellierung für die Untersuchung der vertikaldynamischen Effekte, die das Hauptmotiv der vorliegenden Arbeit darstellen nicht gerechtfertigt ist.

4.3 Idealisierte Komposition

In diesem Abschnitt wird im Rahmen der *Idealisierten Komposition* ein Konzept für die Regelung der Aufbaubewegungen eines aktiv/semiaktiv gefederten Kettenfahrzeugs vorgestellt. Der Fokus liegt auf der Beschreibung der Aufbaudynamikregelung. Auf die grundsätzlich mögliche überlagerte Aufschaltung der Störgrößen, Beobachtung der Bodenanregung, sowie die Regelung der einzelnen Aktorgruppen wird zunächst nicht eingegangen. Das Bild 4.15 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines regelbaren Fahrwerksystems. Für die regelbare Federung des Zielfahrzeugs sind aktive und semi-aktive Kraftsteller vorgesehen, die anstelle der konventionellen Dämpfer eingesetzt werden. Im Falle eines semi-aktiven Systems sind anstelle von konventionellen Dämpfern die verstellbaren Dämpfer vorgesehen. Mit Hilfe, der am Aufbau und Schwingarmen der Laufrollen angebrachten Sensoren können die Aufbau- bzw. Rollenbewegungen direkt erfasst oder abgeleitet werden. In einem überlagerten Reglersystem werden aus diesen Signalen Sollsignale für die unterlagerten Kraftregelkreise der Aktorik berechnet.

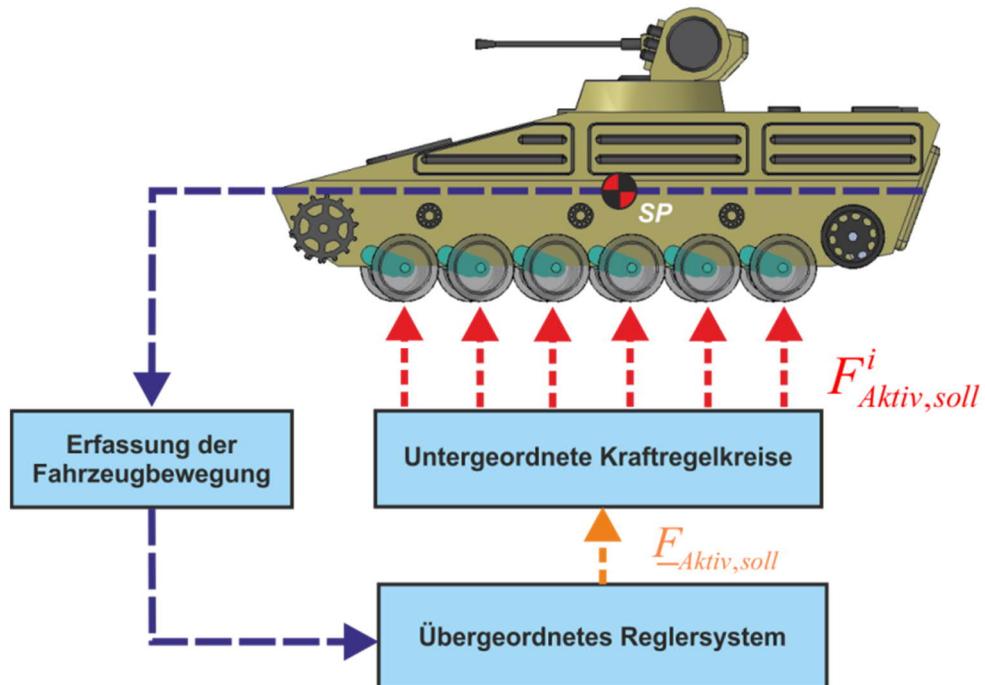


Bild 4.15: Prinzipieller Aufbau des Systems mit geregeltem Fahrwerk

Das Fahrzeugmodell wird in dieser Prozessphase um ein Konzept der Informationsverarbeitung erweitert. Es werden die Anzahl der Akteure und ihre möglichen Eingriffspunkte definiert, ohne sich hierbei auf die konkrete Art und Leistungsvermögen festzulegen. Die Führungsgrößen für die unterlagerten Regelkreise werden dabei von einem überlagerten Regler vorgegeben. Da eine endgültige Konfiguration der Stellelemente im Fahrwerk erst nach einem Vergleich und Bewertung mehrerer möglicher Varianten, die in Bild 3.1 zusammengefasst wurden zustande kommt, wird zunächst von einem Fahrwerk ausgegangen, das vollständig mit aktiven oder semiaktiven Stellelementen ausgestattet ist. Diese beiden Varianten zusammen mit der konventionellen Variante dienen als Referenzen für die Bewertung der kombinierten Lösungen.

4.3.1 Konzept der überlagerten Regelung

Eines der bekanntesten Regelgesetze zur Fahrwerksregelung wird durch das *Skyhook*-Prinzip beschrieben. Das Prinzip basiert darauf, die passiven Dämpfer durch einen virtuellen Dämpfer zu ersetzen, der den Fahrzeugaufbau mit dem Inertialkoordinatensystem verbindet (vgl. Bild 4.16). Für den virtuellen Dämpfer werden anschließend Parameter ermittelt, die das erwünschte Systemverhalten ermöglichen. In der Darstellung in Bild 4.16 ist das Prinzip exemplarisch an der Vorgehensweise für Hub-, Nick- und Wankbewegung des Fahrzeugs erläutert.

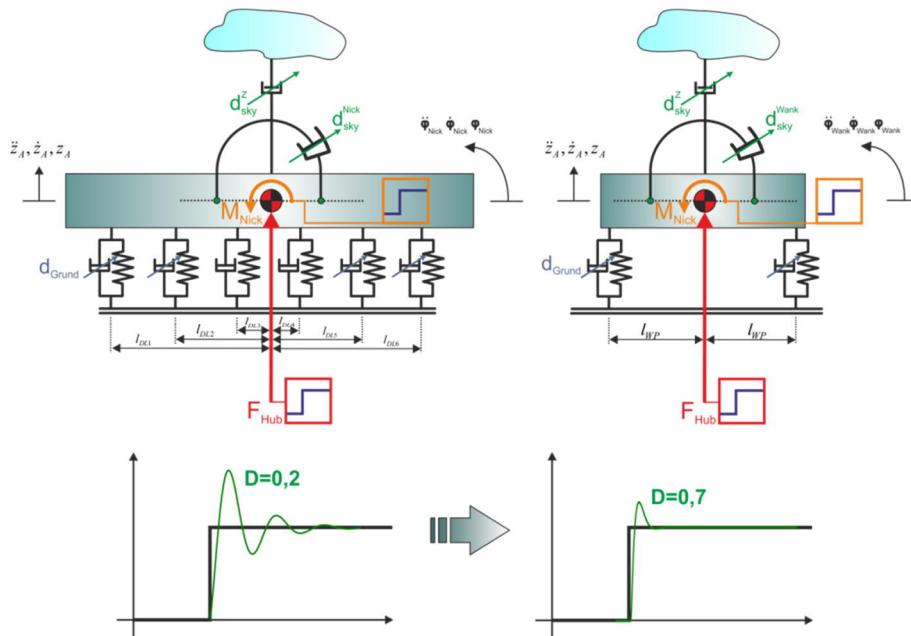


Bild 4.16: Halbfahrzeugmodell zur Auslegung der Regelung

Die entgegengesetzte Kraft bzw. die entsprechenden Momente der virtuellen Dämpfer hängen ausschließlich von den absoluten Werten der Vertikal- und Winkelgeschwindigkeiten der Aufbaumasse ab. Die so bestimmte Kraft bzw. die Momente müssen in einem geregelten System durch Akteure aufgebracht werden, die sich typischerweise in den Federstufen zwischen Radmasse und Aufbaumasse befinden.

Zur Auslegung der Regleranteile wird das MKS-Modell des passiven Fahrzeugs herangezogen. Die Dämpferkennungen der am Fahrzeug verbauten Dämpfer werden durch die Grunddämpferkennung d_{Grund} als konstanten Dämpfungskoeffizienten ersetzt. Anschließend wird mit einem Kraftsprung zunächst in z-Richtung angeregt und das Systemverhalten im Zeitbereich analysiert. Die Dämpferkennung des virtuellen Dämpfers wird dabei so gewählt, dass sich im Zeitbereich ein Einschwingverhalten einstellt, das einem Lehrschen Dämpfungsmaß von $D = 0,7$ entspricht (vgl. Bild 4.16). Das Verfahren eignet sich gleichermaßen für aktive und semi-aktive Systeme, wobei für letztere entsprechende Einschränkungen getroffen werden müssen.

Bei der beschriebenen Vorgehensweise werden die äußere Kraft F_{Hub} und die äußeren Momente M_{Nick}, M_{Wank} auf den Aufbauschwerpunkt als Systemeingänge und die Geschwindigkeiten $\dot{z}_A, \dot{\varphi}_{nick}, \dot{\varphi}_{wank}$ als Systemausgänge aufgefasst. Bei dieser Konfiguration ist das so entstandene MIMO-System entkoppelt. Regelt man dieses System mit drei einschleifigen Proportionalreglern, realisieren diese das reine Skyhook-Gesetz für das Ganzfahrzeugmodell:

Skyhook-Gesetz:

$$\begin{aligned} F_{sky} &= -d_{sky}^z \cdot \dot{z} \\ M_{sky}^{nick} &= -d_{sky}^{nick} \cdot \dot{\varphi}_{nick} \\ M_{sky}^{wank} &= -d_{sky}^{wank} \cdot \dot{\varphi}_{wank} \end{aligned} \quad (4-19)$$

Damit ergibt sich eine in Bild 4.17 dargestellte Struktur der Aufbaudynamikregelung.

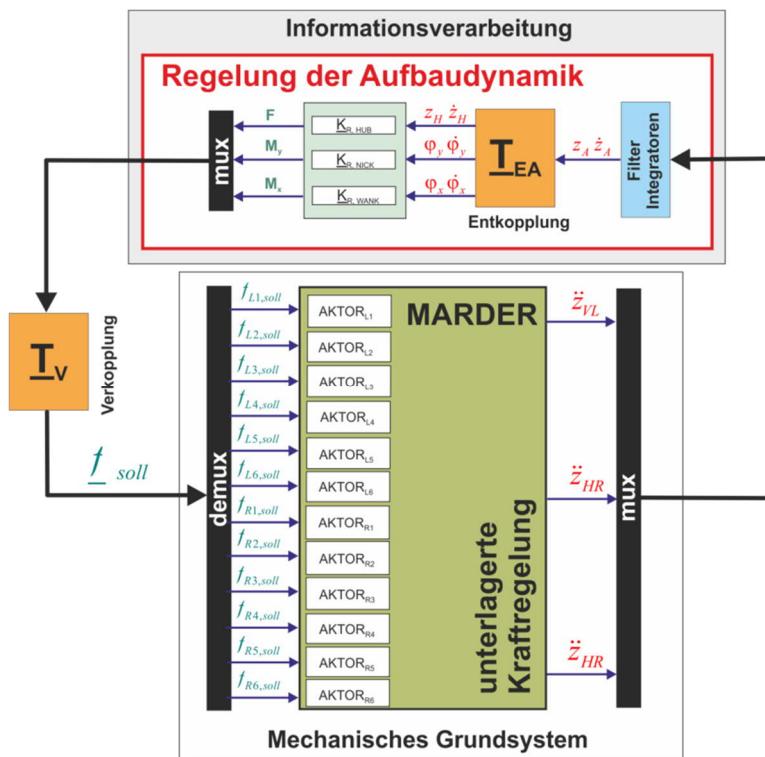


Bild 4.17: Reglerstruktur der Aufbaudynamikregelung

Für die überlagerte Aufbaudynamikregelung werden an mindestens 3 Stellen des Fahrzeugaufbaus Beschleunigungsmessungen \ddot{z}_{VL} , \ddot{z}_{HL} , \ddot{z}_{VR} senkrecht zur Bezugsebene vorgesehen. Damit ergeben sich drei skalare Messgrößen, die zur Regelung der Aufbaudynamik herangezogen werden. Um aus den Hub-, Nick- und Wankbeschleunigungen die für die Skyhook-Regelung benötigten Hub-, Nick- und Wankgeschwindigkeiten bzw. -wege zu erhalten, werden Filter und Integratoren verwendet. Durch einfache Integration lassen sich aus den durch den Einsatz eines Hochpassfilters werden statische und niederfrequente Anteile der Messsignale ausgefiltert. Das Filtern von statischen Anteilen bewirkt eine mögliche Offsetkorrektur der Beschleunigungssignale.

Das Filtern der niederfrequenten Anteile wird von der Wahl der Eckfrequenz des Hochpassfilters bestimmt. Die entsprechenden Übertragungsfunktionen wurden hierbei, wie folgt gewählt:

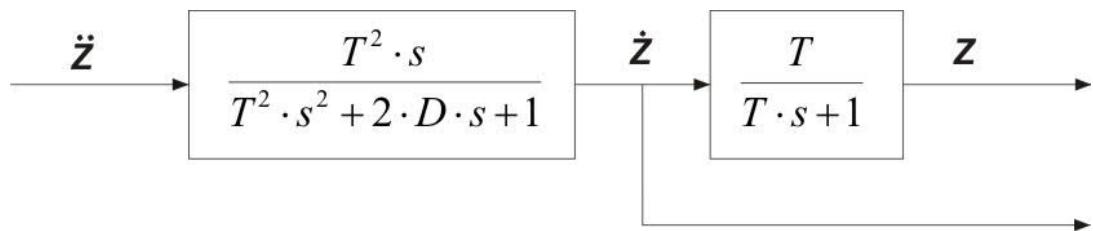


Bild 4.18: Filter und Integratoren

Durch eine einfache Integration der Beschleunigungssignale werden die jeweiligen Geschwindigkeiten geschätzt. Durch eine doppelte Integration erhält man die entsprechend geschätzten Wege. Die dazugehörigen Frequenzgänge sind in Bild 4.19 dargestellt. Die gefilterten Beschleunigungssignale werden anschließend mittels einer geometrischen Transformation in die Aufbaufreiheitsgrade Huben, Nicken, Wanken transformiert.

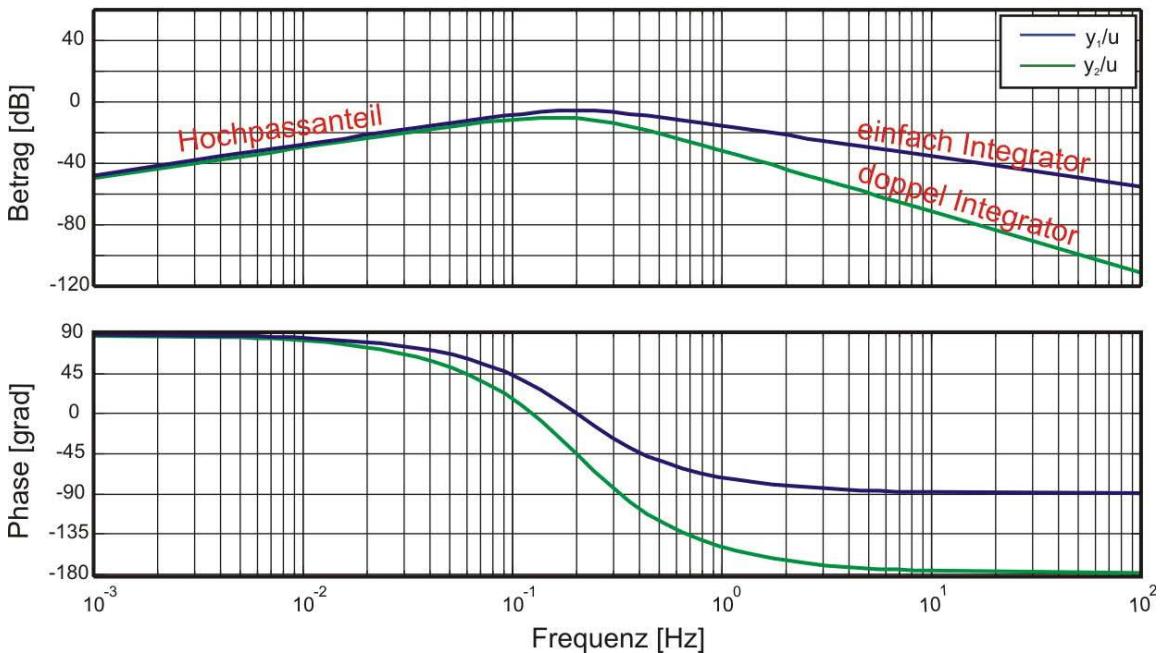


Bild 4.19: Frequenzgang der Filter, Integratoren

Anhand der Darstellung in Bild 4.20 soll das Verfahren der geometrischen Ent- bzw. Verkopplung [Strei96] erläutert werden. Es handelt sich dabei um eines der populärsten Lösungsansätze zur Erfassung von Fahrzeugbewegungen. Wie in Bild 4.20 dargestellt werden dafür mindestens 3 Beschleunigungsaufnehmer benötigt¹⁰. Diese finden an definierten Stellen unmittelbar am Fahrzeugaufbau ihren Platz und sollen die Vertikalbeschleunigungen \ddot{z}_i in diesen Punkten messen.

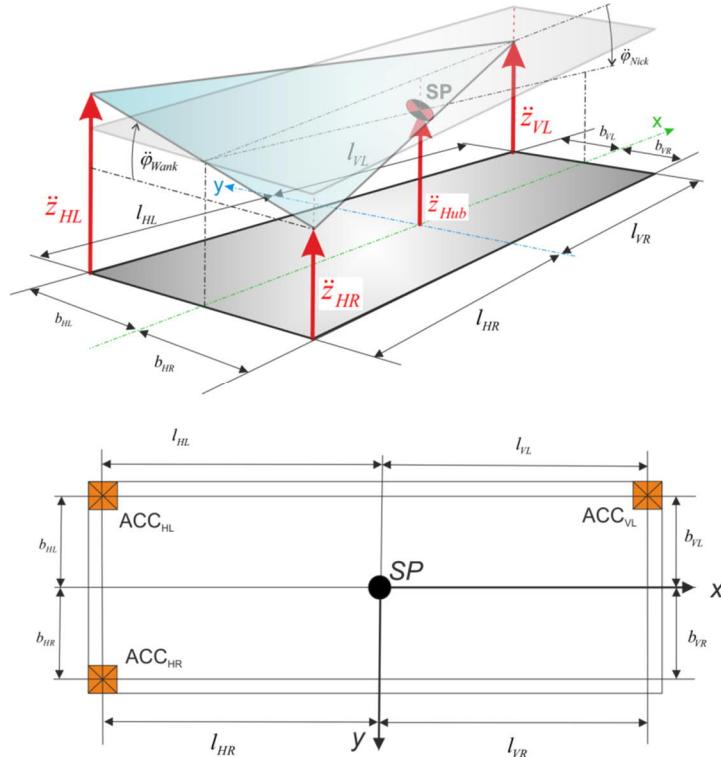


Bild 4.20: Geometrische Entkopplung

Die Ermittlung der Aufbaubewegungen (Huben, Nicken, Wanken) erfolgt mit Hilfe der kinematischen Transformation der Messsignale. Entsprechend der graphischen Erläuterung der geometrischen Parameter werden die gefilterten Beschleunigungssignale wie folgt transformiert:

$$\begin{array}{c} \text{Verkopplung} \\ \left[\begin{array}{c} \ddot{z}_{HL} \\ \ddot{z}_{HR} \\ \ddot{z}_{VL} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{ccc} 1 & b_{HL} & l_{HL} \\ 1 & -b_{HR} & l_{HR} \\ 1 & b_{VL} & -l_{VL} \end{array} \right] \left[\begin{array}{c} \ddot{z}_{Hub} \\ \ddot{\phi}_{Wank} \\ \ddot{\phi}_{Nick} \end{array} \right] \end{array} \quad \begin{array}{c} \text{Entkopplung} \\ \left[\begin{array}{c} \ddot{z}_{Hub} \\ \ddot{\phi}_{Wank} \\ \ddot{\phi}_{Nick} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{ccc} 1 & b_{HL} & l_{HL} \\ 1 & -b_{HR} & l_{HR} \\ 1 & b_{VL} & -l_{VL} \end{array} \right]^{-1} \left[\begin{array}{c} \ddot{z}_{HL} \\ \ddot{z}_{HR} \\ \ddot{z}_{VL} \end{array} \right] \end{array} \quad (4-20)$$

Die Koeffizienten der Matrizen ergeben sich aus den Verkopplungsgleichungen für die Aufbaubeschleunigungen:

¹⁰ Diese Wahl der Größen entspricht auch der Versuchsanordnung der verbauten Beschleunigungssensoren am Aufbau, von denen lediglich drei verwendet wurden.

$$\begin{aligned}
 \ddot{z}_{HL} &= \ddot{z}_{Hub} + b_{HL} \cdot \ddot{\varphi}_{Wank} + l_{HL} \cdot \ddot{\varphi}_{Nick} \\
 \ddot{z}_{HR} &= \ddot{z}_{Hub} - b_{HR} \cdot \ddot{\varphi}_{Wank} + l_{HR} \cdot \ddot{\varphi}_{Nick} \\
 \ddot{z}_{VL} &= \ddot{z}_{Hub} - b_{VL} \cdot \ddot{\varphi}_{Wank} - l_{VL} \cdot \ddot{\varphi}_{Nick}
 \end{aligned} \tag{4-21}$$

Mit:

\ddot{z}_{Hub} – Hubbeschleunigung

$\ddot{\varphi}_{Wank}$ – Wankbeschleunigung

$\ddot{\varphi}_{Nick}$ – Nickbeschleunigung

Die transformierten Geschwindigkeiten des Fahrzeugaufbaus werden jeweils über konstante Faktoren für die Rückführung verstärkt. Daraus folgen die resultierenden Sollmomente und die Sollkraft, die über eine geeignete Verkopplung die einzelnen Sollkräfte für die unterlagerten, kraftgeregelten Stellelemente ergeben. Auf die Verkopplung wird im nächsten Abschnitt näher eingegangen. Prinzipiell sind zusätzlich zur Regelung der Aufbaudynamik weitere Regeleingriffe möglich, die eine zusätzliche Performance im Fahrverhalten erzielen können (vgl. Bild 4.21).

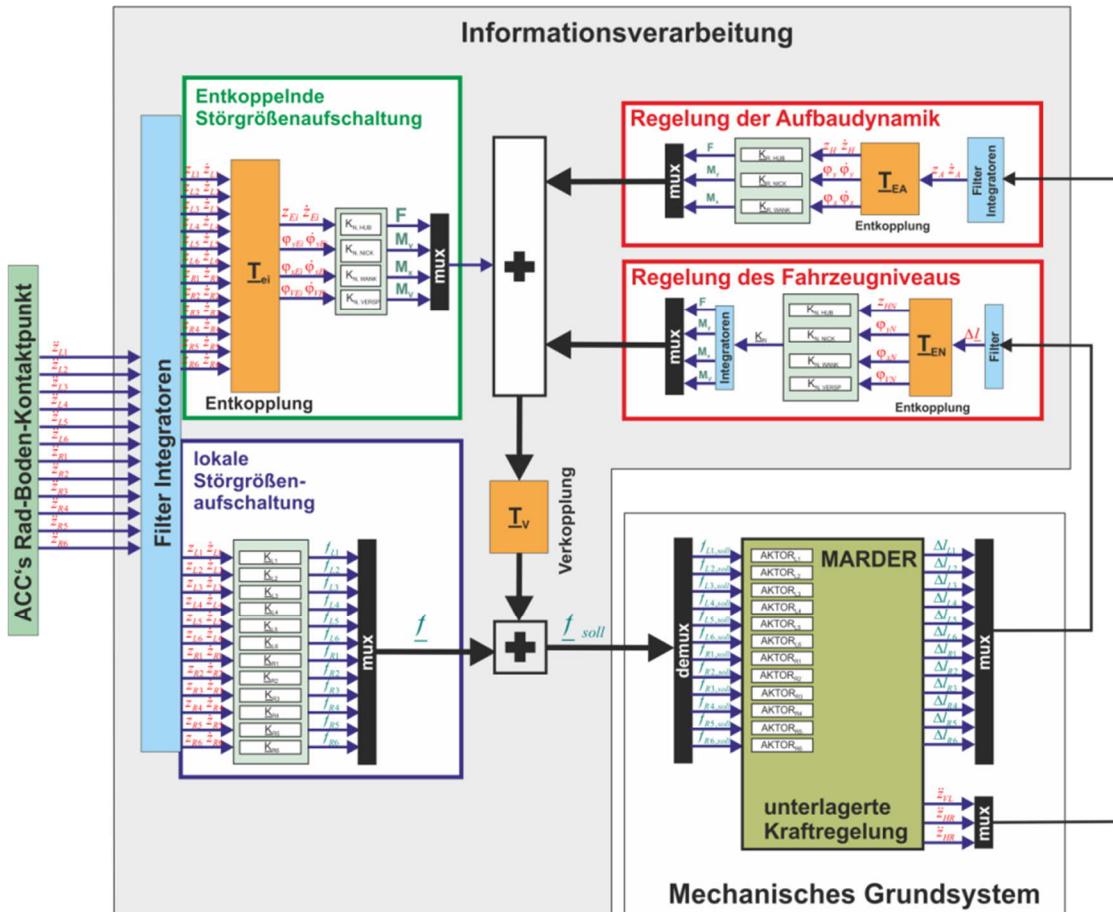


Bild 4.21: Regeleingriff am Fahrwerk – globale Reglerstruktur

Neben der Möglichkeit der Regelung der Aufbaudynamik stehen somit noch weitere Funktionen, die Regelung des Fahrzeogniveaus, sowie die Möglichkeiten Aufschaltung bekannter oder geschätzter Störgrößen zur Verfügung. Insbesondere die Störgrößenaufschaltung kann signifikant an der weiteren Verbesserung des Fahrverhaltens beteiligt sein. Die Regelung des Fahrzeogniveaus ist insbesondere aus der Sicht des Minenschutzes interessant.

4.3.2 Herleitung der Verkopplungsmatrizen

Im Folgenden wird die Verkopplung der Sollkräfte für die Aufbauregler hergeleitet. Das Zielfahrzeug soll je nach Fahrwerkkonfiguration bis zu 12 Aktorgruppen besitzen. Der Abstand zum Wankpol ist für alle Aktorgruppen identisch. Die einzelnen Abstände der jeweiligen Aktoreingriffspunkte zur Nick-Achse, die im Fahrzeugschwerpunkt angenommen wird, sind der technischen Dokumentation des Zielfahrzeugs entnommen und werden, wie in Bild 4.22 zusammengefasst:

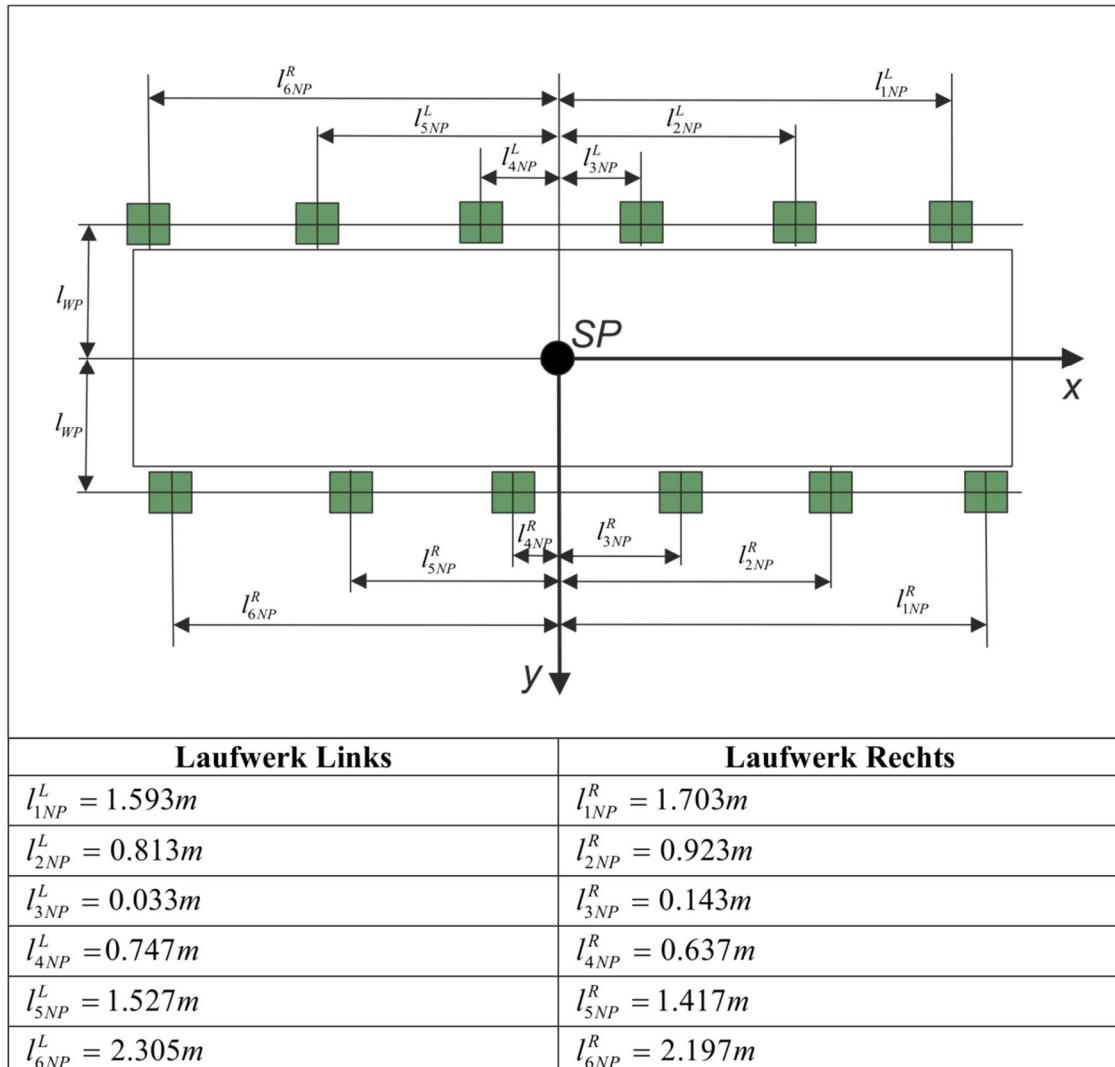


Bild 4.22: Positionen der Eingriffspunkte am Fahrzeugaufbau

Es ist auch zu berücksichtigen, dass die einzelnen Aktorkräfte nicht vertikal, sondern konstruktionsbedingt unter einem bestimmten Winkel in den Fahrzeugaufbau eingeleitet werden (vgl. Bild 4.23).

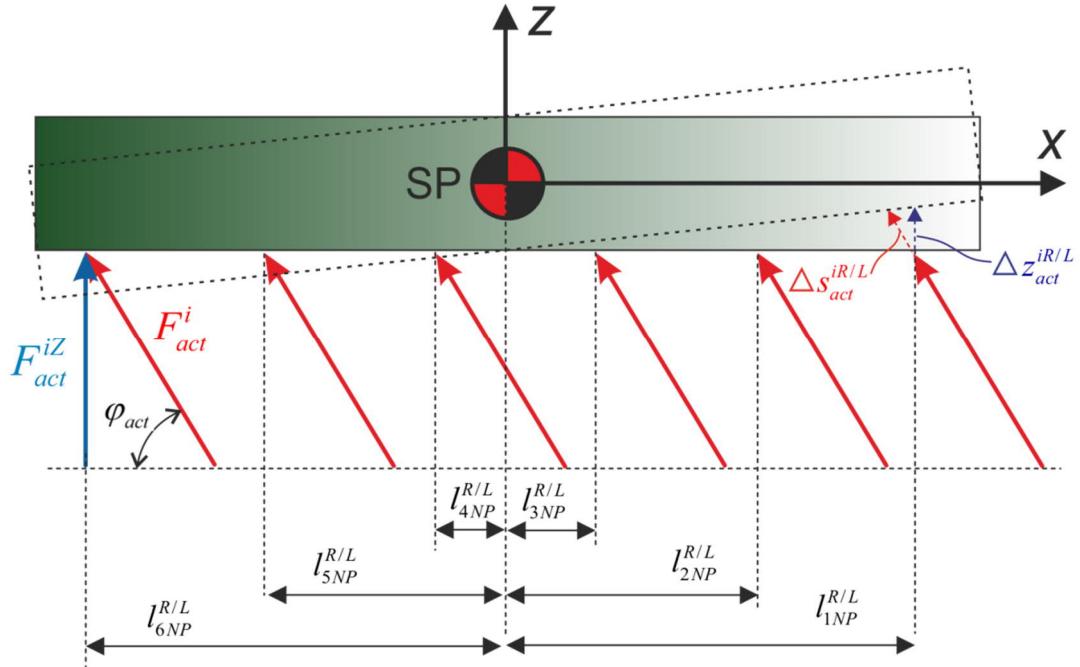


Bild 4.23: Ermittlung der einzelnen Aktorsollkräfte

Bei der Berechnung der tatsächlichen Aktorkräfte sowie auch der tatsächlichen relativen Federwege müssen somit die Beziehungen in (4-22) und (4-23) berücksichtigt werden.

$$F_{act}^i = \frac{F_{act}^{iZ}}{\sin \varphi_{act}} \quad (4-22)$$

$$\Delta s_{act}^{iR/L} = \frac{\Delta z_{act}^{iR/L}}{\sin \varphi_{act}} \quad (4-23)$$

Im weiteren Verlauf des Kapitels wird wegen der besseren Übersicht dennoch mit rein vertikalen Komponenten der Bewegungen und Kräfte gerechnet.

Für den Fall rein aktiver Kraftelemente werden die Kräfte ohne weitere statische und dynamische Beschränkungen gemäß der Beziehung (4-24) aufgebracht. Für den Fall semi-aktiver Kraftelemente wird die Kraft nur aufgebracht, falls damit Leistung dissipiert wird. Andernfalls wird die Kraft zu Null gesetzt:

$$F_{soll}^{iZ} = \begin{cases} F_{soll}^{iZ} & \text{falls } F_{soll}^{iZ} \cdot \Delta \dot{z}_i < 0, \\ 0 & \text{sonst,} \end{cases} \quad (4-24)$$

Wobei $\Delta \dot{z}_i$ den Vertikalanteil der jeweiligen relativen Aktorgeschwindigkeit bezeichnet.

Die am Fahrzeug vorliegende und in 4.3.1 beschriebene Messanordnung erlaubt darüber hinaus die Erfassung vertikaler Bewegungsanteile an jedem beliebigen Punkt der Aufbaumasse. Dazu müssen lediglich die Positionen (Längs- und Seitenrichtung) der Koppelpunkte vom Fahrzeugschwerpunkt bekannt sein. In (4-24) ist dazu die Berechnung der Vertikalanteile der Federwege an den Koppelstellen der Federbeine mit dem Aufbau dargestellt. Diese Informationen können beispielsweise bei der Schätzung der Bewegungsanteile der Aufbaumasse im Federbein nützlich sein. Zu den genannten Freiheitsgraden kommt in der Regel die Verspannung als zusätzlicher Freiheitsgrad der Vertikaldynamik hinzu¹¹.

$$\begin{bmatrix} z_{1R} \\ z_{2R} \\ z_{3R} \\ z_{4R} \\ z_{5R} \\ z_{6R} \\ z_{1L} \\ z_{2L} \\ z_{3L} \\ z_{4L} \\ z_{5L} \\ z_{6L} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & l_{1NP}^R & -l_{WP} \\ 1 & l_{2NP}^R & -l_{WP} \\ 1 & l_{3NP}^R & -l_{WP} \\ 1 & -l_{4NP}^R & -l_{WP} \\ 1 & -l_{5NP}^R & -l_{WP} \\ 1 & -l_{6NP}^R & -l_{WP} \\ 1 & l_{1NP}^L & l_{WP} \\ 1 & l_{2NP}^L & l_{WP} \\ 1 & l_{3NP}^L & l_{WP} \\ 1 & -l_{4NP}^L & l_{WP} \\ 1 & -l_{5NP}^L & l_{WP} \\ 1 & -l_{6NP}^L & l_{WP} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_{Hub} \\ \varphi_{Nick} \\ \varphi_{Wank} \end{bmatrix} \quad (4-25)$$

Die Aufteilung der Hub- und Wankanteile auf die maximal 12 Sollkräfte (vgl. Bild 4.24) gestaltet sich relativ einfach. Im Falle des Nickanteils ist die Verteilung auf die Aktorgruppen schwieriger, wegen der einerseits unterschiedlichen Abstände der jeweiligen Aktorgruppen bis zum Nick-Pol und andererseits wegen unterschiedlicher Gewichtung der einzelnen Aktorkräfte an der Bildung des resultierenden Nick-Moments.

¹¹ Beschreibt, wie stark die Karosserie über die Diagonalen verspannt ist. Aufgrund hoher Steifigkeit der gepanzerten Aufbaumasse, wird die Verspannung hier nicht betrachtet.

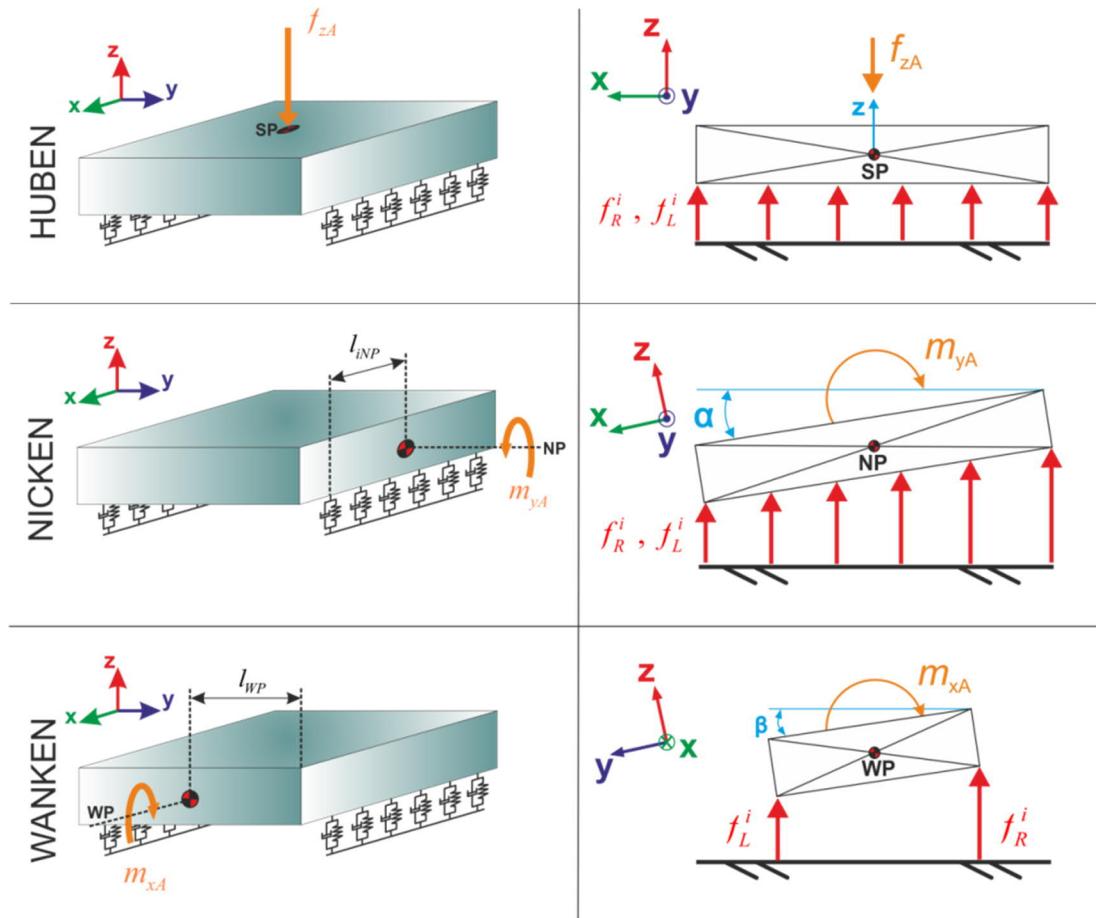


Bild 4.24: Zur Herleitung der Verkopplung

Zur gezielten Beeinflussung der Aufbaubewegungen rückt wieder das Ver- bzw. Entkopplungsprinzip [Strei96] in den Vordergrund. Zunächst werden die Stellkraft f_{zA} und die Stellmomente m_{yA}, m_{xA} auf maximal 12 Sollkräfte f_{iL}, f_{iR} auf (jeweils 6 links und 6 rechts) geteilt. Für ein komplett mit aktiven oder semi-aktiven Stellelementen ausgestattetes Fahrwerk ergeben sich somit folgende Beziehungen:

$$\begin{aligned} f_{zA} &= \sum_{i=1}^6 f_R^i + \sum_{i=1}^6 f_L^i \\ m_{yA} &= \sum_{i=1}^6 f_R^i \cdot l_{iNP}^R + \sum_{i=1}^6 f_L^i \cdot l_{iNP}^L \\ m_{xA} &= \left(\sum_{i=1}^6 f_R^i + \sum_{i=1}^6 f_L^i \right) \cdot l_{WP} \end{aligned} \quad (4-26)$$

Die Indizes „NP“ und „WP“ bezeichnen hierbei jeweils den Nick- und den Wankpol. Die Matrix in (4-26) koppelt die Kräfte und Momente f_{zA}, m_{yA}, m_{xA} aus den Reglern für die Hauptbewegungen zu den 12 lokalen Sollkräften.

$$\begin{bmatrix} f_{1R} \\ f_{2R} \\ f_{3R} \\ f_{4R} \\ f_{5R} \\ f_{6R} \\ f_{1L} \\ f_{2L} \\ f_{3L} \\ f_{4L} \\ f_{5L} \\ f_{6L} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{12} & \frac{1}{12 \cdot l_{1NP}^R} & -\frac{1}{12 \cdot l_{WP}} \\ \frac{1}{12} & \frac{1}{12 \cdot l_{2NP}^R} & -\frac{1}{12 \cdot l_{WP}} \\ \frac{1}{12} & \frac{1}{12 \cdot l_{3NP}^R} & -\frac{1}{12 \cdot l_{WP}} \\ \frac{1}{12} & -\frac{1}{12 \cdot l_{4NP}^R} & -\frac{1}{12 \cdot l_{WP}} \\ \frac{1}{12} & -\frac{1}{12 \cdot l_{5NP}^R} & -\frac{1}{12 \cdot l_{WP}} \\ \frac{1}{12} & -\frac{1}{12 \cdot l_{6NP}^R} & -\frac{1}{12 \cdot l_{WP}} \\ \frac{1}{12} & \frac{1}{12 \cdot l_{1NP}^L} & \frac{1}{12 \cdot l_{WP}} \\ \frac{1}{12} & \frac{1}{12 \cdot l_{2NP}^L} & \frac{1}{12 \cdot l_{WP}} \\ \frac{1}{12} & \frac{1}{12 \cdot l_{3NP}^L} & \frac{1}{12 \cdot l_{WP}} \\ \frac{1}{12} & -\frac{1}{12 \cdot l_{4NP}^L} & \frac{1}{12 \cdot l_{WP}} \\ \frac{1}{12} & -\frac{1}{12 \cdot l_{5NP}^L} & \frac{1}{12 \cdot l_{WP}} \\ \frac{1}{12} & -\frac{1}{12 \cdot l_{6NP}^L} & \frac{1}{12 \cdot l_{WP}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_{zA} \\ m_{yA} \\ m_{xA} \end{bmatrix} \quad (4-27)$$

Die Verteilung der modalen Kräfte und Momente f_{zA} , m_{yA} , m_{xA} auf die 12 Aktoren nach (4-26) erfolgt so, dass jeder Aktor den gleichen Anteil der modalen Kräfte bzw. Momente erhält. Die Längen l_{iNP}^k beschreiben hierbei die Abstände des jeweiligen Stellelements zum Nickpol. Damit ergibt sich folgender Ausdruck zum Bestimmen der jeweiligen vertikalen Komponenten der Aktorsollkräfte:

$$F_{soll}^{iZ} = \underbrace{K_{VHub} \frac{1}{12} \cdot f_{sky}}_{\text{Hubanteil}} + \underbrace{K_{VNick} \cdot \frac{1}{12} \cdot \frac{1}{l_{Dk}^i} \cdot \overbrace{d_{sky}^{nick} \cdot \dot{\phi}_{nick}}^{m_{sky}^{nick}} \cdot K_{Gew}^{iR/L}}_{\text{Nickanteil}} + \underbrace{K_{VWank} \cdot \frac{1}{12} \cdot \frac{1}{l_{WP}} \cdot \overbrace{d_{sky}^{wank} \cdot \dot{\phi}_{w\ell}}^{m_{sky}^{wank}}}_{\text{Wankanteil}} \quad (4-28)$$

Wegen der unterschiedlichen Beteiligung der einzelnen Aktoren an der Bildung des Nickmoments müssen an dieser Stelle Gewichtungsfaktoren K_{Gew}^i eingeführt werden, die für jeden Aktor separat bestimmt werden müssen (vgl. Tabelle 4.4).

Die Bestimmung einzelner Gewichtungsfaktoren K_{Gew}^i für den Nickanteil der jeweiligen Aktorsollkräfte erfolgte im Anschluss rechnergestützt. Die Tabelle 4.4 fasst diese Faktoren zusammen. Da die Krafteinleitungspunkte 3 und 4 sowohl rechts als auch links sehr

nah am Nick-Pol positioniert sind, können diese nicht signifikant an der Bildung des Nickmoments beteiligt werden. Die benötigte Energiemenge wäre enorm hoch, weshalb diese Krafteinleitungspunkte nur bei Hub- und Wankanteil berücksichtigt werden.

Tabelle 4.4: Gewichtungen einzelner Aktoren für Nickanteil der Regelung

Gewichtungsparameter											
K_{Gew}^{1L}	K_{Gew}^{2L}	K_{Gew}^{3L}	K_{Gew}^{4L}	K_{Gew}^{5L}	K_{Gew}^{6L}	K_{Gew}^{1R}	K_{Gew}^{2R}	K_{Gew}^{3R}	K_{Gew}^{4R}	K_{Gew}^{5R}	K_{Gew}^{6R}
1,56	3,45	0	0	2,17	1,3	1,5	3	0	0	2,33	1,36

Mit den Gewichtungsparametern können die Verstärkungsfaktoren für die Hub- Nick- und Wankbewegungen des Zielfahrzeugs bestimmt werden. Diese sind in Tabelle 4.5 zusammengefasst.

Tabelle 4.5: Verstärkungsfaktoren der Skyhook-Regelung

Regelparameter für	Bezeichnung	Wert
Huben	K_{VHub}	100 000
Nicken	K_{VNick}	276 000
Wanken	K_{VWank}	150 000

Als Resultat des Abschnitts 4.3 steht somit ein Konzept für die Regelung der Aufbaubewegungen eines aktiv/semiaktiv gefederten Kettenfahrzeugs zur Verfügung.

4.4 Ganzheitliche Komposition

Im Rahmen der *Ganzheitlichen Komposition* wird das Gesamtsystem um die detaillierten Aktormodelle ergänzt.

Die Simulation mit Aktormodellen durchläuft hierbei mehrere Phasen, die in der Darstellung in Bild 4.25 näher erläutert werden.

Im ersten Schritt werden idealisierte Aktormodelle verwendet, die weder kraft- noch bandbegrenzt sind. In dieser Phase wird festgestellt, ob das gewählte Konzept grundsätzlich funktionsfähig ist und das Potential für weitere Untersuchungen bietet.

Im zweiten Schritt werden sowohl das Leistungsvermögen als auch die Aktordynamik berücksichtigt. Als Referenz dienen hierbei realistische Parameter der verfügbaren Stellelemente. In dieser Phase wird ermittelt, ob durch Einsatz der Aktorik mit realistischen Parametern, ein im Sinne der Aufgabenstellung akzeptables Systemverhalten erzielen lässt.

Im letzten Schritt, der zur nächsten Prozessphase *Funktionsorientierte Koordination* gehört, werden die Aktormodelle um lokale Regelkreise erweitert. In jedem der beschriebenen Teilschritte werden Simulationen durchgeführt und ausgewertet.

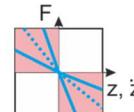
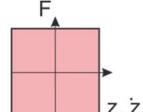
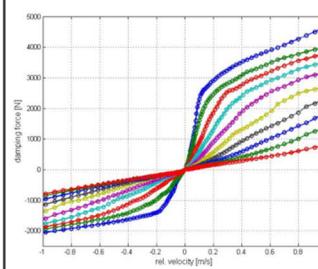
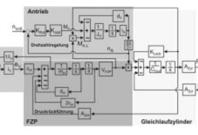
Ansatz	Zweck	semiaktiv	aktiv
idealisiert	Funktionsnachweis		
bandbegrenzt	Abschätzen von Leistungsbedarf und Performance		$\frac{K}{T^2 s^2 + 2Ds + 1}$
parametrisch	Modellbasierter Entwurf lokaler Regler für einzelne Aktoren und Aktorbaugruppen	 	

Bild 4.25: Aktormodelle im Entwurfsprozess

Im Rahmen des vorliegenden Abschnitts werden Gesamtsystemmodelle mit idealen und bandbegrenzten Aktormodellen ausgewertet. Im Hinblick auf die Aufgabenstellung gilt es im Rahmen der *Ganzheitlichen Komposition* eine optimale Fahrwerkkonfiguration zu ermitteln

4.4.1 Simulation und Auswertung der Ergebnisse

Ausgehend von der Darstellung in Bild 3.1 wurden neben den konventionellen, vollaktiven und voll-semiaktiven Varianten weitere 8 Kombivarianten untersucht:

1. Die erste Variante sieht an den Laufrollen 1 und 2 rein semiaktive Komponenten vor. Die Laufrollen 3 und 4 werden mit konventionellen Dämpfern ausgestattet und die aktiven Elemente werden an den Rollen 5 und 6 platziert.
2. Die zweite Variante sieht an der 1 und der 6 Laufrollen aktive Elemente vor. Die am meisten beanspruchten Laufrollen 2 und 5 werden mit semiaktiven Elementen ausgestattet und die Rollen 3 und 4 werden konventionell gedämpft.
3. Variante 3 besitzt an der ersten Laufrolle ein passives Dämpferbein. Damit sollte untersucht werden, ob die am meisten beanspruchte Laufrolle 2 durch den Einsatz einer einfachen und kostengünstigen Maßnahme bedeutend entlastet werden kann. Aus dem gleichen Grund wurde die Rolle 3 mit passivem Element und

die Rolle 4 mit aktivem Stellelement ausgestattet. Dieser kann nicht bedeutend an der Kompensation der Nickbewegung beteiligt werden. Bei der Hubbewegung könnte er in der Paarung mit einem passiven Element leistungseffizienter eingesetzt werden.

4. Variante 4 besitzt rein semiaktive Steller an den Rollen 1 und 6. Die Rollen 2 und 5 werden rein aktiv ausgestattet und die Rollen 3 und 4 werden konventionell gedämpft.
5. Variante 5 sieht aktive Elemente an den Rollen 1 und 2 vor. Die hinteren Rollen 5 und 6 werden rein semiaktiv ausgestattet. Die mittleren Rollen werden mit passiven Elementen bestückt. Diese Variante stellt das Gegenstück zu der Variante 1 und sollte die Annahmen zu der Konfigurationsauswahl bestätigen.
6. Die Variante 6 ist hinsichtlich der Funktionalität die effektivste unter den Kombivarianten. Gleichzeitig ist sie auch die kostenintensivste, da alle Rollen mit regelbaren Stellelementen ausgestattet werden.
7. Mit Variante 7 wird eine kostengünstigere Konfiguration mit ähnlicher Funktionalität, wie bei der Variante 6 untersucht.

Variante 8 sollte ähnliche Funktionalität, wie die Variante 1 besitzen bei gleichzeitig geringeren Kosten und weniger Montageaufwand, da weniger Elemente im Fahrwerk verbaut werden.

In diesem Abschnitt wird aus Gründen der Übersichtlichkeit neben den Referenzvarianten nur eine der untersuchten Kombivarianten vorgestellt. Es wird die Variante behandelt, welche die besten Ergebnisse zunächst nur hinsichtlich der Aufbaudynamik gezeigt hat. Eine abschließende Bewertung der Varianten untereinander hinsichtlich der restlichen Gewichtungsparameter erfolgt in Abschnitt 4.4.5 im Rahmen einer Nutzwertanalyse.

4.4.2 Funktionalität

Unter Funktionalität der jeweiligen Variante wird in dieser Arbeit der Einfluss auf das Aufbauverhalten durch das jeweilige System verstanden. Darunter fallen die Aufbaubeschleunigungen und Aufbaubewegungen in den Moden Huben, Nicken und Wanken. Ausgewertet und verglichen werden die Fahrten über zuvor definierte Strecken – Schweizerbahn, Sinusbahn und Hindernisbahn. Bei stochastischen Fahrbahnanregungen, wie auf der Schweizerbahn, werden die Effektivwerte der Aufbaubeschleunigungen und -bewegungen ausgewertet. Bei harmonischen Anregungen, wie auf der Sinusbahn, werden die absoluten Werte ausgewertet. Gleches gilt für die Fahrten über die Hindernisbahn. Auf der Hindernisbahn wird zusätzlich die Einschwingdauer des Fahrzeugaufbaus als Bewertungsmaß herangezogen. Wie aus der Darstellung in Bild 4.26 ersichtlich, verfügt das vollaktiv ausgestattete System über die höchste Performance in Bezug auf humanrelevante Schwingungen. In allen drei Moden ist eine signifikante Reduktion der Beschleunigungswerte im Vergleich zum konventionellen Fahrzeug erzielbar.

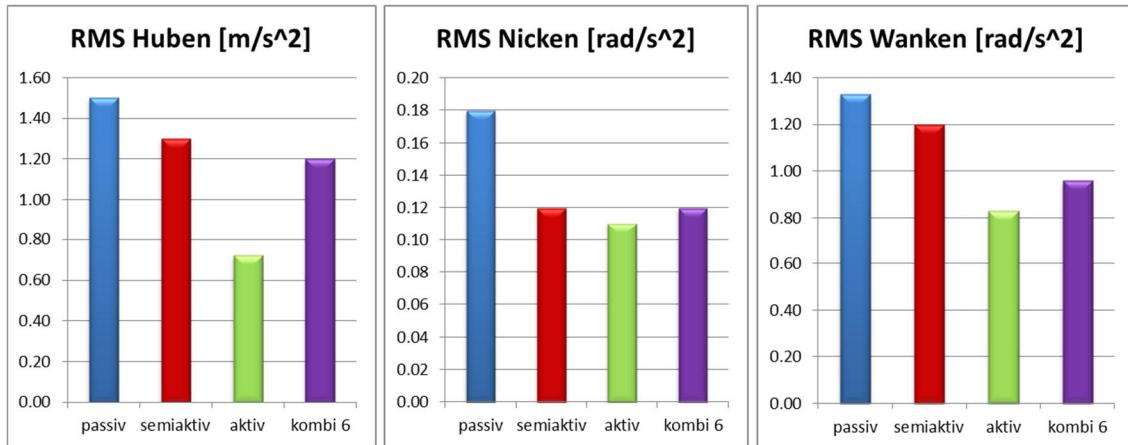


Bild 4.26: Vergleich der Aufbaubeschleunigungen bei 10 km/h auf der Schweizer Bahn

Auch bei den Aufbaubewegungen sind die Tendenzen ähnlich, wie bei den Aufbaubeschleunigungen. Das größte Potential wird mit der vollaktiven Variante erreicht. Die für Kettenfahrzeuge besonders kritische Nickbewegung kann dabei um ca. 40% reduziert werden.

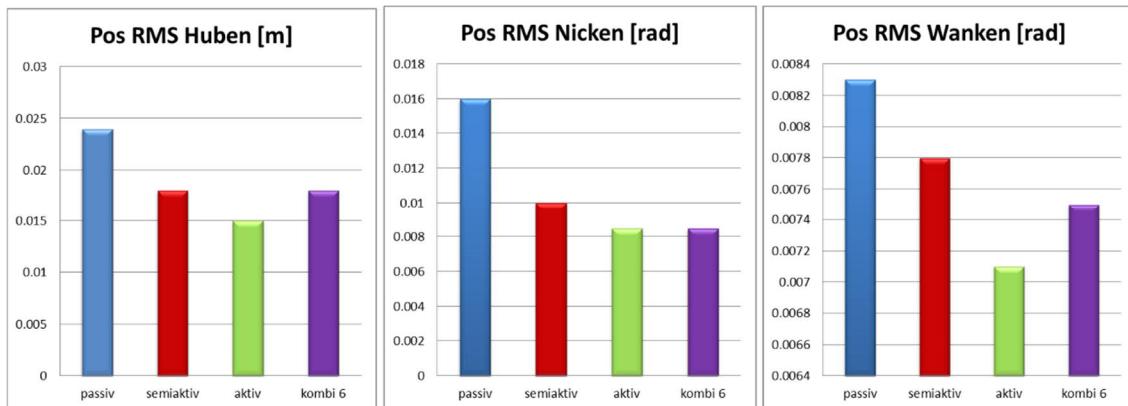


Bild 4.27: Vergleich der Aufbaupositionen bei 10 km/h auf der Schweizer Bahn

Die Simulationsfahrten über die Schweizerbahn repräsentieren Fahrten über ein leichtes bis mittelschweres Gelände mit Fahrbahnanregungen höherer Frequenz und werden deshalb als Referenz für die Bewertung der humanrelevanten Schwingungsbelastung im hochfrequenten Bereich herangezogen. Die Fahrten über Sinusbahn-Strecken repräsentieren hingegen ein schweres Gelände mit Fahrbahnanregungen geringerer Frequenz. An diesen Strecken werden die Grenzen der humanrelevanten Schwingungen im niederfrequenten Bereich ermittelt. In der Darstellung in Bild 4.28 sind die Effektivwerte der Aufbaubeschleunigungen in den drei Aufbaumoden abgebildet. Das vollaktiv ausgestattete Fahrzeug erreicht erwartungsgemäß die niedrigsten Werte.

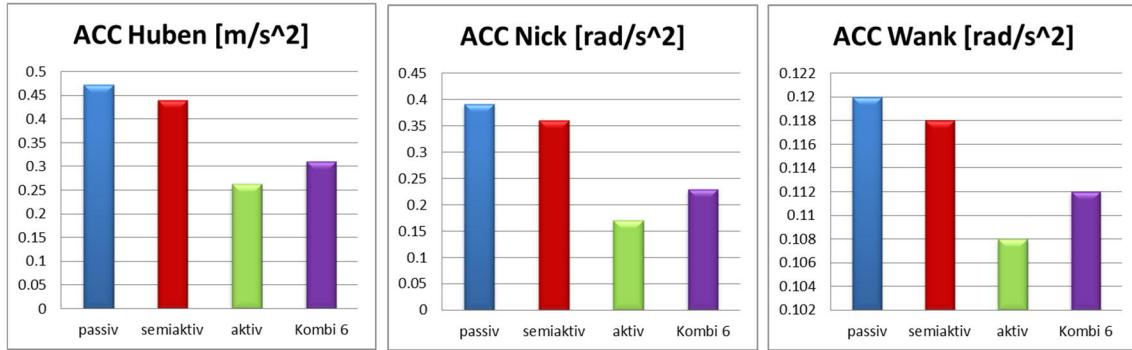


Bild 4.28: Vergleich der Aufbaubeschleunigungen bei 10 km/h auf der Sinusbahn

Die Aufbaubewegungen und ganz besonders die Nickbewegung auf niederfrequenten Teststrecken sind maßgebend für die Güte der Geschützstabilisierung der mittelschweren und schweren gepanzerten Kettenfahrzeuge. In Bild 4.29 ist zu erkennen, dass auch hier die vollaktive Variante über das höchste Potential verfügt, dicht gefolgt von der Kombivariante.

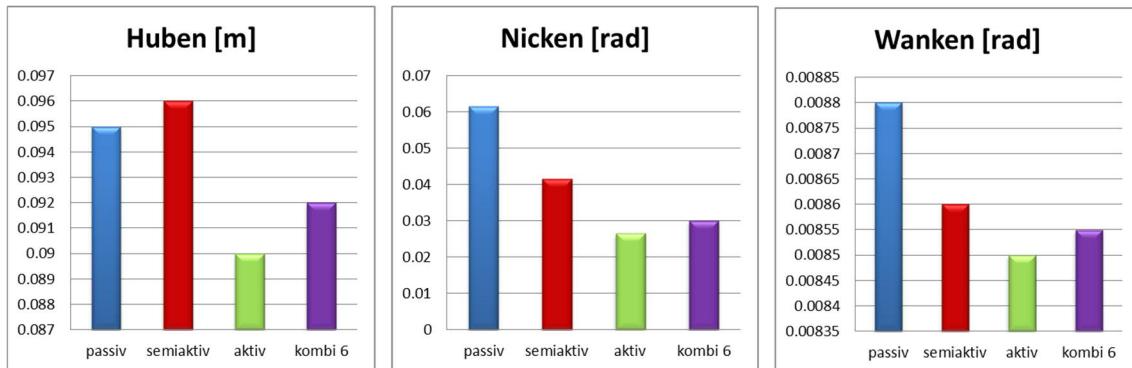


Bild 4.29: Vergleich der Aufbaupositionen bei 10 km/h auf der Sinusbahn

Auch bei Überfahrten mit höherer Geschwindigkeit über die Sinusbahn-Strecke ist diese Tendenz zu beobachten (vgl. Bild 4.30 und Bild 4.31).

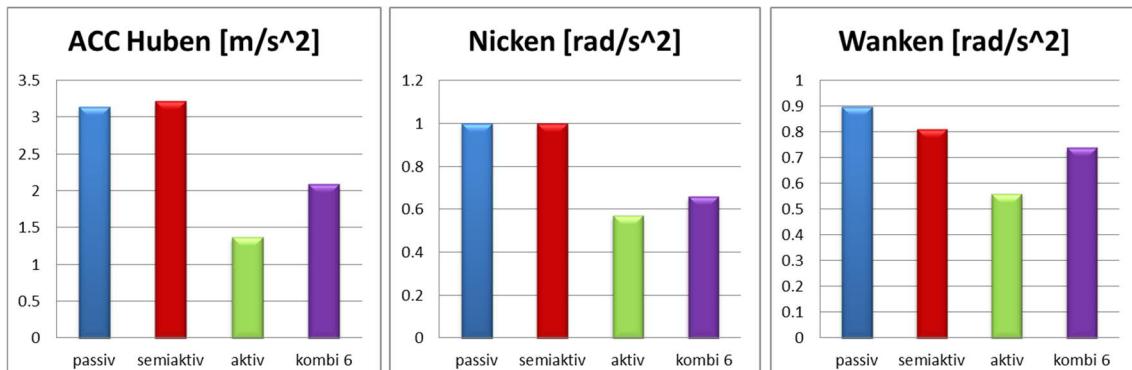


Bild 4.30: Vergleich der Aufbaubeschleunigungen bei 30 km/h auf der Sinusbahn

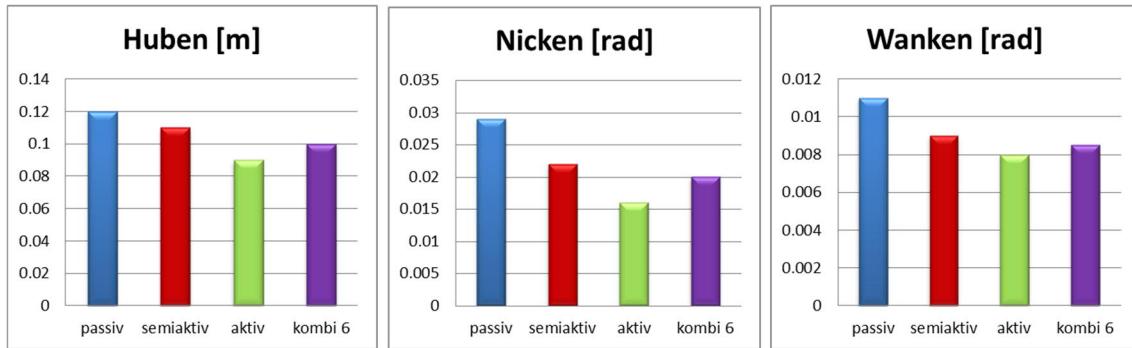


Bild 4.31: Vergleich der Aufbaupositionen bei 30 km/h auf der Hindernisbahn

Die Fahrten über die Hindernisstrecken repräsentieren die extremsten Belastungen für das Fahrwerk. In der Regel treten vergleichbare Belastungen sehr selten im realen Einsatz auf der Straße oder im Gelände auf. Dennoch sind sie ein wichtiges Bewertungsmaßstab für die Leistungsfähigkeit der Fahrwerkelemente eines Kettenlaufwerks. Die absoluten Werte der Aufbau-Beschleunigungsamplituden sind in der Darstellung in Bild 4.32 einander gegenübergestellt.

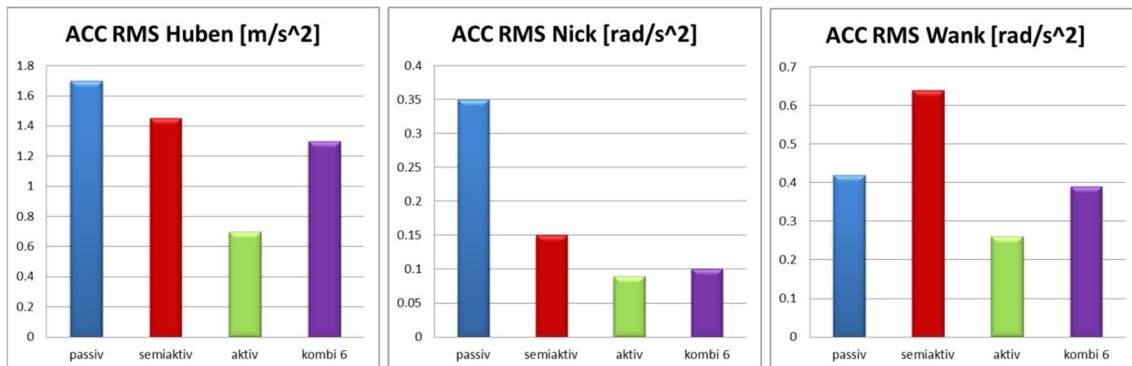


Bild 4.32: Vergleich der Aufbaubeschleunigungen bei 10 km/h auf der Hindernisbahn

In Bezug auf die Aufbaudynamik ist neben den absoluten Werten (vgl. Bild 4.33) auch die Aufbau-Einschwingdauer nach einer Hindernisüberfahrt von besonderem Interesse.

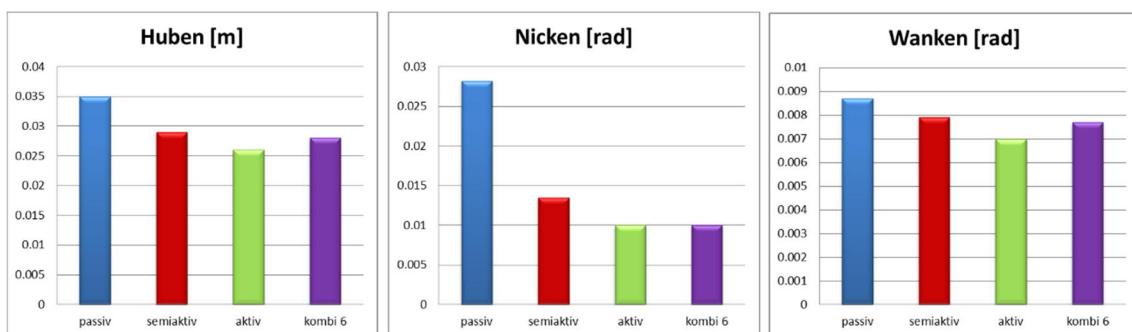


Bild 4.33: Vergleich der Aufbaupositionen bei 10 km/h auf der Hindernisbahn

Im Rahmen der Auswertung wurden alle Fahrten über die unterschiedlichen Strecken auch mit mehreren Fahrzeuggeschwindigkeiten simuliert. Erwartungsgemäß waren die in

diesem Abschnitt vorgestellten Tendenzen auch bei höheren Geschwindigkeiten zu beobachten.

4.4.3 Leistungsbedarf

Der Leistungsbedarf stellt eines der wichtigsten Kriterien der Systembewertung dar, da er die prinzipielle Machbarkeit des Systems direkt beeinflusst. Damit die Leistungen unterschiedlicher Systeme verglichen werden können muss zunächst nach Leistungsart differenziert werden. Konventionelle und semi-aktive Dämpferelemente führen keine mechanische Leistung dem System zu, denn sie arbeiten rein dissipativ.

Anders bei aktiven Stellelementen, die in allen 4 Quadranten arbeiten. Höchste mechanische Momentanleistung, ob dissipativ oder nicht-dissipativ lässt sich aus dem Produkt der Federbeinkraft und der Federbein-Relativgeschwindigkeit ermitteln. Die aus der Simulation ermittelten Spitzenwerte der Federbeinkräfte bei einer Schweizerbahn-Überfahrt sind betragsmäßig in Bild 4.34 einander gegenübergestellt.

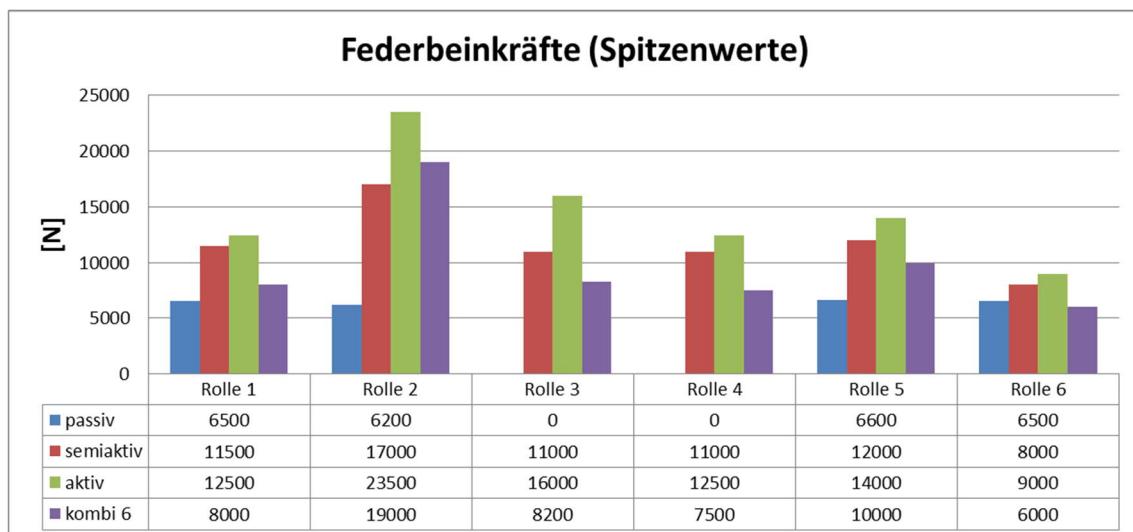


Bild 4.34: Spitzenwerte der Federbeinkräfte bei 30 km/h auf der Schweizer Bahn

Für die Abschätzung des tatsächlichen Leistungsbedarfs für das jeweilige System sind die nichtdissipativen Anteile von Interesse (Bild 4.35 links), da sie für die Aktordimensionierung von insbesondere aktiven Stellern ausschlaggebend sind.

Obwohl die Gesamtleistung zunächst als höher relevanter Parameter erscheint dient eine radweise Betrachtung der Momentanleistungen der Beurteilung von Realisierbarkeit der Lösung. Aus der Darstellung ist ersichtlich, dass die Spitzenwerte der Momentanleistung zwar überdurchschnittlich hoch sein können, unrealistisch sind sie aber nicht.

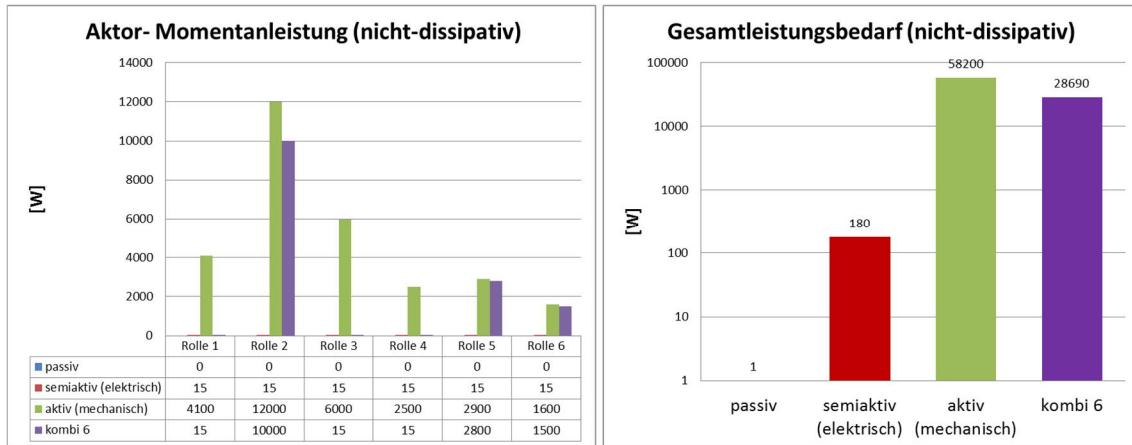


Bild 4.35: Vergleich der Leistungsbilanzen bei 30 km/h auf der Schweizer Bahn

In der Darstellung in Bild 4.35 rechts, ist exemplarisch auch der nicht-dissipative Gesamtleistungsbedarf (über alle Rollen summiert) einzelner Systeme einander gegenübergestellt. Erwartungsgemäß benötigt das vollaktive System ein Maximum an Energie, um die angestrebte Performance zu erreichen. Bei dem vollsemi-aktiven System ist die Angabe des nicht-dissipativen Leistungsanteils auf die tatsächlich benötigte elektrische Leistung für die Ansteuerung der Magnetventile beschränkt. Die Ermittlung der tatsächlich benötigten elektrischen Leistung für die aktiven Stellelemente ist aktorspezifisch und damit Bestandteil der Aktordimensionierung in Abschnitt 5 – *Funktionsorientierte Koordination*.

Der Vergleich der Leistungen in Bild 4.35 ist repräsentativ auch für die restlichen simulierten Fahrmanöver und Fahrgeschwindigkeiten. Bei extremen Manövern, wie die Hindernisbahn, können dabei die Momentanleistung ein Vielfaches der Leistungen aus der Schweizerbahn betragen und damit kaum erfüllbare Anforderungen an die aktiven Fahrwerkelemente stellen. Dieser Umstand muss bei der konstruktiven Ausarbeitung des jeweiligen Systems unbedingt berücksichtigt werden, damit durch entsprechende Schutzmechanismen der Zerstörung des Aktors vorgebeugt werden kann.

4.4.4 Wärmeeintrag

Ein weiteres wichtiges Bewertungsmaß der einzelnen Fahrwerksysteme ist der Wärmeeintrag infolge dauerhafter fahrbahnseitiger Anregungen. Die Ermittlung der Wärmeleitung, die infolge von Relativbewegung der einzelnen Fahrwerkelemente in Form von Wärme abgegeben wird, kann durch das Produkt der Federbeinkräfte und der Relativgeschwindigkeit einzelner Federbeine angegeben werden. An der Wärmeentwicklung sind dabei die Relativbewegungen in allen 4 Quadranten beteiligt.

Nachfolgend werden die aus der Simulation gewonnenen Analyseergebnisse von passiv, vollaktiv, vollsemiaktiv und einer der untersuchten aktiv/semiaktiven Varianten bei einer Schweizerbahn-Überfahrt mit 10 km/h vorgestellt. Aus Bild 4.36 ist ersichtlich, dass ein vollaktiv ausgestattetes Fahrwerk die größten Vorteile bezüglich Wärmeentwicklung

liefert. Das voll-semiaktive Fahrwerk ist zum Teil ungünstiger, als die konventionelle Variante, bedingt durch die im Einzelfall deutlich höheren Dämpfkräfte.

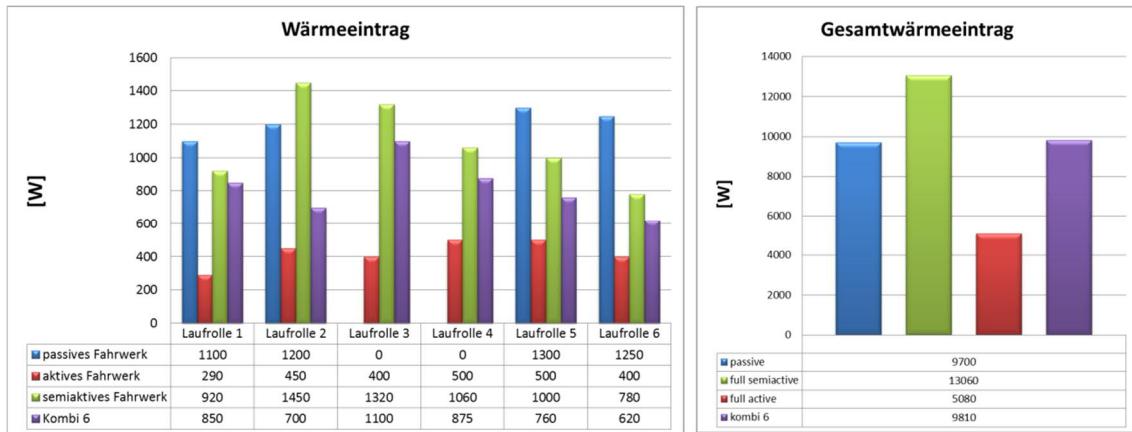


Bild 4.36: Vergleich der Wärmeerträge bei ausgewählten Fahrwerken

Die kombinierte Fahrwerkvariante liefert einen guten Kompromiss mit bis zu 50% Wärmeertragsreduktion im Einzelfall. In der Gesamtbilanz liegt die kombinierte Lösung zwar mit der konventionellen Variante in etwa gleichauf, dies ist aber durch zwei zusätzliche Stellelemente an den Laufrollen 3 und 4 zu erklären, die der konventionellen Variante fehlen. Deutlich wird das durch die Darstellung, als Trendliniendiagramm in Bild 4.37

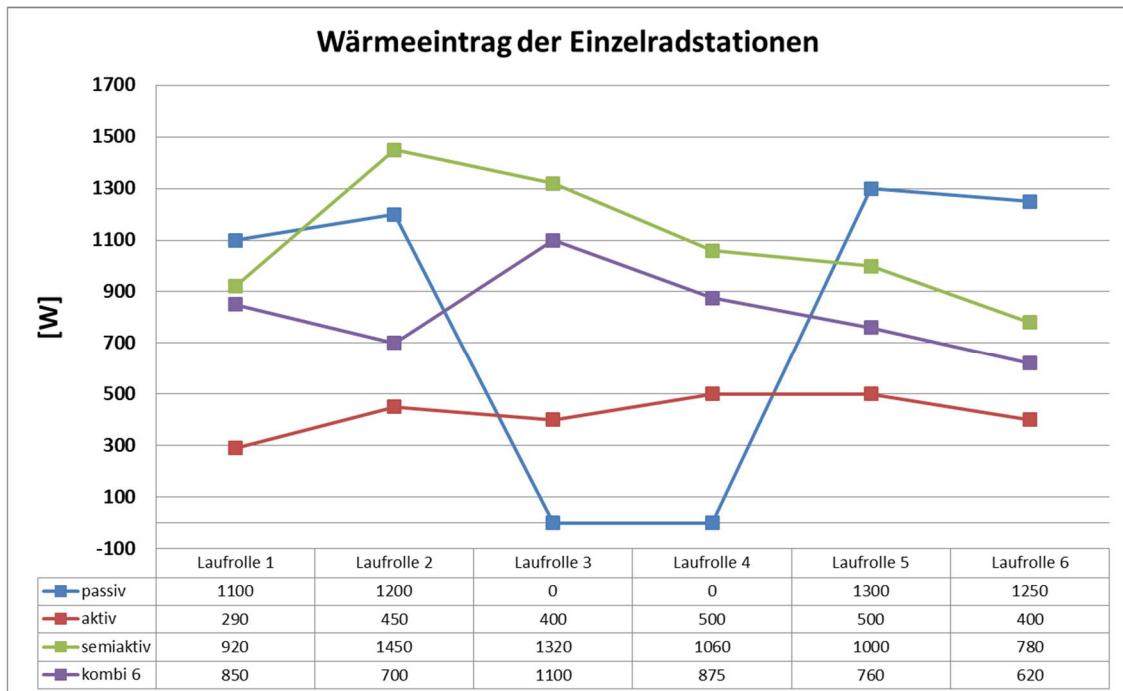


Bild 4.37: Vergleich der Wärmeentwicklungen als Trendliniendiagramm

Die Temperaturen von Öl und Gehäuse der einzelnen hydraulischen Stellelemente lassen sich ebenfalls nach dem in 3.3.3 beschriebenen Modell ermitteln. In Bild 4.38 sind

exemplarisch die Gehäuse-Oberflächentemperaturen nach Überfahrt der Schweizer-Bahn Strecke mit 30 km/h dargestellt.

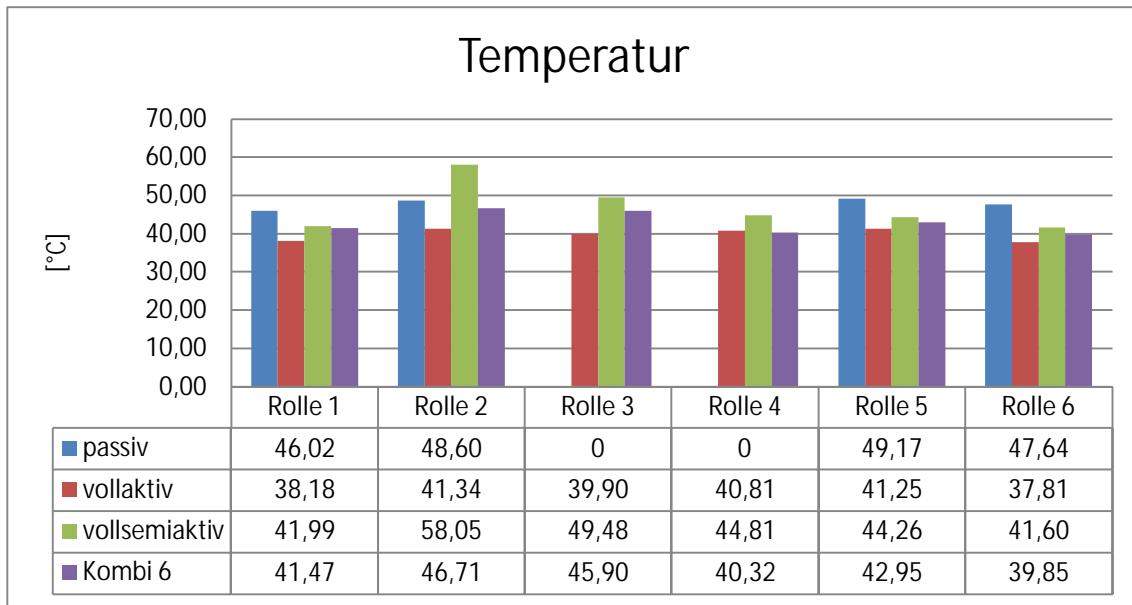


Bild 4.38: Temperaturen nach 1000 Meter Schweizerbahn mit 30 km/h

Für die Abschätzung der Tendenzen ist die Darstellung der eigentlichen, in die Wärme umgesetzten Verlustleistungen aber ausschlaggebend und in der vorgestellten Untersuchungsphase ausreichend. Anhand dieser Abschätzung können Aussagen über Möglichkeiten zur Reduktion der Wärmeentwicklung an den Fahrwerkelementen getroffen werden. Demnach ist eine der Maßnahmen zur Reduzierung des Wärmeeintrags die Wahl einer für die Wärmeentwicklung günstigen Fahrwerkkonfiguration. Darüber hinaus wird die Wärmeentwicklung sehr stark von den Dimensionen der Dämpferelemente (und der damit verbundenen Konvektionsfläche), sowie von dem Gehäusematerial dieser Elemente beeinflusst. Dieser Umstand wird aus folgender Beziehung sichtbar:

$$T_{End} = \frac{P_{heat}}{c_m \cdot m} + T_{Umg} \quad (4-29)$$

Hieraus lassen sich folgende Maßnahmen zur zusätzlichen Minimierung des Wärmeeintrags ableiten:

- Eine Erhöhung von Wärmekapazität des Bauteils durch den Einsatz eines alternativen Gehäusematerials mit einer höheren spezifischen Wärmekapazität
- Die Vergrößerung der Konvektionsfläche durch ein größeres Gehäuse
- Eine Hydraulikflüssigkeit mit einer höheren Wärmekapazität trägt dazu bei, den Wärmeeintrag zu minimieren

Ob einzeln oder zusammen würden diese Maßnahmen, die Temperatur deutlich langsamer ansteigen lassen und somit die Wärmeentwicklung reduzieren. Die Relevanz der

Maßnahmen sollte mit Berücksichtigung der sich ändernden Parameter, wie Bauteilmasse, Bauteilgröße und auch Kosten geprüft werden.

4.4.5 Nutzwertanalyse

Aus den untersuchten Varianten der Fahrwerkkonfigurationen muss eine herausgesucht werden, die den höchsten Nutzen im Sinne der Aufgabenstellung mit sich bringt. Den größten Gewinn an Funktionalität bringt ein vollaktiv ausgestattetes Fahrwerk mit sich. Dies ist aber nicht das einzige, zu berücksichtigende Kriterium. Laut Aufgabenstellung waren neben der Funktionalität auch der Leistungsbedarf und der Wärmeeintrag als wichtigste Kriterien genannt worden. Die Beurteilung der einzelnen Varianten erfolgt mit Hilfe einer Nutzwertanalyse, für die folgende Bewertungskriterien ausgewählt wurden:

- Funktionalität
- Kosten
- Leistungsbedarf
- Wärmeeintrag
- Wartungsaufwand
- Montageaufwand

Die einzelnen Kriterien werden nach Ihrer Wichtigkeit aus der Sicht der Aufgabenstellung in der Tabelle 4.6 gewichtet.

Tabelle 4.6: Bestimmung der Gewichtungsfaktoren der Bewertungskriterien

wichtiger als	Leistungsbedarf	Wärmeeintrag	Funktionalität	Kosten	Wartungsaufwand	Montageaufwand	Summe	Prozentsatz
Leistungsbedarf	0	1	1	1,5	1,5	1,5	6,5	21,67%
Wärmeeintrag	1	0	1,5	1,5	1,5	2	7,5	25,00%
Funktionalität	1	0,5	0	1	1	2	5,5	18,33%
Kosten	0,5	0,5	1	0	1,5	1,5	5	16,67%
Wartungsaufwand	0,5	0,5	1	0,5	0	1,5	4	13,33%
Montageaufwand	0,5	0	0	0,5	0,5	0	1,5	5,00%
0=unwichtig; 0,5=unwichtiger; 1=gleich wichtig; 1,5=wichtiger; 2=viel wichtiger							30	100%

Demnach haben Wärmeeintrag und der Leistungsbedarf den größten Einfluss auf die Auswahl der geeigneten Fahrwerkkonfiguration. Die gewichteten Bewertungskriterien und die untersuchten Fahrwerkvarianten werden in der Variantenbewertung ausgewertet. Diese ist in Tabelle 4.7 zusammengefasst.

Tabelle 4.7: Variantenbewertung

Jede Variante wird hinsichtlich eines einzelnen Bewertungskriteriums mit einem Zielerfüllungsfaktor auf einer Skala von 1 bis 10 bewertet. Dabei steht die 10 für den höchsten Grad der Zielerfüllung von allen untersuchten Varianten und die 1 entsprechend für den niedrigsten. Der Anteil eines jeden Bewertungsfaktors an der Gesamtwertung wird aus dem Produkt des Zielerfüllungsfaktors mit der Gewichtung des Kriteriums gebildet. In der Summe ergibt sich ein Zahlenwert, der den Gesamtwert der Variante im Sinne der Aufgabenstellung quantitativ erfasst.

Die Zielerfüllungsfaktoren für die Kriterien Kosten, Wartungs- und Montageaufwand basieren auf einer subjektiven und erfahrungsisierten Bewertung der einzelnen Varianten. Die Zielerfüllung der Kriterien Leistungsbedarf, Wärmeeintrag und Funktionalität erfolgte objektiv anhand der Analysedaten aus der Simulation der einzelnen Varianten.

Laut Tabelle 4.7 erhalten die Varianten 4, 6 und 8 die höchsten Bewertungen. Diese werden zwecks einer besseren Übersicht zusammen mit der vollaktiven und der vollsemiaktiven Varianten in einem Netzplan-Diagramm dargestellt (vgl. Bild 4.39). Für die favorisierte Kombination 4 werden in den nachfolgenden Abschnitten die Sensoren und Sensorarchitektur bestimmt.

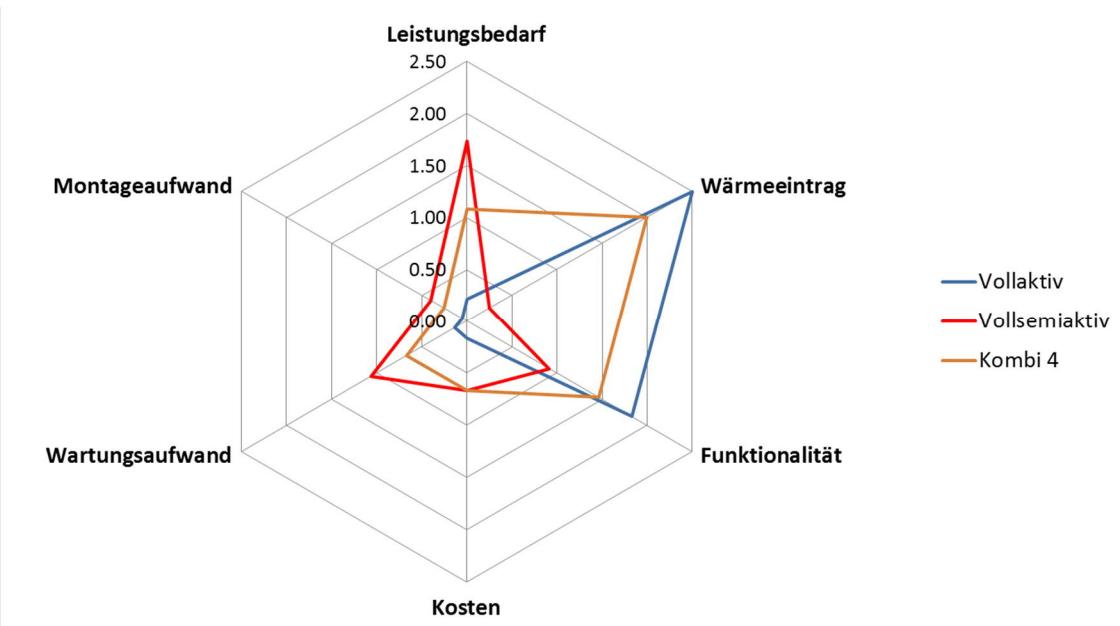


Bild 4.39: Darstellung ausgewählter Varianten als Radar-Diagramm

Ferner müssen die aktiven Stellelemente, ausgewählt, dimensioniert und damit den Leistungsanforderungen angepasst werden.

5 Funktionsorientierte Koordination

Der vorliegende Abschnitt befasst sich mit der *Auswahl von Aktorik, Sensorik und Hardware*. Nach Möglichkeit werden bei der Auswahl Serienkomponenten aus dem Automobilbereich favorisiert. Im Rahmen des Teilabschnitts *Konkretisierung* werden diese Elemente detailliert modelliert und den ermittelten Anforderungen entsprechend dimensioniert. Anschließend erfolgt der Entwurf der lokalen Regelkreise und modellbasierte *Abstimmung* im Gesamtmodell des favorisierten Fahrwerksystems. Die Funktionsorientierte Koordination markiert den Beginn fachdisziplinspezifischer Ausarbeitung aus dem V-Modell. Während die eigentliche Ausarbeitung parallel in den Fachdisziplinen erfolgt, überwacht die Koordination, dass die Gesamtfunktionalität gewährleistet wird.

5.1 Dämpfer

Bei der Auswahl der CDC-Dämpfer wurden die Seriendämpfer aus dem LKW-Programm der Fa. Sachs gewählt. Ausgehend von erforderlichen Sollkräften für semiaktive Stellelemente, die aus den Simulationen auf verschiedenen Teststrecken ermittelt wurden, sind die Dämpfer ausreichend dimensioniert. Das entsprechende Kennfeld der ausgewählten semi-aktiven Steller ist der Darstellung in Bild 5.1 zu entnehmen.

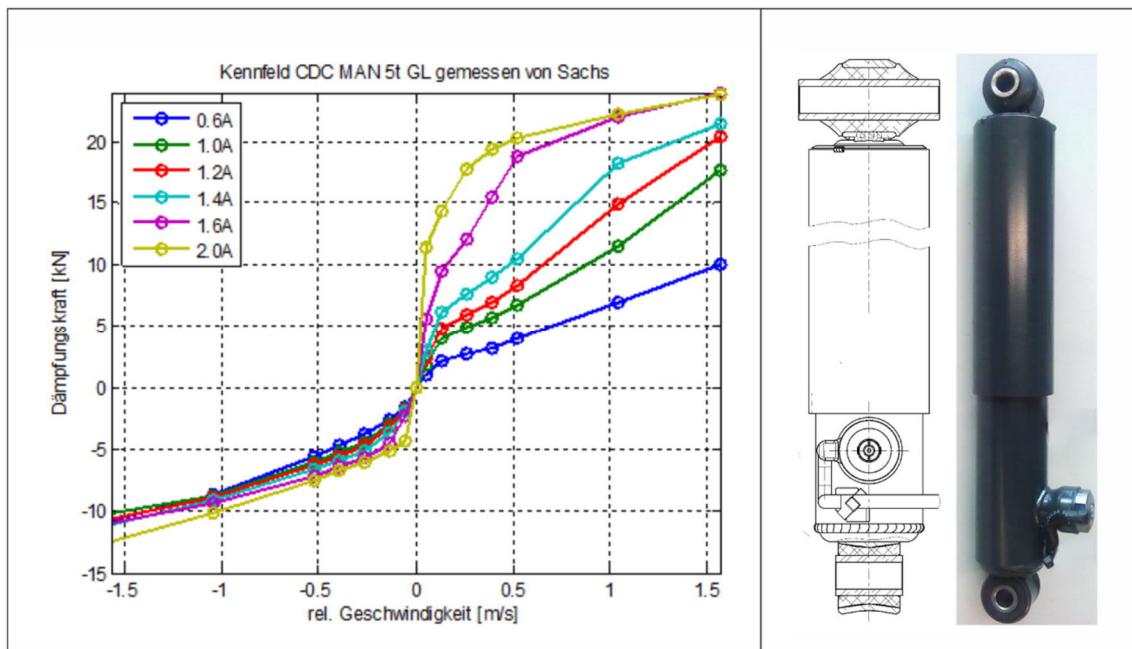


Bild 5.1: CDC-Dämpfer der Fa. ZF-Sachs

Aus mechatronischer Sicht ist neben der Dämpfungscharakteristik die Dynamik, mit der sich die Dämpfungscharakteristik bzw. die Dämpferkraft im CDC-Dämpfer ändert, von besonderer Bedeutung. Daher stehen bei der Modellierung sowohl das statische und als auch das dynamische Übertragungsverhalten des Dämpfers vom Stromeingang zur Dämpferkraft als Ausgang im Vordergrund. Das statische bzw. quasistationäre Verhalten

des in diesem Projekt eingesetzten CDC-Dämpfers wird mittels eines Kennfelds gemäß Bild 5.1 definiert.

Die Kennlinien mit dem maximalen und dem minimalen Stromwert spannen den Wirkungsbereich des Dämpfers auf. Innerhalb dieser Grenzen kann die Dämpfungskraft in Abhängigkeit von dem Spulenstrom und der Dämpfergeschwindigkeit beliebige Werte annehmen.

Einen vereinfachten nichtlinearen Modellierungsansatz, der auf Messungen am realen CDC-Dämpfer basiert, zeigt Bild 5.2. Das quasistatische Übertragungsverhalten wird hier mit Hilfe des gemessenen Kennlinienfeldes, wie es in Bild 5.1 dargestellt ist, abgebildet. Das gesamte dynamische Übertragungsverhalten mit der Dynamik des Stromregelkreises und der hydromechanischen Teilsysteme wird hier annähernd in einem Verzögerungsglied 2. Ordnung zusammengefasst. Die zugehörigen dynamischen Parameter können dabei mit einem geringen Aufwand aus Messungen gewonnen werden. Eine Besonderheit der CDC-Dämpfer sind dabei die nicht zu vernachlässigenden Unterschiede im Übertragungsverhalten zwischen den Verstellrichtungen „weich → hart“ und „hart → weich“. Dieser Effekt wird im Modell mit Hilfe einer Logik, die zwischen zwei unterschiedlichen Übertragungspfaden entscheidet, berücksichtigt. Das Entscheidungskriterium ist dabei die zeitliche Ableitung des vorgegebenen Sollstroms. Eine positive Ableitung (stufenlos steigender Strom) ist gleichbedeutend mit einer stufenlosen Verhärtung des Dämpfers. Ist diese negativ (fallender Strom), wird der Dämpfer stufenlos weicher.

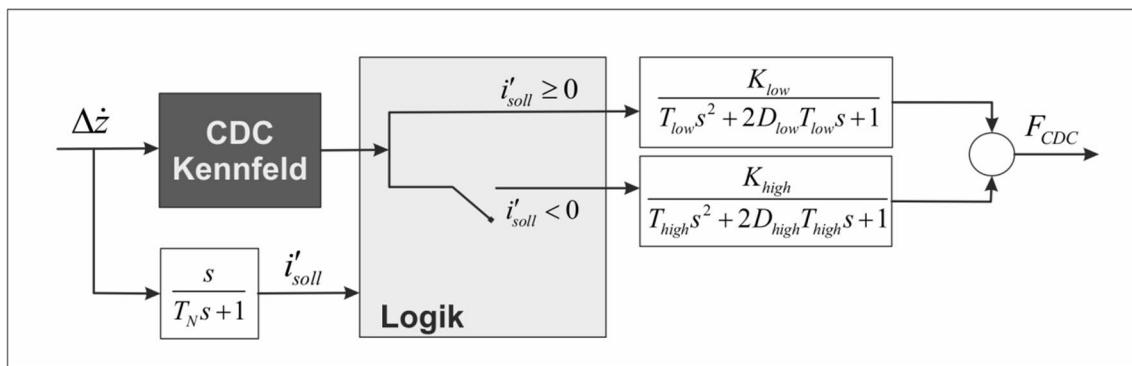


Bild 5.2: Vereinfachter Modellierungsansatz eines CDC-Dämpfers

Das dynamische Übertragungsverhalten wird von dem Zusammenspiel unterschiedlicher Teilsysteme des Dämpfers bestimmt. Darin enthalten sind hydraulische, mechanische, elektrische und informationstechnische Teilsysteme, die unterschiedlich miteinander gekoppelt sind. Das Bild 5.3 gibt eine Übersicht der wichtigsten Systemelemente. Dazu gehört in erster Linie die Leistungselektronik mit integrierter Stromregelung für einen definierten Strom im elektrischen Teilsystem des Verstellventils. Der Spulenstrom bewirkt eine Änderung des Drosselwiderstandes im Bypass des Dämpfers mit einer durch das mechanische Teilsystem bestimmten Dynamik. Im Drei-Kammer-System des Dämpfers wird das Übertragungsverhalten zusätzlich durch die hydraulischen Kapazitäten,

Induktivitäten und Widerstände sowie die Mechanik der Boden- und Kolbenventile beeinflusst.

Gemäß der gewählten Fahrwerkkonfiguration besteht das untergeordnete CDC-System aus vier CDC-Dämpfern deren Dämpfungscharakteristiken sich flexibel anpassen lassen. Anhand der Bild 5.3 kann ein einzelnes geregeltes CDC-System näher betrachtet werden. Das inverse Kennlinienfeld wird aus den gemessenen Dämpfungskennlinien abgeleitet und bietet die Möglichkeit einer Kraftschnittstelle F_{soll} zu der übergeordneten Regelung. Aus der Sollkraft F_{soll} und der Information über die aktuelle Relativgeschwindigkeit $\Delta\dot{z}$ im Dämpfer lässt sich im inversen Kennlinienfeld der zugehörige Spulenstrom i_{soll} berechnen, und so die von der Regelung geforderte Kraft im Dämpfer einstellen.

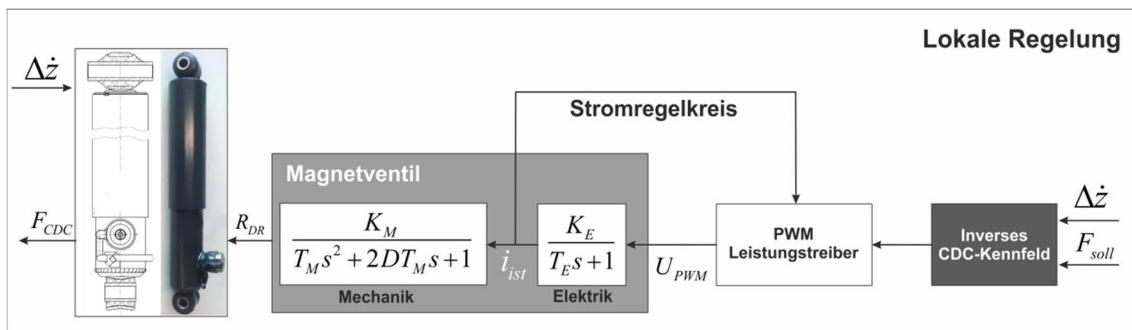


Bild 5.3: Lokale Aktorregelung CDC-Dämpfer

Die Stromregelung erfolgt in der Leistungselektronik. Die Bandbreiten der Stromregelung liegen mit ca. 500 Hz weit oberhalb der Dynamik des Kraftaufbaus im Dämpfer. Damit wird das Leistungsspektrum des Dämpfers weitgehend ausgeschöpft.

5.2 Stellzylinder

Aus der Anforderung, dass das mechatronische Fahrzeugfederungssystem an Stelle der konventionellen Dämpfer in das bestehende Kettenlaufwerk integriert werden muss, ergeben sich diverse konstruktive Randbedingungen. Im Wesentlichen werden dadurch der maximal mögliche Bauraum und die Anschlussmaße für den HP-Gleichlaufzylinder vorgegeben, so dass an dieser Stelle eine Dimensionierung des Stellzylinders notwendig ist. In Bild 5.4 ist der Aufbau eines HP-Gleichlaufzylinders dargestellt. Dieser besteht aus einem Zylinderrohr, einem äußeren Kolben mit einer äußeren Kolbenstange und einem inneren Kolben. Die drei hydraulischen Kammern sind ineinander verschachtelt (vgl. [Wie13]).

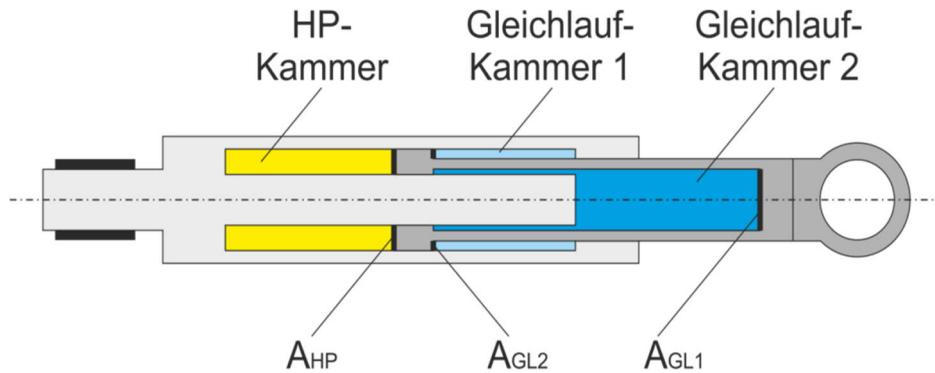


Bild 5.4: HP-Gleichlaufzylinder

Die erste Gleichlaufklammer (ausfahren) mit der Wirkfläche A_{GL1} wird durch die als Rohr ausgeführte Kolbenstange und den inneren Kolben begrenzt. Die zweite Gleichlaufklammer (einfahren) mit der Wirkfläche A_{GL2} wird durch das Zylinderrohr, den äußeren Kolben und die äußere Kolbenstange begrenzt. Die HP-Kammer wird durch das Zylinderrohr, den äußeren Kolben, und den inneren Kolben begrenzt und weist die Wirkfläche A_{HP} auf.

Die wirksamen Flächen ergeben sich aus folgenden Beziehungen:

$$A_{HP} = \frac{(d_3^2 - d_1^2) \cdot \pi}{4} \quad (5-1)$$

$$A_{GL1} = \frac{d_1^2 \cdot \pi}{4} \quad (5-2)$$

$$A_{GL2} = \frac{(d_3^2 - d_2^2) \cdot \pi}{4} \quad (5-3)$$

Setzt man die beiden Flächen des Gleichlaufanteils zusammen, erhält man folgende Beziehung für die Durchmesser des Zylinders:

$$F_{GL} = \Delta p_{GL} \cdot A_{GL} \quad (5-4)$$

mit:

Δp_{GL} = Druckdifferenz zwischen den Kammern des Gleichlaufanteils

A_{GL} = wirksame Kolbenfläche des Gleichlaufanteils

Als Grundlage für die Bestimmung der maximalen erforderlichen Sollkräfte wurden die Simulationsergebnisse aus der Schweizerbahn-Überfahrt bei 30 km/h gewählt. Mit der ermittelten, maximaler Kraft für den Gleichlaufanteil von ca. 40000N und einer maximalen Druckdifferenz von 120 bar ergibt sich für den kleinsten Durchmesser des Zylinders:

$$d_1 \geq 65 \text{ mm}$$

Bei der Wahl der endgültigen Durchmesser gemäß der angegebenen Beziehung müssen darüber hinaus folgende konstruktive Bedingungen berücksichtigt werden:

- Die Durchmesser sollen ganzzahlige Werte sein
- Es müssen Dichtelemente für die gewählten Durchmesser vorhanden sein
- Für eine einfache und kostengünstige Fertigung sollen Zylinderrohre mit den entsprechenden Durchmessern verwendet werden können

Damit ergeben sich für die restlichen Durchmesser folgende Werte:

$$d_1 = 65 \text{ mm}$$

$$d_2 = 80 \text{ mm}$$

$$d_3 = 100 \text{ mm}$$

Diese Maße erfüllen die oben angegebenen Bedingungen nicht exakt. Die Abweichungen liegen allerdings im Rahmen der Fertigungstoleranzen für die Zylinderrohre. Die Differenz im verdrängten Volumen des Gleichlauf-Anteils wird durch das Lecköl und die Kapazität der Hydraulikleitungen zwischen Pumpe und Zylinder ausgeglichen.

5.3 Flügelzellenaktor

Der am Lehrstuhl für Regelungstechnik und Mechatronik entwickelte und an Radfahrzeugen erprobte Flügelzellenaktor (Bild 5.5) wurde speziell für den Einsatz in Fahrzeugsfederungen entworfen. Das Kernstück des Aktors bildet eine reversible Flügelzellenpumpe, bestehend aus einem Rotor mit Flügeln, einem Hubring sowie einer Steuer- und Axialscheibe. Der Hubring ist im Gehäuse beweglich gelagert und besitzt einen translatorischen Freiheitsgrad um die Mittenposition. Durch die Größe und Richtung der Auslenkung wird die Größe und Richtung des geförderten Volumenstroms gesteuert. Die Hubringauslenkung erfolgt mit Hilfe einer Verstelleinrichtung, bestehend aus zwei Verstellkolben, zwei Rückstell-Blattfedern und einem Verstellmotor. Der Hubkolben ist durch die Rückstellfedern elastisch in der Verstelleinrichtung gelagert. Eine Verschiebung der Verstelleinrichtung führt zu einer Verformung der Blattfedern und damit zur Verschiebung des Hubkolbens. Ferner verfügt der Flügelzellenaktor über eine interne Druckrückführung, die das System bei Auftreten von Druckspitzen schützen.

Das Führungsverhalten des Aktors wird maßgeblich durch die Bandbreite der Positionsregelung des Verstellmotors bestimmt. Diese beträgt 5 bis 10 Hz. Die Bandbreite der hydraulischen Druckregelung wird durch die Flächen und der Rückstellkolben und die Steifigkeiten der Rückstellfedern festgelegt. Diese liegt deutlich über 50 Hz. Die Druckrückführung und somit die hydraulische Druckregelung sind so ausgelegt, dass die Pumpe ohne Sollvorgabe wie ein konventioneller Dämpfer wirkt. Die Dämpfung ist dabei variabel durch die Antriebsdrehzahl des Antriebsmotors einstellbar. Im Falle einer Sollvorgabe wird der Dämpfung eine aktive Kraft überlagert. In Kombination mit einem hydraulischen Kraftsteller erfüllt die Flügelzellenpumpe die Aufgaben eines Dämpfers und eines aktiven Stellers gleichzeitig [Wie13].

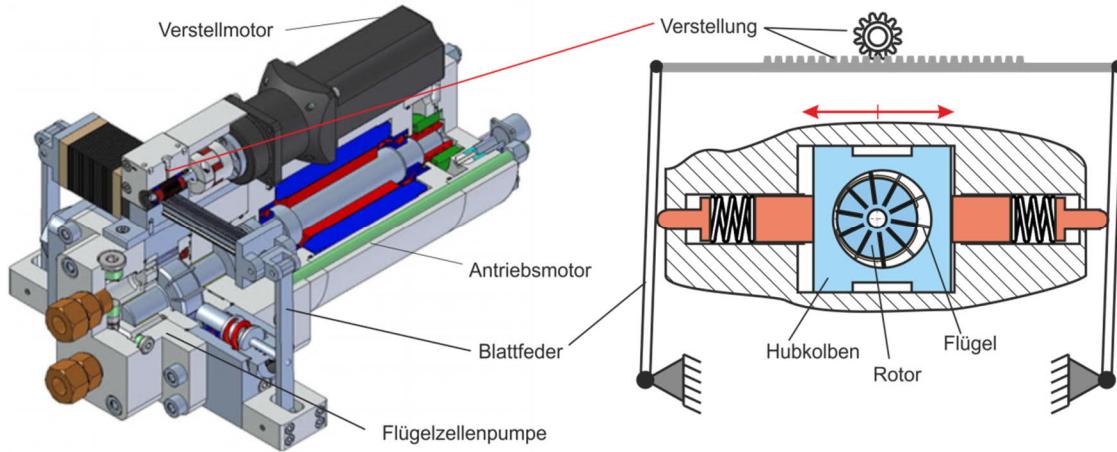


Bild 5.5: Flügelzellenaktor

Das vereinfachte Systemmodell des aktiven Stellelements ist in Bild 5.6 dargestellt. Das Modell besteht aus mehreren mechanischen Teilsystemen. Dazu gehören die Massenträgheitsmomente J_V und J_A der Verstell- und Antriebseinheit, welche unter Einfluss der Lastmomente $M_{V,Last}$ und $M_{A,Last}$ aus dem hydromechanischen Teilsystem in Bewegung versetzt werden.

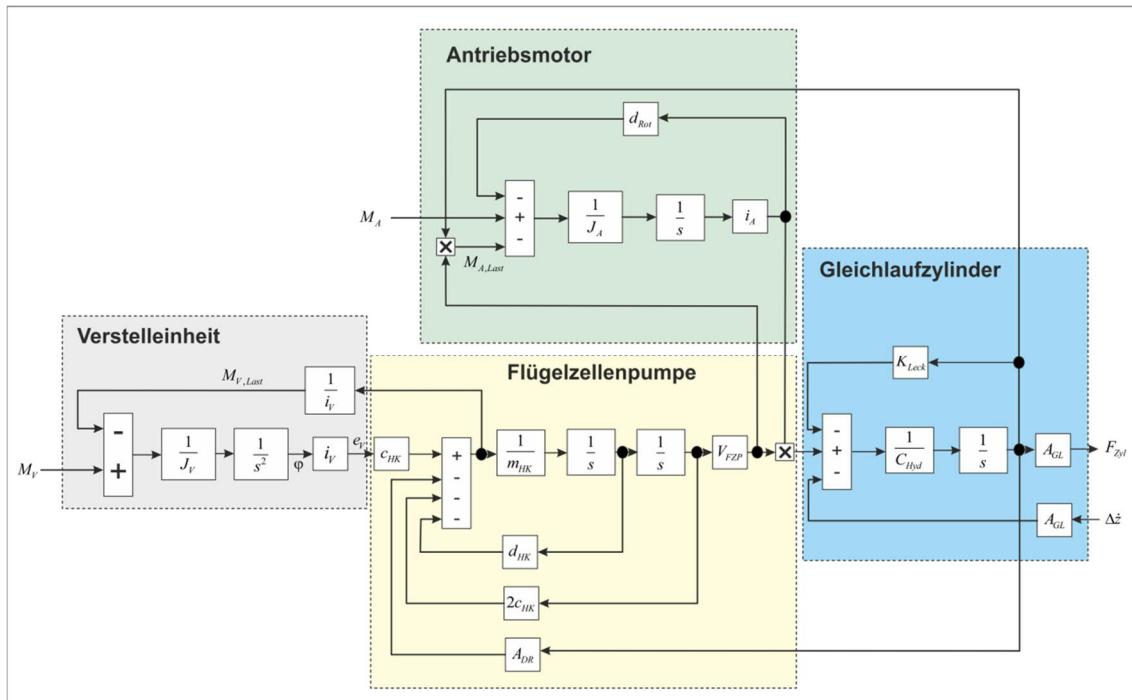


Bild 5.6: Lokale Regelung des aktiven Stellelements

Aus den ermittelten Anforderungen für die aktiven Stellelemente gilt es zu ermitteln, ob der ausgewählte Flügelzellenaktuator ausreichend dimensioniert ist. Bei gegebener Wirkfläche des Gleichlauf-Anteils des HP-Gleichlaufzylinders hängt das erforderliche Schluckvolumen $V_{g,erf}$ der Flügelzellenpumpe von der Antriebsdrehzahl und der maximalen Kolbengeschwindigkeit des HP-Gleichlaufzylinders ab:

$$V_{g,erf} = \frac{A_{GL} \cdot v_{zyl,max}}{n} \quad (5-5)$$

mit:

$v_{zyl,max}$ = höchste Kolbengeschwindigkeit des HP – Zylinders

n = Antriebsdrehzahl der Pumpe

Das Verdrängungsvolumen der Flügelzellenpumpe aus dem AGIL-ER Projekt beträgt $31,55 \text{ cm}^3/\text{U}$ und die Betriebsdrehzahl beträgt 3000 U/min . Damit ergibt sich eine maximal erreichbare Kolbengeschwindigkeit des HP-Gleichlaufzylinders zu:

$$v_{zyl,max} = 0,5 \frac{m}{s} \quad (5-6)$$

Die Simulationen der Schweizerbahn-Überfahrt mit 30 km/h ergaben für Spitzenwerte der Kolbengeschwindigkeit:

$$v_{zyl,erf} = 1 \frac{m}{s} \quad (5-7)$$

Damit ist die vorhandene Flügelzellenpumpe allein für die gestellten Anforderungen um den Faktor Zwei unterdimensioniert. Eine Neukonstruktion der Flügelzellenpumpe mit einem doppelten Verdrängungsvolumen wird nicht angestrebt. Vielmehr wird eine Lösung mit zwei parallelgeschalteten und in Bezug auf ihren Wirkungsgrad optimierten Flügelzellenpumpen verfolgt.

Die lokale Reglerstruktur für die aktiven Stellelemente ist in Bild 5.7 dargestellt. Die Hauptaufgabe der lokalen Regelung besteht darin, die vom übergeordneten Vertikaldynamikregler gelieferten Stellgrößen entsprechend einzuregeln.

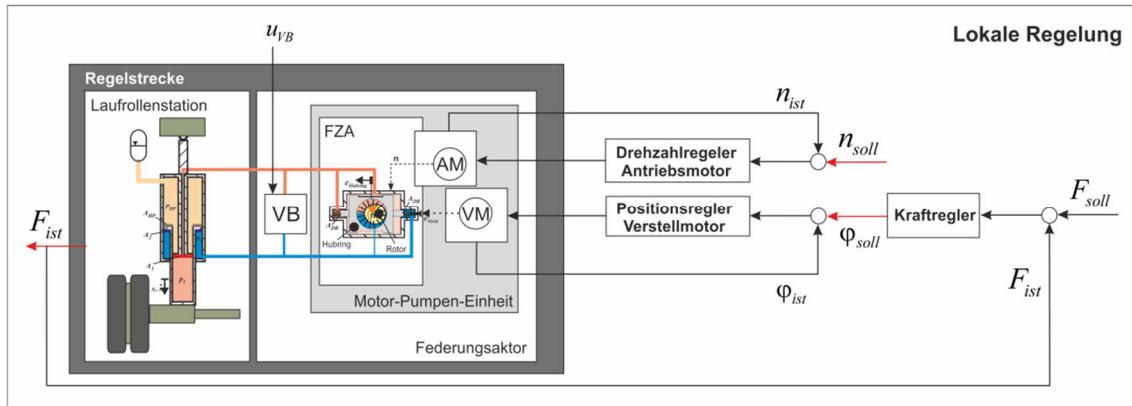


Bild 5.7: Lokale Regelung des aktiven Stellelements

Die lokale Regelung für das bestehende System besteht aus einem Kraftregler, kaskadiert mit dem Positionsregler des Verstellmotors (VM). Der äußere Kraftregelkreis regelt die vom Aufbauregler eingeforderten Kräfte ein. Durch die gemessene Druckdifferenz an den hydraulischen Stellern werden Informationen über die Istkraft ermittelt. Der innere Positionsregelkreis regelt die vom Kraftregler geforderte Position des Verstellmotors. Die

Solldrehzahl des Antriebsmotors wird von einem Drehzahlregler eingeregelt. Die Solldrehzahl hängt direkt vom Betriebszustand des Federungssystems ab und wird durch den übergeordneten Aufbauregler der lokalen Regelung vorgegeben. Die Betriebszustandslogik übernimmt die Ansteuerung des Ventilblocks (VB) - u_{VB} .

5.3.1 Aktoroptimierung – Axiale Spaltkompensation

Die durch die Hubkolben, die Flügel und den Rotor begrenzten hydraulischen Verdrängerräume (Zellen) werden seitlich durch eine Steuerscheibe und eine Axialscheibe begrenzt (vgl. Bild 5.8a). Flügelzellenpumpen mit festem Dichtspalt zwischen den Steuerscheiben und dem Rotor sind aufgrund des begrenzten volumetrischen Wirkungsgrads bis auf einen Druckbereich von 70-80 bar beschränkt. Hauptursache für die, volumetrischen Verluste sind die, über die axialen und radialen Spalten abfließenden Volumenströme. Unter der Wirkung der Arbeitsdrücke auf das Gehäuse weitet sich der Spalt zwischen den Scheiben (Steuerscheibe und Axialscheibe). Die Breite des Spaltes wächst mit steigendem Druck. Bei Flügelzellenpumpen mit hydraulischem Spaltausgleich wird die Axialscheibe gehäuseseitig mit einem höheren Druck beaufschlagt und so gegen den Rotor und den Hubring gedrückt (vgl. Bild 5.8b). Dadurch wird ein gleichmäßiger, druckunabhängiger axialer Dichtspalt gewährleistet, der für einen besseren volumetrischen Wirkungsgrad der Pumpe sorgt. Auf diese Weise können laut Literaturangaben Drücke bis zu 180 bar erreicht werden.

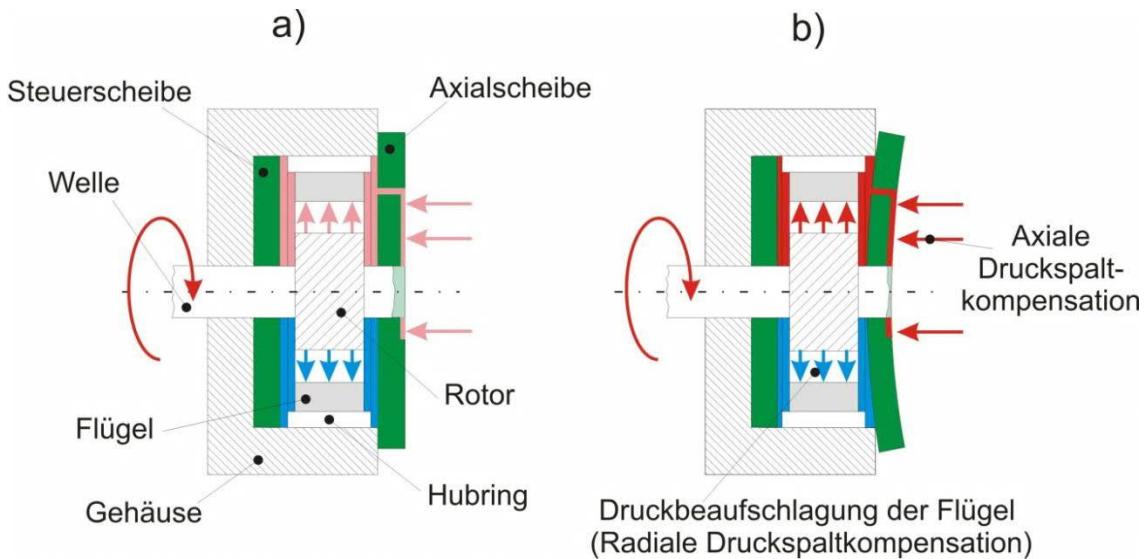


Bild 5.8: Prinzip der Axialspaltkompensation [Har10]

Bei der Auslegung der axialen Druckspaltkompensation für die vorliegende Flügelzellenaktorik waren mehrere theoretische Untersuchungen notwendig, um die optimale Form der Axialscheibe zu bestimmen.

Zum einen müssen zwei Bedingungen zu jeder Zeit erfüllt werden:

1. Die Summe der Kräfte, die auf die äußere Seite der Axialscheibe wirkt, muss größer sein, als die Summe der rotorseitigen Kräfte.
2. Bei der größtmöglichen entstehenden Druckdifferenz muss der Spalt zwischen dem Rotor und der Scheibe noch groß genug sein, um die Rotordrehung nicht zu behindern.

Bei Flügelzellenpumpen mit definierten Saug- und Druckseiten ist der Druckbereich der Arbeitsseite der Axialscheibe durch eine Bohrung mit der Kompensationsseite verbunden. Die Drucktasche auf der Kompensationsseite ist so ausgelegt, dass auch die Übergangsbereiche nach den o.g. Bedingungen kompensiert werden. Die reversiblen Flügelzellenpumpen besitzen keine definierten Saug- und Druckseiten. Aus diesem Grund muss ein anderer geeigneter Ansatz gefunden werden, um eine erwünschte Druckbeaufschlagung der Axialscheibe zu gewährleisten. Dazu wurden mehrere Möglichkeiten der Axialscheibengeometrie mit Hilfe einer FEM-Analyse untersucht. Nach einer entsprechenden Bewertung der Varianten wurde eine geeignete Lösung bestimmt.

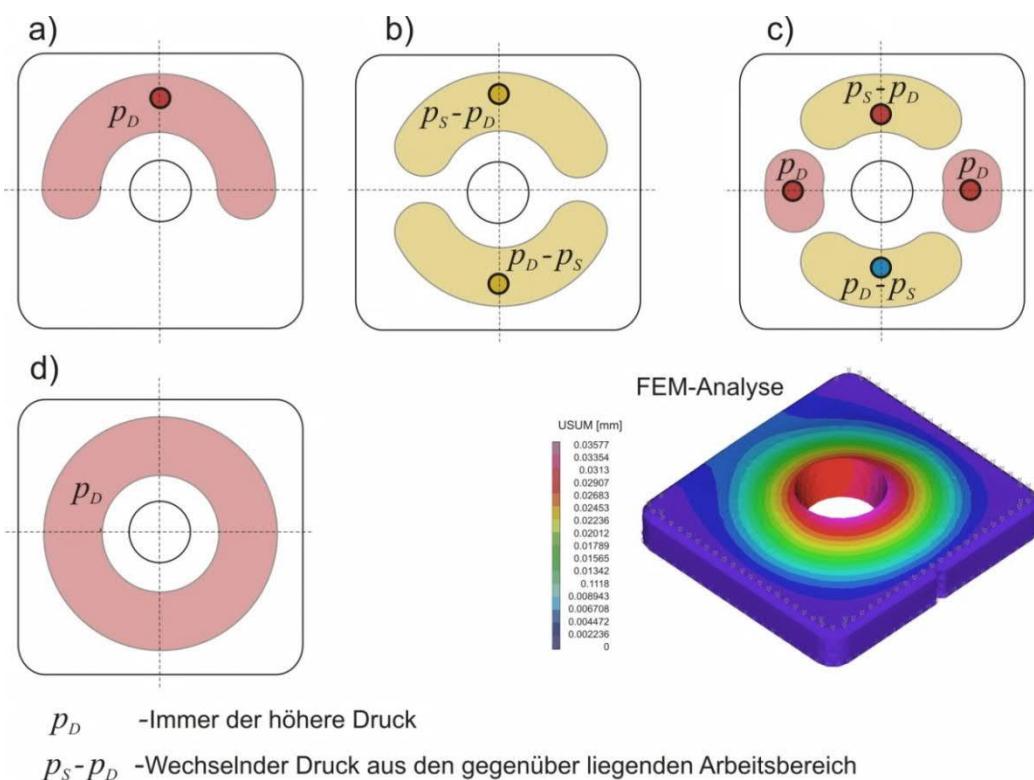


Bild 5.9: Axialspaltkompensation – Maßnahme zur Wirkungsgradoptimierung

In Bild 5.9 sind die untersuchten Varianten dargestellt:

- a) Variante für die Pumpen mit definierten Saug- und Druckseiten
- b) Variante analog zu a), jedoch mit zwei voneinander getrennten Kompensations- taschen, die durch Bohrungen mit dem Arbeitsbereich verbunden sind. Diese Va- riante wurde als nicht geeignet eingestuft, da die Umsteuerbereiche nicht abge- deckt werden können.

- c) Ausführung analog zum Prinzip der Flügelfußpunktbeaufschlagung mit vier von einander getrennten Kompensationstaschen. In den Übergangs-bereichen liegt immer der höhere Druck an. Die FEM-Analyse liefert zwar gute Ergebnisse, die Realisierung der Variante ist allerdings aufwendig, da die Bereiche umständlich gegeneinander abgedichtet werden müssen.

Ausführung mit einer durchgehenden Kompensationstasche und einem Wechselventil. Das Wechselventil sorgt dafür, dass die Kompensations-seite immer mit dem höheren Druck beaufschlagt wird. Diese Variante liefert gute Ergebnisse bei vertretbarem Fertigungsaufwand und wurde für die Realisierung ausgewählt

Die optimalen Maße der Kompensationstaschen wurden im ersten Schritt mit Hilfe von FEM bestimmt. Als nächster Schritt steht die Prüfstandserprobung aus. Hierzu wird ein Flügelzellenaktor entsprechend umgebaut (Bild 5.10).

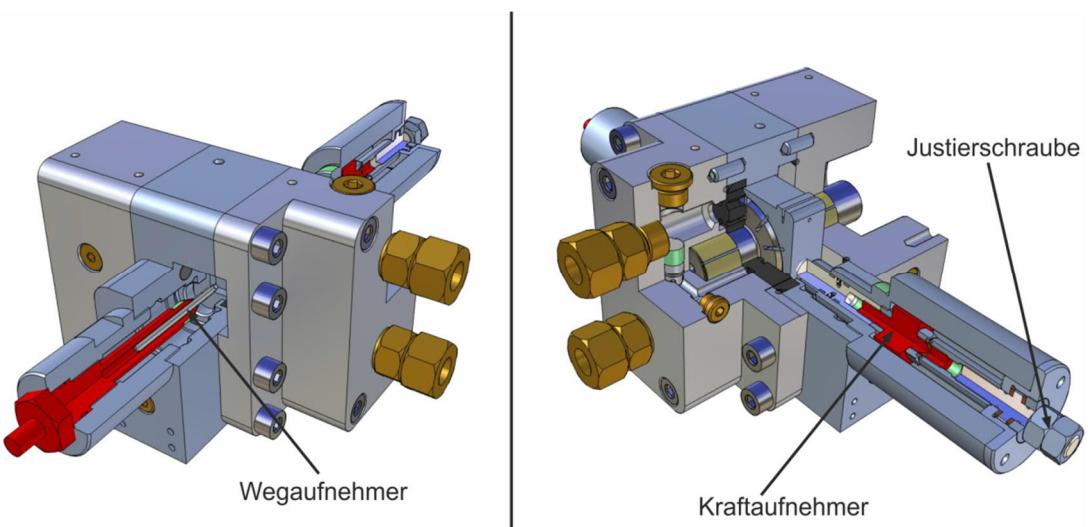


Bild 5.10: Flügelzellenaktor für die Prüfstandserprobung

Bei dem umgebauten Aktor handelt es sich um die baugleiche Flügelzellenpumpe aus dem in 5.3 vorgestellten Flügelzellenaktor, ohne die Verstellmimik mit den Blattfedern und ohne den Verstellmotor. Von einer Seite der Pumpe wird ein Wegmesssystem integriert, um die Hubringverstellung direkt abgreifen zu können. Von der gegenüberliegenden Seite wird ein Krafaufnehmer integriert, mit dem die auftretenden Rückstellkräfte unmittelbar am Hubring aufgenommen werden können. Von der Krafaufnehmerseite wird eine Justierschraube vorgesehen, mit der manuell die Hubringverstellung erfolgt.

Die hier geplante Aktoroptimierung erfordert Untersuchungen in einer realen Prüfstandsumgebung. Diese Art von *Komponententest* ist vom Prozessschritt *Testbasierter Funktionsnachweis von Teilsystemen* in der Phase *Modellgestützte Integration* abzugrenzen, da hier kein Funktionsnachweis der endgültig ausgewählten Komponente erbracht wird, sondern vielmehr eine *Abstimmung* der optimierten Komponente an die gestellten Anforderungen stattfindet.

Im Rahmen eines Experiments wird der Hubkolben manuell durch die Justierschraube aus seiner Mittellage ausgelenkt und somit eine Druckdifferenz erzeugt, die messtechnisch erfasst wird. Das Experiment wird mit unterschiedlichen Antriebsdrehzahlen für die konventionelle und eine optimierte Axialscheibe durchgeführt. Die Erfassung der direkt am Hubkolben auftretenden Rückstellkräfte ist aus Sicht der Aufgabenstellung nicht notwendig, aber dennoch interessant. Die Rückstellkräfte einer Flügelzellenpumpe wurden bisher nur indirekt anhand der Druckdifferenzen ermittelt. Untenstehend in Bild 5.11 ist der geplante Aufbau der Messkette für die Testphase der Aktoroptimierung dargestellt.

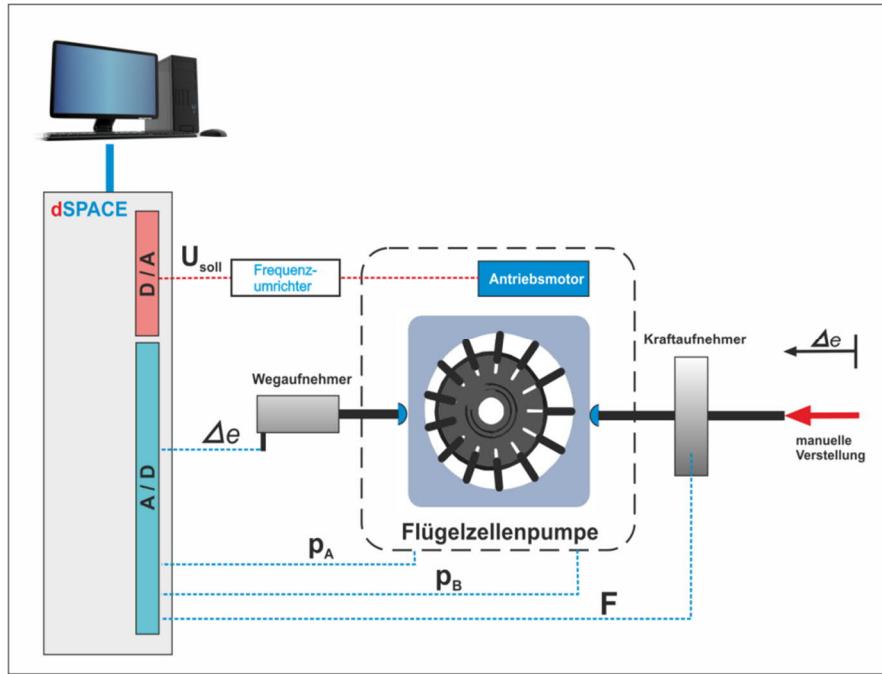


Bild 5.11: Messkettenaufbau für die Testphase

Die Testphase beinhaltet mehrere Experimente mit unterschiedlichen Axialscheiben (Druckplatten). In Tabelle 5.1 sind die geplanten Messungen zusammengetragen. Die Testläufe werden zunächst mit der Originaldruckplatte (ohne Nut) durchgeführt. Anschließend wird diese Druckplatte durch die optimierte Axialscheibe ersetzt.

Tabelle 5.1: Planung der Testläufe mit optimierter Aktorik

Messung	Variierbare Parameter	Nicht variierbare Parameter	Auswertung	Scheiben-geometrie
M1	Exzentrizität (0 bis max.)	Drehzahl 1000 U/min	p _A , p _B , F _R , e	Ohne Nut
M2	Drehzahl (0 bis max.)	Exzentrizität [bis zu 1 mm]	p _A , p _B , F _R , e	
M3	Exzentrizität (0 bis max.)	Drehzahl 3000 U/min	p _A , p _B , F _R , e	Mit durchgehender Nut
M4	Drehzahl (0 bis max.)	Exzentrizität [bis zu 1 mm]	p _A , p _B , F _R , e	

Untenstehend sind die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen mit optimierter Axialscheibe vorgestellt. In Bild 5.12 wird das Druckaufbauverhalten der Flügelzellenpumpe mit unterschiedlichen Axialscheiben bei einer Rotordrehzahl von 1000 U/min vorgestellt. Es ist offensichtlich, dass durch den Einsatz einer optimierten Axialscheibe die maximal erreichbare Druckdifferenz um etwa 50% erhöht werden konnte bevor der Lastmoment für den Antriebsmotor zu groß wird und der Motorschutz auslöst.

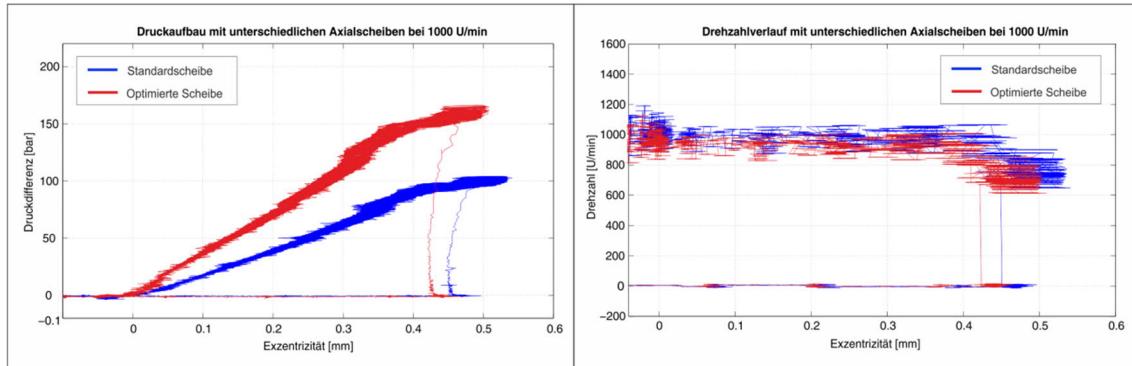


Bild 5.12: Vergleich der Axialscheiben bei 1000 U/min

Das gleiche Experiment wird mit der maximal möglichen Antriebsdrehzahl von 3000 U/min durchgeführt. Auch in diesem Fall ist eine Erhöhung der erreichbaren Druckdifferenz im Vergleich zu einer Standardscheibe um etwa 50% zu beobachten. Durch weniger Leckverluste ergibt sich ein steilerer Anstieg der Druckkurve. Auch das maximale Lastmoment wird bei einer geringeren Auslenkung des Hubkolbens erreicht. Ein verhältnismäßig starkes Rauschen kommt einerseits durch die Ungleichförmigkeit der Hubkolbenbewegung, hervorgerufen durch die für Flügelzellenpumpen spezifische Druckpulsation. Andererseits konnte bei dem Versuch keine gleichmäßige Verstellung des Hubkolbens sichergestellt werden, da diese manuell erfolgte. Im Versuch wird ein maximaler Druck von ca. 220 bar erreicht. In der Literatur wird der maximal zu erreichende Druck für Flügelzellenpumpen mit Axialspaltkompensation mit 180 bar angegeben, was deutlich unter dem erzielten Ergebnis des Experiments liegt (vgl. Bild 5.13) und für die Effizienz der Optimierungsmaßnahme spricht.

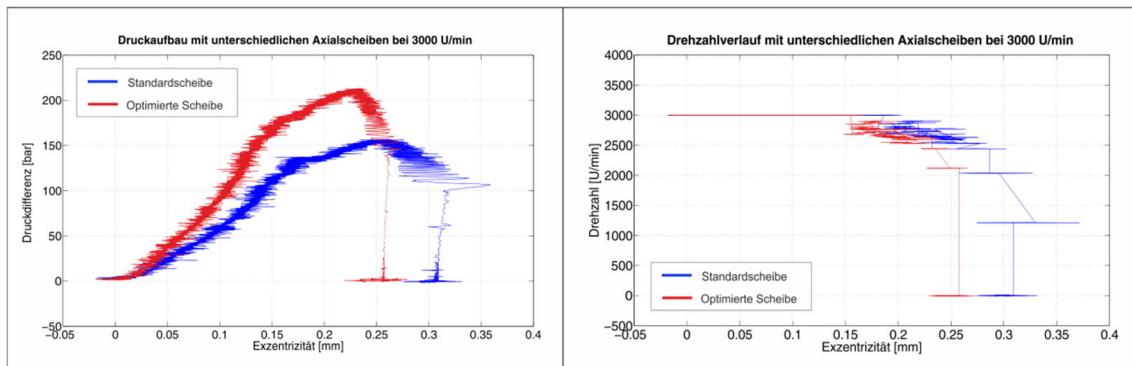


Bild 5.13: Vergleich der Axialscheiben bei 3000 U/min

Die druckabhängigen Anteile der Rückstellkraft, die auf den Hubkolben und der Verstellrichtung entgegenwirkt, sind in Bild 5.14 einander gegenübergestellt. Sie weisen einen nahezu linearen Zusammenhang auf, was die Erkenntnisse aus den theoretischen Untersuchungen in [Gen07] qualitativ und quantitativ bestätigt.

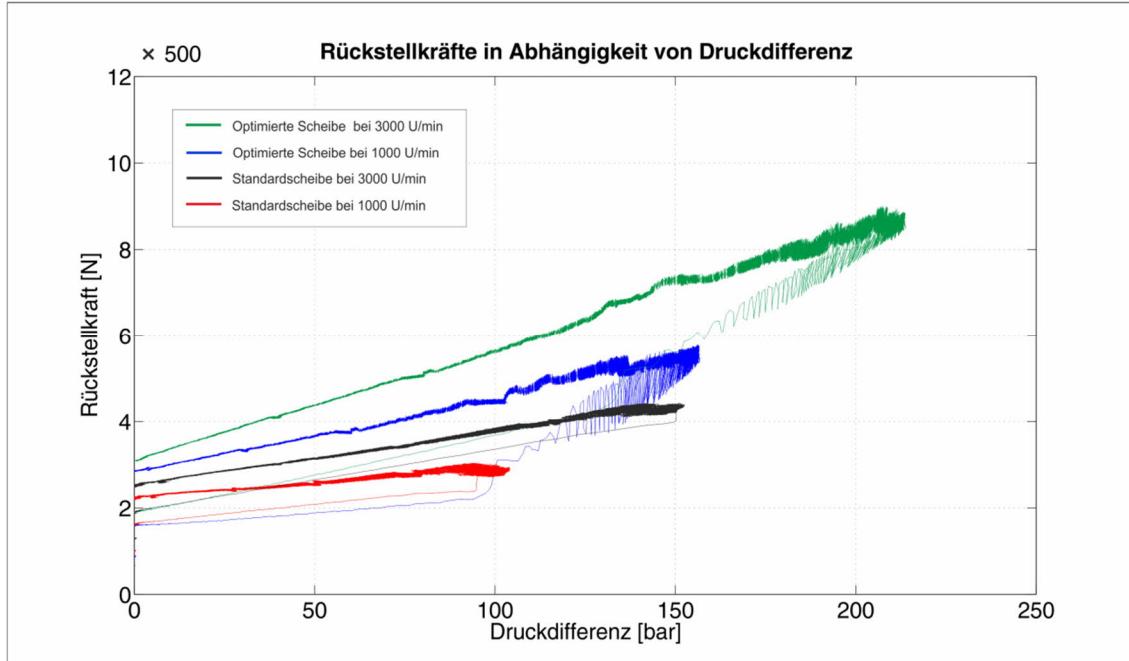


Bild 5.14: Vergleich der druckabhängigen Rückstellkräfte

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass durch die modellbasierte Optimierung des Flügelzellenaktors eine deutliche und im Laborversuch nachgewiesene Wirkungsgradsteigerung erzielen lässt und damit deutlich höhere Stellkräfte am Zielsystem ermöglicht werden.

5.4 Sensorik

Für das vorgesehene Konzept der Aufbauregelung gilt es im Rahmen der Konkretisierung und als Vorbereitung für die Phasen der *Modellgestützten Integration* und der *Mechatronischen Applikation* ein geeignetes Sensorkonzept zu entwerfen. Die Aufgabenstellung der vorliegenden Schrift beschränkte sich primär auf die Regelung des Fahrzeugaufbaus. Die Möglichkeit der Niveauregulierung sowie weitere Maßnahmen wie die Störgrößenaufschaltung werden im Sinne der Nachhaltigkeit bei der Erarbeitung des Sensorkonzepts dennoch mit berücksichtigt.

Das hier vorgestellte Sensorkonzept sollte somit alle Möglichkeiten des Regeleingriffs aus 4.3.1 berücksichtigen. In Bild 5.15 ist die Positionierung der erforderlichen Beschleunigungsaufnehmer am Fahrzeugaufbau dargestellt. Diese werden für die Regelung der Aufbaudynamik benötigt. Darüber hinaus werden im Rahmen der Aufbauregelung die Relativgeschwindigkeiten an den Stellelementen benötigt. Diese können auf

unterschiedliche Weise erfasst werden. Eine Möglichkeit bietet die Erfassung der Relativwege und anschließende Differentiation der gemessenen Signale. Andere Möglichkeit ist die Erfassung der Relativbeschleunigungen und anschließende Integration der erfassten Daten. Beide Varianten haben ein phasenverschobenes Geschwindigkeitssignal zur Folge, was sich negativ auf die Regelgüte auswirken kann.

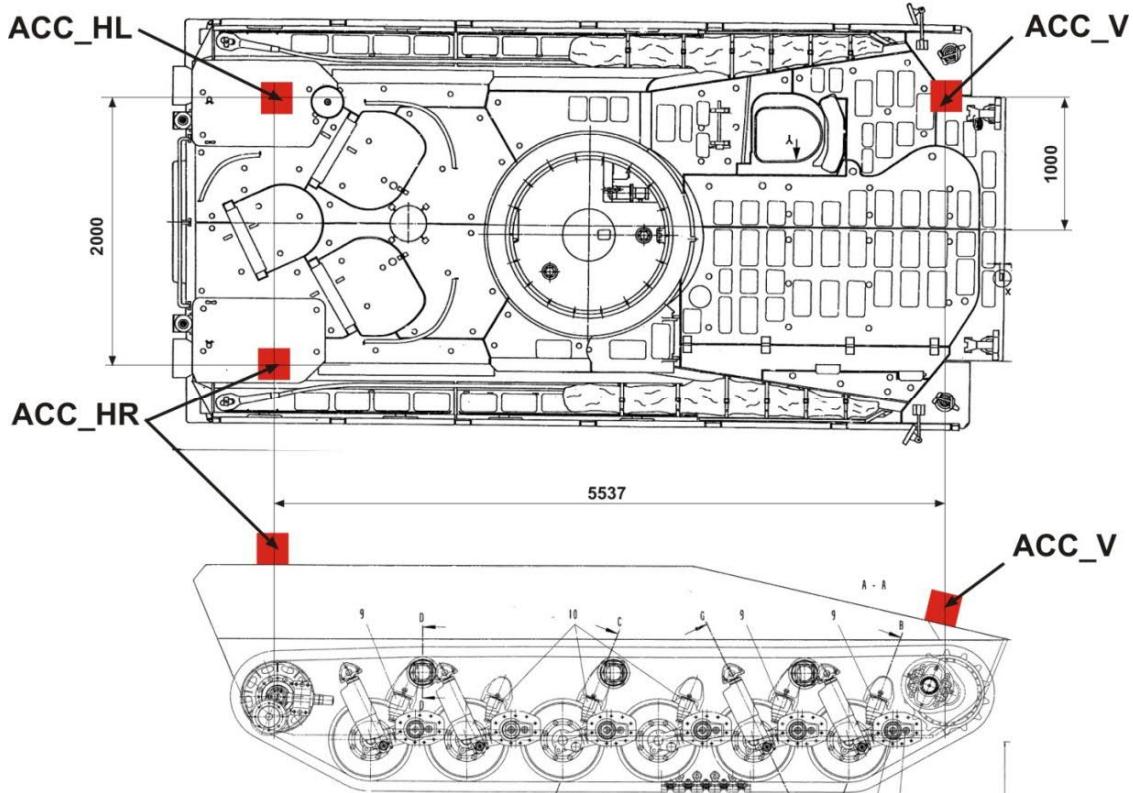


Bild 5.15: Sensorbedarf am Aufbau für die globale Aufbauregelung

Eine dritte Möglichkeit ist die Erfassung der Relativgeschwindigkeit durch sog. „phasenfreie Messung“, für die sowohl die Relativwege als auch die Relativbeschleunigungen herangezogen werden. Das Prinzip der phasenfreien Geschwindigkeitsmessung wird in Bild 5.16 erläutert.

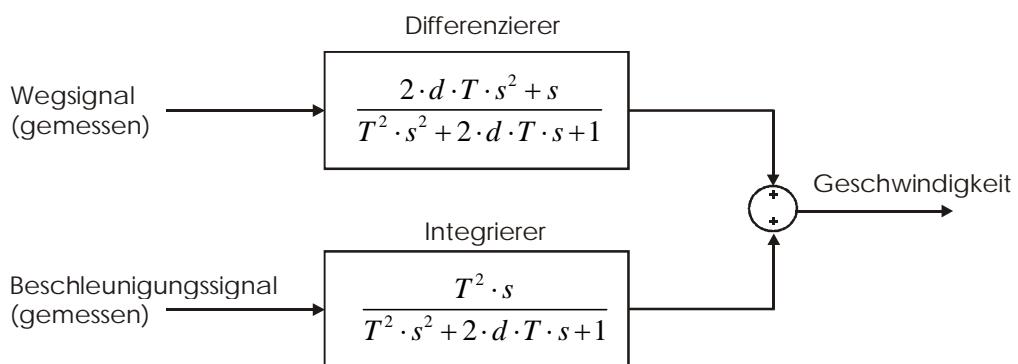


Bild 5.16: Prinzip der phasenfreien Geschwindigkeitserfassung

Für die übergeordnete Aufbauregelung ergibt sich damit eine in Bild 5.17 abgebildete Sensorarchitektur im Fahrwerk, die zusätzlich für die unterlagerte Kraftregelung, Niveau-Regulierung sowie die Störgrößenaufschaltung genutzt werden kann.

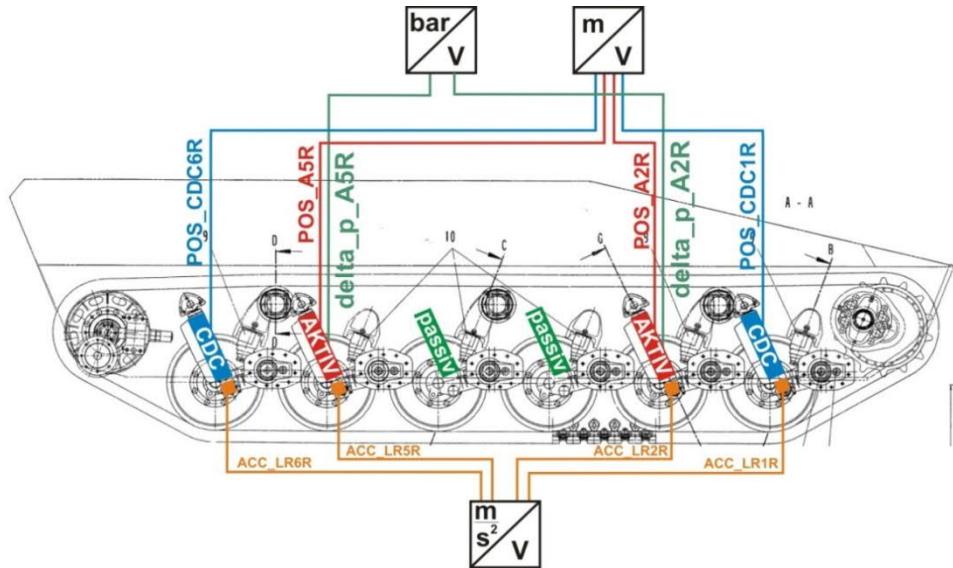


Bild 5.17: Sensorbedarf am Fahrwerk für unterlagerte Kraftregelung, Niveau-Regulierung und die Störgrößenaufschaltungen

Die Beschleunigungsaufnehmer müssen direkt an den Armschwingen und möglichst nah an den Wirkungslinien der Stellelemente angebracht werden. Das Bild 5.18 zeigt die mögliche Positionierung der Aufnehmer an den Tragarmschwingen.

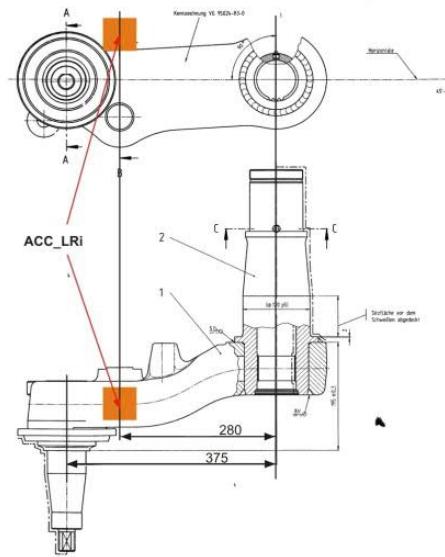


Bild 5.18: Positionierung der Beschleunigungsaufnehmer an den Armschwingen

Die Positionssensoren zur Erfassung der Relativwege werden sowohl für die Regelung des Fahrzeogniveaus benötigt als auch für die Realisierung der Störgrößenaufschaltung. Eine direkte Erfassung der translatorischen Bewegung erweist sich bei dem Zielsystem

als schwer realisierbar. Aus diesem Grund werden Winkelsensoren direkt an den Drehpunkten der Tragarmschwingen angebracht und in die translatorische Bewegung der Stellelemente umgerechnet. Für die unterlagerte Kraftregelung (lokale Aktorregelung) werden darüber hinaus Drucksensoren an aktiven Stellelementen vorgesehen (vgl. Bild 5.19)

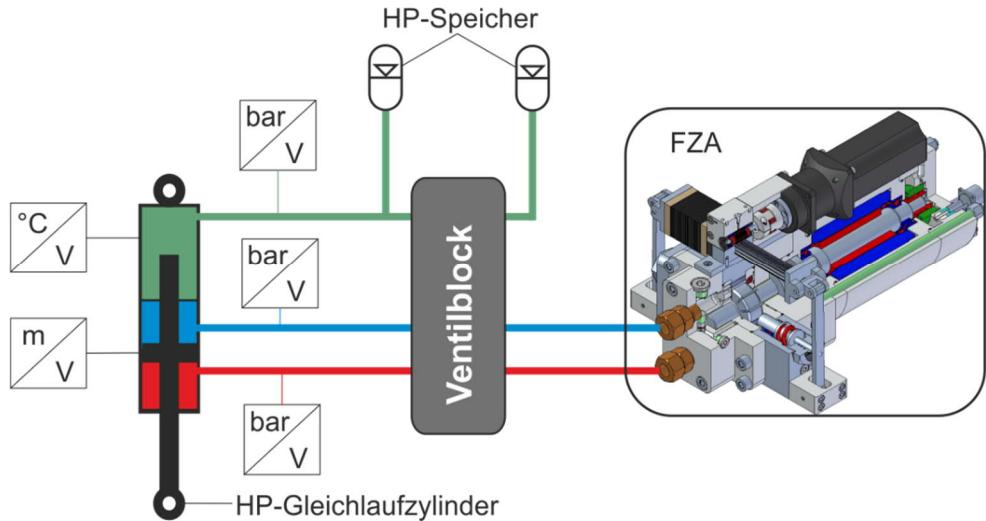


Bild 5.19: Sensorbedarf einzelner Stellelemente für lokale Regelung und Diagnose

Die vorgesehene Möglichkeit der Temperaturmessung an der Oberfläche der Stellelemente dient lediglich der Diagnose im Rahmen der Untersuchungen des Wärmeeintrags in dem verwendeten Fahrwerkkonzept. Die Drucksensoren dienen zur Erfassung der beiden hydraulischen Kammerdrücke und des dritten HP-Kammerdrucks im Stellzylinder.

Die Tabelle 5.2 fasst alle benötigten Sensoren zusammen, inklusive der Einbauorte und der jeweiligen Typenbezeichnung.

Tabelle 5.2: Sensorbedarf für das gesamte Fahrzeug

	Aufbau	HP-Zylinder	Tragarm	Gesamtbedarf	Sensor
Beschleunigung	ACC_HL ACC_HR ACC_V		ACC_LR1R ACC_LR2R ACC_LR5R ACC_LR6R ACC_LR1L ACC_LR2L ACC_LR5L ACC_LR6L	11	ZF Sachs A015DS
Weg			POS_CDC1R POS_CDC6R POS_CDC1L POS_CDC6L POS_A2R POS_A5R POS_A2L POS_A5L	8	METALLUX PGL 60
Druck		P_VL_A2R P_RL_A2R P_HP_A2R P_VL_A5R			HBM P6A

		P_RL_A5R P_HP_A5R P_VL_A2L P_RL_A2L P_HP_A2L P_VL_A5L P_RL_A5L P_HP_A5L		12	
Temperatur		T_A2R T_A5R T_CDC1R T_CDC6R		4	ATP ARV-XX

Das Sensorkonzept sieht insgesamt 35 Sensoren vor, um die in 4.3.1 vorgestellte Regelaufgabe in vollem Maße zu erfüllen.

5.5 Echtzeithardware

Zur unmittelbaren Steuerung und Abwicklung aller relevanten Prozesse wird ein Echtzeitsystem benötigt, das die gestellten quantitativen Echtzeitanforderungen hinreichend erfüllt. Bis hin zur Prototypentestphase wird eine leistungsfähige Prototyping-Hardware eingesetzt. Am Lehrstuhl für Regelungstechnik und Mechatronik der Universität Paderborn werden seit Jahren Echtzeitsysteme der Fa. dSPACE verwendet. Für den zukünftigen Einsatz am realen Prototypenfahrzeug steht eine AutoBox zur Verfügung. Das System verfügt über einen flexiblen Satz gängiger I/O für zahlreiche Anwendungen.

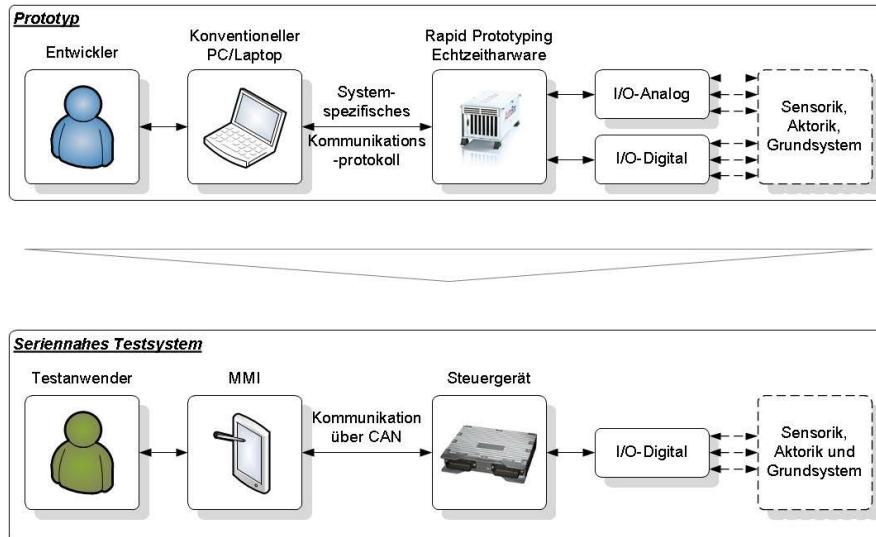


Bild 5.20: Vom RCP zum Steuergerät

Neben der Standard-I/O Schnittstelle bietet das modulare System Schnittstellen für alle gängigen Bussysteme wie CAN, FlexRay und Ethernet. Im oberen Teil von Bild 5.20 sind die Systemkomponenten PC, Echtzeithardware, Ein- und Ausgänge sowie Sensorik, Aktorik und Grundsystem des Prototyps dargestellt. Dabei bedient der Entwickler den konventionellen Rechner, welcher über eine spezielle Schnittstelle mit einer Rapid Prototyping Echtzeithardware verbunden ist. Die zuvor erstellten Modelle und/oder

Regelalgorithmen werden über eine eigene Kommunikationsschnittstelle vom Rechner auf die Echtzeithardware übertragen, welche dann mit Hilfe der analogen und digitalen Ein- und Ausgänge gezielt das Verhalten des Grundsystems beeinflusst. Die Überwachung und Steuerung des Gesamtsystems wird hierbei durch den Entwickler gewährleistet.

Nach erfolgreichen Tests und Feinabstimmung des Systems mit einem bedienintensiven Entwickler-Echtzeitsystem, als zentrale Recheneinheit der Informationsverarbeitung, wird dieses durch ein automatisch arbeitendes Steuergerät ersetzt (vgl. Bild 5.20 unten), um die Erprobung des Fahrzeugs durch Testanwender zu ermöglichen. Das System soll damit soweit automatisiert werden, dass lediglich das Einschalten notwendig ist und ggf. das einfache Umschalten zwischen gewünschten Betriebsmodi ermöglicht wird. Hierfür wurde ein für das militärische Einsatzgebiet geeignetes Steuergerät ausgewählt, auf welchen anschließend die Regelalgorithmen implementiert werden. Mit Hilfe einfacher Schalter kann dieses System gestartet und bedient werden, es ist kein weiteres Systemwissen erforderlich. Die Konfiguration, Anpassung und Inbetriebnahme der ausgewählten Steuergeräte sind Bestandteil der zukünftigen Arbeiten und werden in der vorliegenden Arbeit nicht behandelt.

5.6 Gesamtsystem

Das Konzept der Kommunikation für das Gesamtsystem ist in Bild 5.21 dargestellt. Das Gesamtsystem verfügt über 8 Flügelzellenaktoren, je 2 parallelgeschaltet für jede aktiv betriebene Laufrollenstation. Die Flügelzellenaktoren werden mit einer Spannung von 48 Volt betrieben, was die Bordspannung des Zielfahrzeugs um das Doppelte übersteigt. Um das erforderliche Spannungsniveau zu erreichen wird ein zusätzlicher Generator im Zielfahrzeug vorgesehen. Die Flügelzellenaktoren kommunizieren mit der Echtzeithardware mittels CAN-Bus. Weiterhin verfügt das System über 4 semi-aktive Dämpfer, die mit 24 Volt Bordspannung betrieben werden und über CAN-Bus mit der Echtzeithardware verbunden werden. Die 4 Ventilblöcke übernehmen die hydraulische Ansteuerung der aktiven Stellelemente (HP-Federbeine). Die Ansteuerung der Ventilblöcke erfolgt durch ein Multi-Channel D/A Board der Autobox. Es werden insgesamt 28 D/A-Kanäle und ein entsprechendes Control Panel benötigt. Im Verstärkungsblock laufen Informationen von 36 Messstellen zusammen:

- 12 x Druck
- 8 x Position
- 8 x Strom (FZA)
- 8 x Temperatur (Dämpfer und HP-Federbeine)

Diese Informationen, zusammen mit 11 gemessenen Beschleunigungen, werden über ein Control Panel mit einem Multi-Channel A/D-Board der Autobox verbunden.

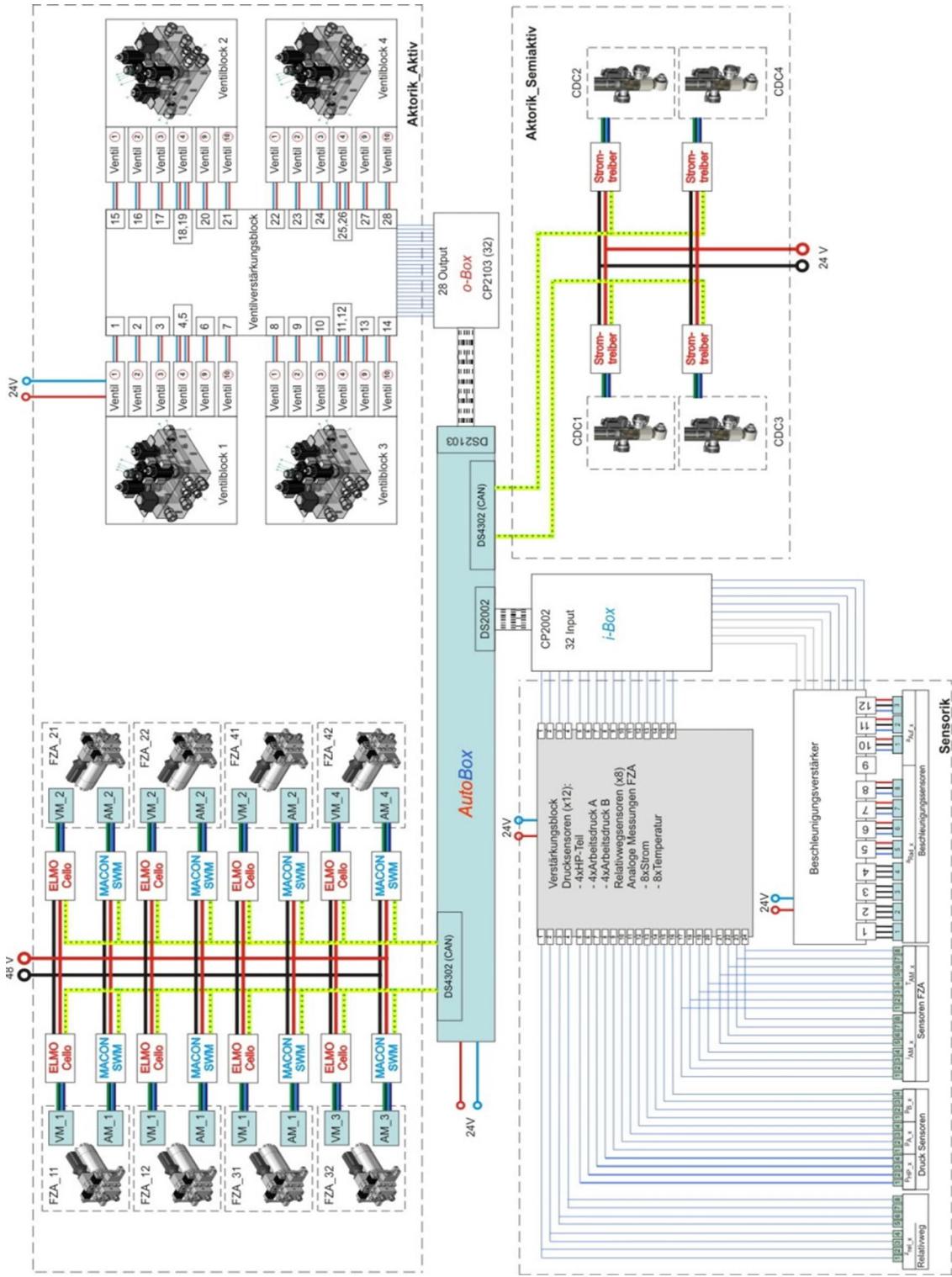


Bild 5.21: Konzept der Gesamtsystemkommunikation

Der dazugehörige hydraulische Schaltplan des aktiven Teilsystems ist in Bild 5.22 dargestellt. Die aktiv betriebenen Laufrollenstationen werden über 4 Ventilblöcke mit Hilfe von 4 HP-Federbeinen und 8 dezentral angetriebenen Flügelzellenaktoren bedarfsgerecht aktuiert.

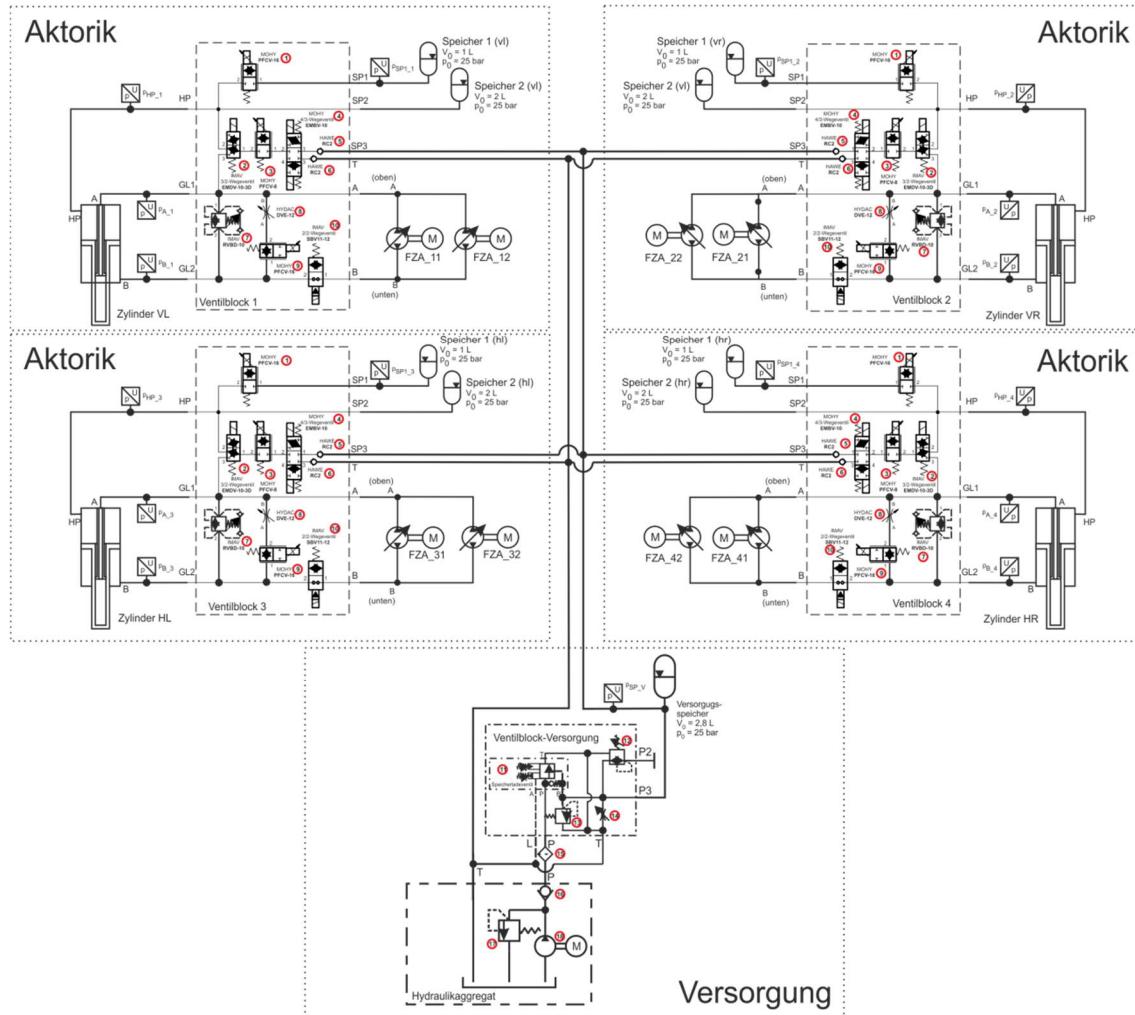


Bild 5.22: Hydraulischer Schaltplan des aktiven Systemanteils

Die hydraulische Gesamtsystemversorgung erfolgt durch ein zentrales Hydraulikaggregat, das durch den Verbrennungsmotor des Zielfahrzeugs angetrieben wird.

6 Modellgestützte Integration

Die Phase *Modellgestützte Integration* beschäftigt sich primär mit dem Testen der einzelnen real vorhandenen Komponenten in einer geeigneten Prüfstandsumgebung. Diese Tests können sowohl den Funktionsnachweis der einzelnen Teilsysteme für sich, als auch den Test dieser Systeme als Bestandteil eines komplexen mechatronischen Gesamtsystems (Bild 6.1) in einer vollständig oder zum Teil virtuell aufgebauten Umgebung zum Ziel haben und sind von den eventuell notwendigen Komponententests im Rahmen der Abstimmungsphase in der *Funktionsorientierten Koordination* abzugrenzen. Auf diese Weise können auch Situationen realitätsnah simuliert werden, deren Durchführung aufgrund diverser Restriktionen real nicht möglich ist. Als Beispiel seien an dieser Stelle die Testfahrten über die Schweizerbahn mit schweren Kettenfahrzeugen genannt. Diese sind in der Realität unzulässig aufgrund des Schadens für diese Art der synthetischen Bahn, der durch die Laufwerke der schweren Kettenfahrzeuge verursacht wird.

Die Durchführung der Tests für Teilsysteme eines komplexen mechatronischen Gesamtsystems in einer vollständig virtuell aufgebauten Umgebung kann den Hardware-in-the-Loop Tests zugeordnet werden. Dennoch gibt es Aspekte, die solche Tests von den HIL-Tests, in ihrer gegenwärtigen Definition unterscheiden.

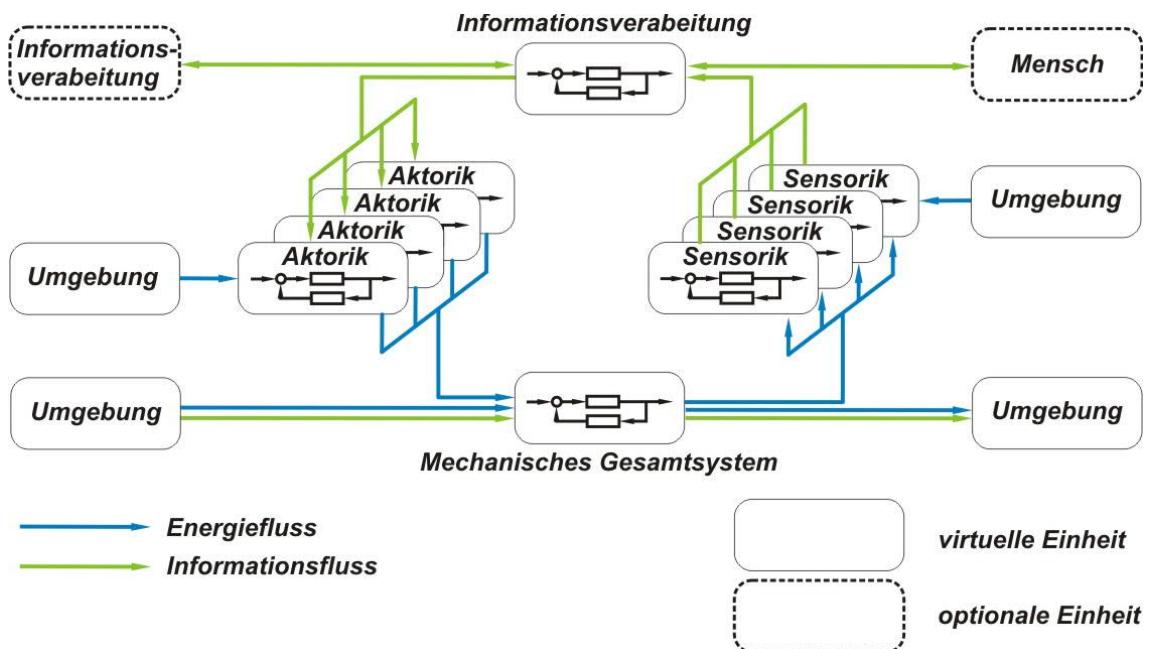


Bild 6.1: Aufbau komplexer mechatronischer Systeme

Der Begriff „Hardware-in-the-Loop“ hat sich heute dahingehend konkretisiert, dass das reale System aus einem oder mehreren Steuergeräten als Testobjekte besteht, denen elektrisch, wie auch dynamisch eine virtuelle Umgebung „vorgespielt“ wird. Unter Testobjekt wird also ein reales Steuergerät verstanden, dessen Schnittstelle nicht mehr logisch

sondern mechatronisch ist. Bei einem überwiegenden Elektronik-Anteil finden sich jedoch auch mechanische und hydraulische Schnittstellen.

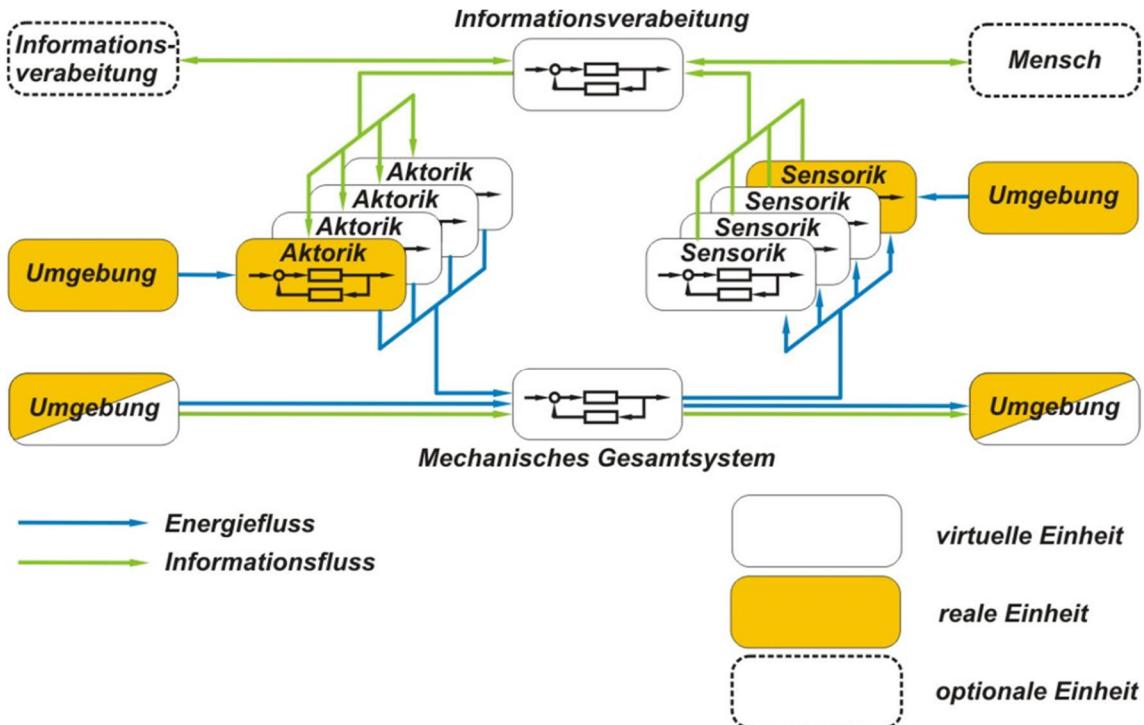


Bild 6.2: Mechanic-in-the-Loop Test komplexer mechatronischer Systeme

Um die Tests realer Teilsysteme eines komplexen mechatronischen Systems wie einzelne oder mehrere Aktoren, Sensoren oder mechanische Strukturen von einem reinen Steuergerätest abzugrenzen wird vorgeschlagen, diese unter einem eigenen Begriff – „Mechanic in the Loop“ – zusammenzufassen und wie folgt zu definieren:

„Mechanic-in-the-Loop (MechIL) ist ein Testverfahren, bei dem eine oder mehrere reale mechatronische Komponenten, als Testobjekte mit Bewegungsfunktion, in Wechselwirkung mit in Echtzeit simulierten Komponenten arbeiten.“

Die in Echtzeit simulierten Komponenten können dabei vollständig oder nur zum Teil als virtuelle Einheiten in Form dynamischer Modelle vorliegen (vgl. Bild 6.2). Beispieldhaft kann die straßenseitige Anregung dabei virtuell als Modell der Umgebung vorliegen und als reale Bewegung durch eine real vorhandene Anregungseinheit dem Testobjekt aufgeprägt werden. Die Teilkomponenten (Aktorik und Sensorik) sind dabei samt Leistungversorgung vollständig real vorhanden. Mit dieser Art von Simulation wird also ermöglicht die bewegungsbehafteten Teilkomponenten eines komplexen mechatronischen Systems unter nahezu realen Testbedingungen in Laborumgebung zu testen. Häufig können damit Testfälle abgedeckt sein, die am realen System nicht möglich sind aufgrund von unkalkulierbarem Risiko vor Zerstörung der Prototypen oder wegen Gefahr für Testpersonen.

6.1 Prüfstandsumgebung

Im Rahmen der Prozessphase wird ein hydraulischer Prüfstand für die Untersuchung der Fahrwerkaktorik in Verbindung mit Untersuchungen dynamischer Eigenschaften der Stellelemente konzipiert, entworfen und aufgebaut. An dem Prüfstand können folgende Arbeiten durchgeführt werden:

- Ermittlung von Kraft-Weg Diagrammen
- Ermittlung von Dämpferkennlinien
- Untersuchung frequenzabhängiger Dämpfungssysteme
- Integration in HIL- und MechHIL-Anwendungen

Ausgehend von den Anforderungen wurden folgende Teilaufgaben bearbeitet:

- Konzipierung und Vordimensionierung des Prüfstands
- Recherche, Bewertung und Auswahl erforderlicher hydraulischer und messtechnischer Komponenten
- Modellgestützte Analyse der Prüfstandskomponenten
- Modellbasierter Reglerentwurf
- Automatisierung der Initialisierungsphase
- Konstruktiver Entwurf der Prüfstandstruktur
- Erstellung der erforderlichen Fertigungsunterlagen

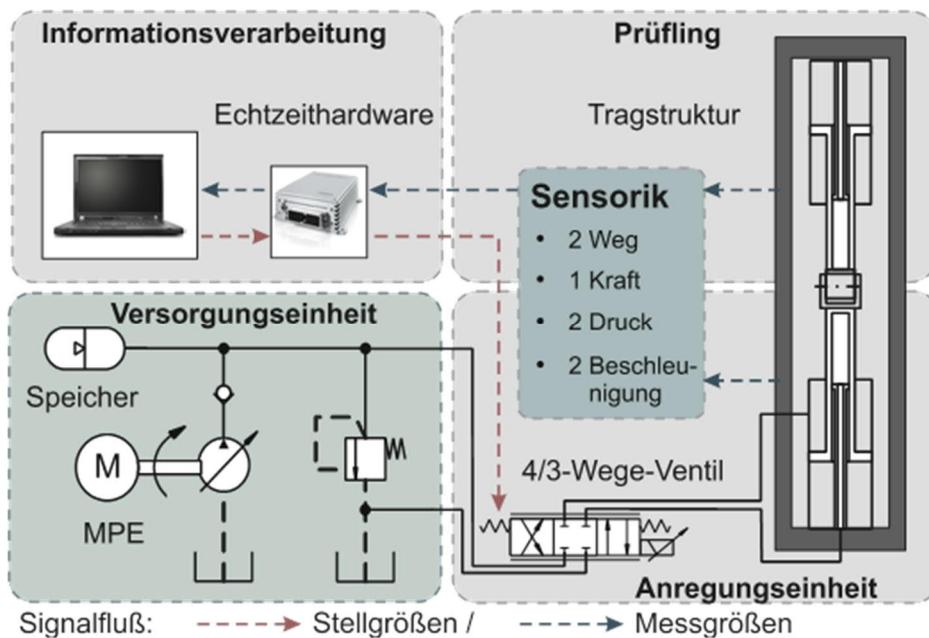


Bild 6.3: Prüfstandskonzept

Das Prüfstandskonzept ist in Bild 6.3 dargestellt. Die Anregung des zu prüfenden Elements (Prüfling) soll über einen hydraulischen Anregungszyylinder erfolgen.

Um eine bestimmte Anregung vorzugeben, wird der Verfahrweg des Anregungszyinders über ein Hydraulikventil geregelt. Die zur Messung notwendigen Daten sollen mittels Wegaufnehmer, Beschleunigungssensoren und einer Kraftmessdose erfasst werden.

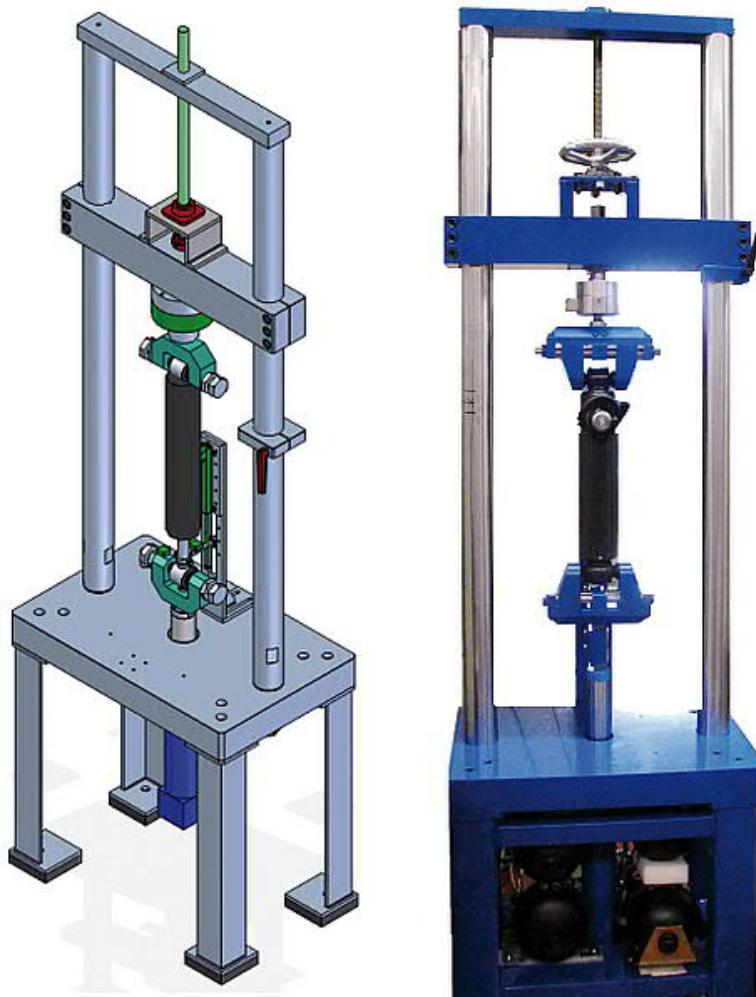


Bild 6.4: Prinzipielle Lösung der Tragstruktur: CAD-Modell und fertiggestellter Prüfstand

Die erforderlichen Messgrößen sind zum einen der Verfahrweg und die Beschleunigung des zu prüfenden konventionellen, semi-aktiven oder aktiven Kraftstellers, zum anderen die resultierenden Zug-Druck-Kräfte. Diese Messgrößen werden für die Erstellung der Dämpferkennlinien und der Kraft-Weg-Diagramme benötigt. Des Weiteren soll auch der Verfahrweg und die Beschleunigung des Anregungszyinders gemessen werden. Diese Messgrößen werden für die Regelung der Anregungseinheit benötigt. Das Regelungskonzept, die Erfassung und die Auswertung der gewonnenen Messdaten so wie der vorgesehene automatisierte Ablauf der Messung erfolgen mittels einer Informationsverarbeitung, die hier nicht näher beschrieben wird.

6.2 Testphasen und Testhierarchie

Anhand der Darstellung in Bild 6.5 werden die drei grundlegenden Prozessphasen beim *MechIL*-Test realer mechatronischer Komponenten erläutert.

Der Prozessabschnitt der *Testvorbereitung* lässt sich in mehrere Teilabschnitte unterteilen, in denen alle für die Testdurchführung erforderlichen Informationen ermittelt werden. Ferner werden auch die notwendigen Gerätschaften bereitgestellt. Eine Spezifikation mit einer möglichst exakten Formulierung der gewünschten Eigenschaften ist dabei die Grundlage für die Testvorbereitung. Es sind folgende Teilschritte zu absolvieren:

- Spezifikation der Testziele für das konkrete Testobjekt. Es soll spezifiziert werden was getestet werden soll und nach welcher Art von Eigenschaften oder Fehlern wird gesucht.
- Spezifizierung des Testverfahrens. Hiervon hängt auch die Beschaffung der erforderlichen Geräte und Ausrüstung und damit auch die Definition der Schnittstellen und Signalkonditionierung. Der in dieser Arbeit beschriebene Testfall lässt sich als ein *Clear-Box*-Testverfahren klassifizieren, weil eine vollständige Kenntnis der internen Struktur des Testobjekts, sowie der Zugriff auf die internen Zustandsgrößen vorliegen¹². Das Ableiten der Referenz erfolgt ebenfalls in diesem Prozessabschnitt.
- Die Generierung der einzelnen Testfälle mit detaillierten Vorschriften zur Durchführung und Auswertung. Dabei muss jeder, in der Spezifikation definierter Eigenschaft, mindestens ein Testfall zugeordnet werden.

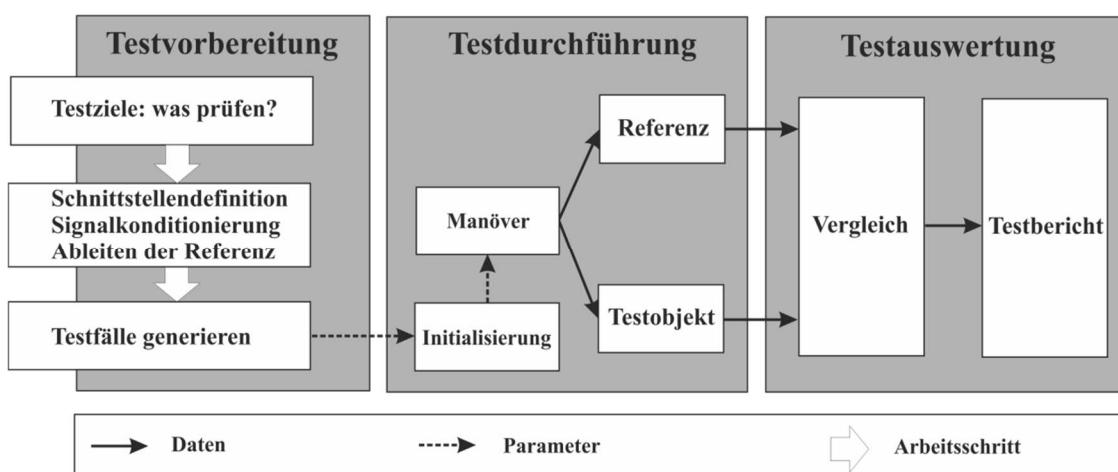


Bild 6.5: Testphasen

In der Phase der *Testdurchführung* muss zwingend sichergestellt werden, dass das Testobjekt sich in einem bekannten Anfangszustand befindet. Die Initialisierung des

¹² Ein Verfahren ohne Zugriff auf die internen Zustandsgrößen des Testobjekts wird als Black-Box Test bezeichnet. Eine Mischform aus Clear-Box und Black-Box als Gray-Box.

Testobjekts ist eine grundlegende Voraussetzung für die Testgültigkeit. Nach erfolgreicher Initialisierung erfolgen die eigentlichen Messungen und Beobachtungen am Testobjekt.

In der Phase der *Testauswertung* erfolgt der Vergleich der am Testobjekt gemessenen Werte mit den Ausgabewerten der Referenz auf Grundlage der vorab definierten Auswertevorschrift. Es folgen eine Bewertung der Vergleichsergebnisse und eine Dokumentation dieser Ergebnisse in einem Testbericht.

Für eine möglichst hohe Effizienz im Testprozess muss frühzeitig definiert werden, welche Testarten zu welcher Zeit vorgenommen werden. Damit wird sichergestellt, dass eine angemessene Testabdeckung erzielt wird und Mehrfachtests vermieden werden. Ferner empfiehlt es sich eine hierarchische Strukturierung der Testabläufe vorzunehmen. Eine mehrstufige Testhierarchie, die sich bereits für den Test von Steuergeräten und Embedded Software bewährte, lässt sich ebenfalls auf die Test mit mechatronischen Komponenten übertragen (Bild 6.6).

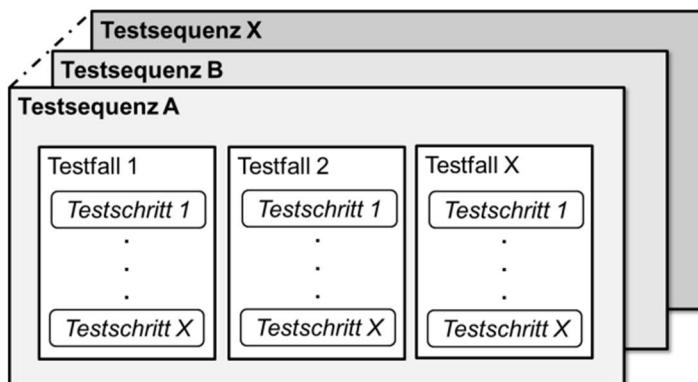


Bild 6.6: Strukturierung und Hierarchisierung der Tests

Im Mittelpunkt der Betrachtung steht der einzelne Testfall. Mit einem Testfall wird ein einzelner Manöver für die konkrete Komponente oder Komponentenverbund absolviert. Ein einzelner Testfall besteht aus mehreren Operationen zur Erzeugung der Anregungssignale, Messung der Ausgabewerte sowie Auswertung und Dokumentation der Testergebnisse, die als Testschritte bezeichnet werden. Der vollständige Systemtest kann je nach Umfang in Systemkomplexität eine Abfolge zahlreicher Testfälle beinhalten, die zu einer Testsequenz zusammengefasst werden können. Mehrere dieser Testsequenzen können wiederum zu Sequenzen höherer Ordnung zusammengefasst werden, z.B. für den Test mehrerer Komponenten im Verbund. Für das in dieser Arbeit beschriebene Fahrwerksystem wird eine hierarchische Strukturierung gemäß folgender Aufstellung gewählt:

- Testsequenz A: Einzelner semi-aktiver Kraftsteller
 - Testfall 1: Schweizerbahn-Anregung
 - Testfall 2: Sinusbahn-Anregung

- Testfall 3: Hindernisbahn-Anregung
- Testsequenz B: Einzelter aktiver Kraftsteller
 - Testfall 1: Schweizerbahn-Anregung
 - Testfall 2: Sinusbahn-Anregung
 - Testfall 3: Hindernisbahn-Anregung
- Testsequenz C: Semi-aktiver und aktiver Kraftsteller im Verbund
 - Testfall 1: Schweizerbahn-Anregung
 - Testfall 2: Sinusbahn-Anregung
 - Testfall 3: Hindernisbahn-Anregung

Gemäß der gewählten Fahrwerkkonfiguration wird für die Testsequenz 1 ein semiaktives Stellelement an einer der vorgesehenen Laufrollen platziert. Für den semiaktiven Eingriff sind die Laufrollen 1 und 6 eingeplant. Da die Laufrolle 1 im Allgemeinen stärkeren Belastungen ausgesetzt ist, wird der reale CDC-Dämpfer im virtuellen Fahrzeugmodell an dieser Stelle integriert.

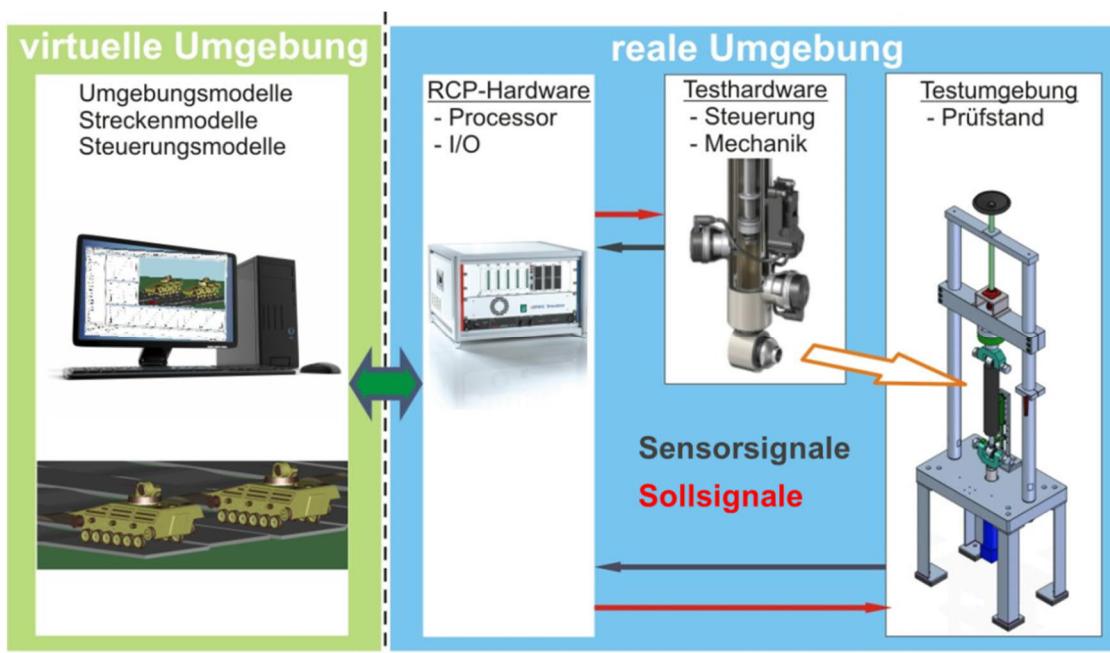


Bild 6.7: CDC-Dämpfertest in virtueller Umgebung – Testsequenz A

Das Modell verarbeitet somit an der Laufrolle 1 die realen Daten des Prüflings. Die vom Modell generierten Stellgrößen für den semiaktiven Dämpfer an der ersten Laufrolle werden wiederum an die reale Stelleinrichtung am Prüfling geleitet (vgl. Bild 6.7). Damit kann das semiaktive Element unter realen Bedingungen getestet werden, ohne dass ein Fahrzeug zu diesem Zweck umgebaut werden muss.

Die virtuelle Umgebung beinhaltet unter anderem das echtzeitfähige Gesamtfahrzeugmodell in Dymola-Umgebung, sowie die Schnittstellen für die real am Prüfstand aufgebauten Fahrwerkfederungselemente und I/O-Konfiguration der verwendeten dSPACE – Echtzeithardware.

Analog zu dem beschriebenen Vorgehen für das semiaktive Element wird im Rahmen der Testsequenz B die Aktorik für den aktiven Stelleingriff getestet (vgl. Bild 6.8). Den Platz des CDC-Dämpfers wird hierbei ein 3-Kammer-Gleichlaufzylinder (HP-Zylinder) einnehmen. Dieser wird durch einen Flügelzellenaktor (FZA) gesteuert. Die Platzierung im virtuellen Fahrzeugmodell ergibt sich gemäß der Fahrwerkkonfiguration an der Laufrolle 2, die stärkeren Belastungen ausgesetzt ist.

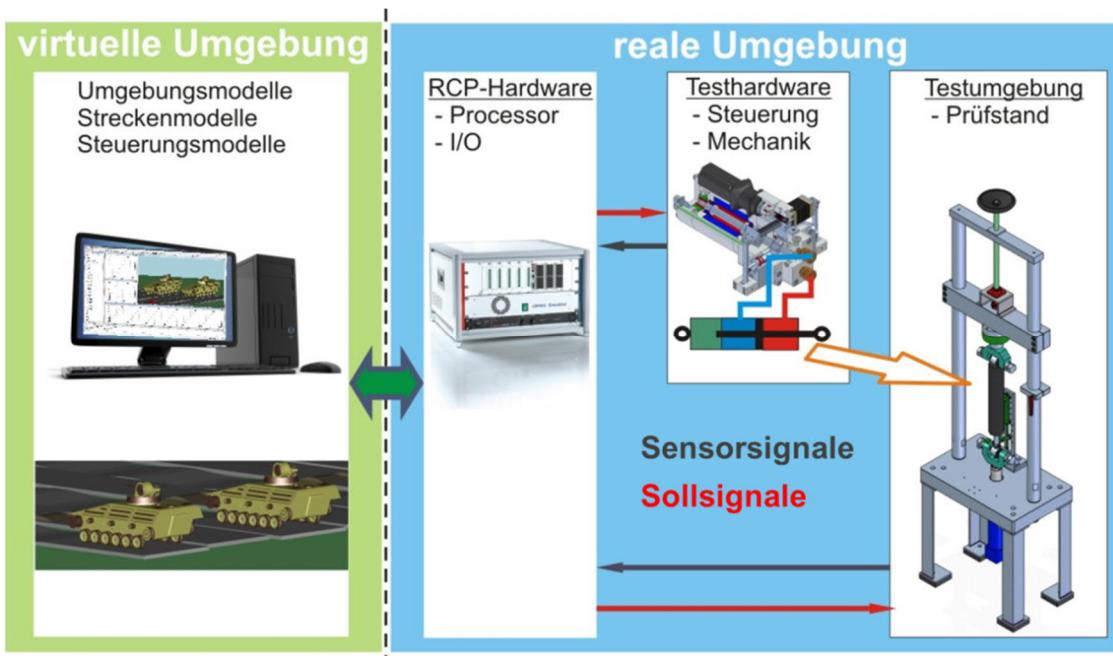


Bild 6.8: FZA und HP-Gleichlaufzylinder in virtueller Umgebung – Testsequenz B

Die Testsequenz C, bei der die aktiven und semi-aktiven Komponenten im Verbund getestet werden bedarf einer zusätzlichen Prüfstandsumgebung und wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht behandelt. Die beschriebene Methodik bietet neben der Möglichkeit, die realen Komponenten unter echten Einsatzbedingungen zu testen, ohne ein ganzes Fahrzeug umrüsten zu müssen auch noch die Skalierbarkeit der Ergebnisse, als nennenswerten Vorteil. Damit kann die Übertragbarkeit auf die Systeme gleichen Typs, aber anderer Gewichtsklassen nachgewiesen werden, ohne dass entsprechende Fahrzeuge zu diesem Zweck umgebaut werden müssen oder ein Aufbau der neudimensionierten Aktorprototypen erfolgen muss.

6.2.1 Testsequenz A – Semiaktives Stellelement

Das semiaktive Stellelement wird gemäß dem in Bild 6.9 dargestellten Messkettenaufbau in die Prüfstandsumgebung integriert. Als Schnittstellen für die Regelung werden folgende Parameter im Fahrzeugmodell vorgesehen:

- Dämpfungskraft
- Vertikalbeschleunigung der Laufrolle
- Dämpferweg
- Stellgrößen für die Stelleinrichtungen (Ventil CDC, Ventil - Anregung)
- Außenwandtemperatur des Stellelements

Die Temperatur des Stellelements dient lediglich den Beobachtungs- und Diagnosezwecken und wird nicht als Regelparameter verwendet. Als Referenz für den Testfall dient die Simulation des Gesamtfahrzeugmodells. Ausgewertet werden die für die Vertikaldynamik relevanten Parameter, wie die Aufbaubeschleunigungen und Aufbaubewegungen, sowie die Relativgeschwindigkeiten der Kraftsteller und die eingeregelten Dämpfungs Kräfte.

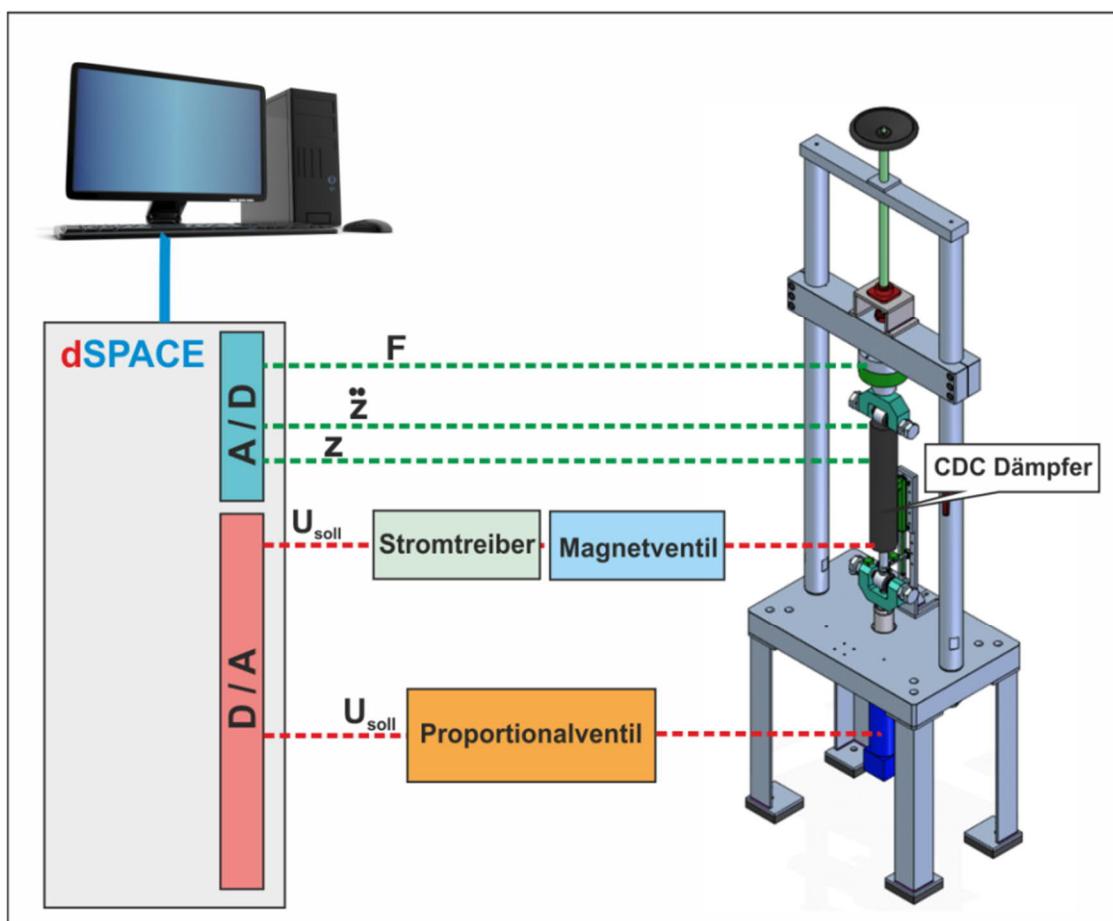


Bild 6.9: Messkettenaufbau für den Test semi-aktiver Kraftsteller (CDC-Dämpfer)

Nachfolgend werden in Tabelle 6.1 die geplanten Testläufe zusammengetragen.

Tabelle 6.1: Planung der Testfälle mit semi-aktivem Kraftsteller (CDC-Dämpfer)

Testfall	Manöver	Auswertung	Reglereinstellung	
			global	lokal
TF 1.1	Schweizerbahn 10 km/h	$\ddot{z}_{Hub}; z_{Hub}; \varphi_{Nick}; \varphi_{Wank}$ $\Delta\dot{z}_{CDC}^i; F_D; T_{CDC}^i$	K_V^i	<i>Kennfeld</i>
TF 1.2	Schweizerbahn 30 km/h	$\ddot{z}_{Hub}; z_{Hub}; \varphi_{Nick}; \varphi_{Wank}$ $\Delta\dot{z}_{CDC}^i; F_D; T_{CDC}^i$	K_V^i	<i>Kennfeld</i>
TF 2.1	Sinusbahn 10 km/h	$\ddot{z}_{Hub}; z_{Hub}; \varphi_{Nick}; \varphi_{Wank}$ $\Delta\dot{z}_{CDC}^i; F_D; T_{CDC}^i$	K_V^i	<i>Kennfeld</i>
TF 2.2	Sinusbahn 30 km/h	$\ddot{z}_{Hub}; z_{Hub}; \varphi_{Nick}; \varphi_{Wank}$ $\Delta\dot{z}_{CDC}^i; F_D; T_{CDC}^i$	K_V^i	<i>Kennfeld</i>
TF 3.1	Hindernisbahn 10 km/h	$\ddot{z}_{Hub}; z_{Hub}; \varphi_{Nick}; \varphi_{Wank}$ $\Delta\dot{z}_{CDC}^i; F_D; T_{CDC}^i$	K_V^i	<i>Kennfeld</i>
TF 3.2	Hindernisbahn 30 km/h	$\ddot{z}_{Hub}; z_{Hub}; \varphi_{Nick}; \varphi_{Wank}$ $\Delta\dot{z}_{CDC}^i; F_D; T_{CDC}^i$	K_V^i	<i>Kennfeld</i>

Exemplarisch werden in diesem Abschnitt ausgewählte Ergebnisse der Testfälle auf der Schweizerbahn bei einer Fahrzeuggeschwindigkeit von 30 km/h vorgestellt. Da die Wärmeentwicklung der Kraftsteller einen der wichtigsten Aspekte der vorliegenden Schrift darstellt, wird diese nachfolgend analysiert. Die Darstellung in Bild 6.10 zeigt den Vergleich der Oberflächentemperaturen der Kraftsteller aus der Referenz und Messung aus dem *MechIL*-Test. Als Referenz dienten das validierte Gesamtfahrzeugmodell des konventionell ausgestatteten Fahrzeugs, sowie das Gesamtfahrzeugmodell der favorisierten und im Versuch getesteten Fahrwerkvariante.

Es werden die vorhandenen Daten der Fahrbahnprofile als Anregungssignale verwendet. Damit werden die realen Belastungen am Fahrzeug an der Teststrecke imitiert. Ein konventioneller Dämpfer aus dem Marder 1A3 wird als Referenz für die Verifikation in der Testumgebung eingesetzt.

In einem Dauerlauf wird die Außenwandtemperatur des Dämpfers gemessen und mit den Daten aus dem Wärmeeintragsmodell verglichen. In einem zweiten Schritt wird ein semiaktiver CDC-Dämpfer im gleichen Dauerlauftest verwendet. Im Zuge dieser Untersuchungen soll festgestellt werden, inwiefern ein semiaktives Stellelement die Problematik der enormen Wärmeentwicklung entschärfen kann. Im Zuge dieser Untersuchung können auch Einstellbereiche der Dämpferkennung ermittelt werden, in welchen der Wärmeeintrag in einem akzeptablen Bereich liegt

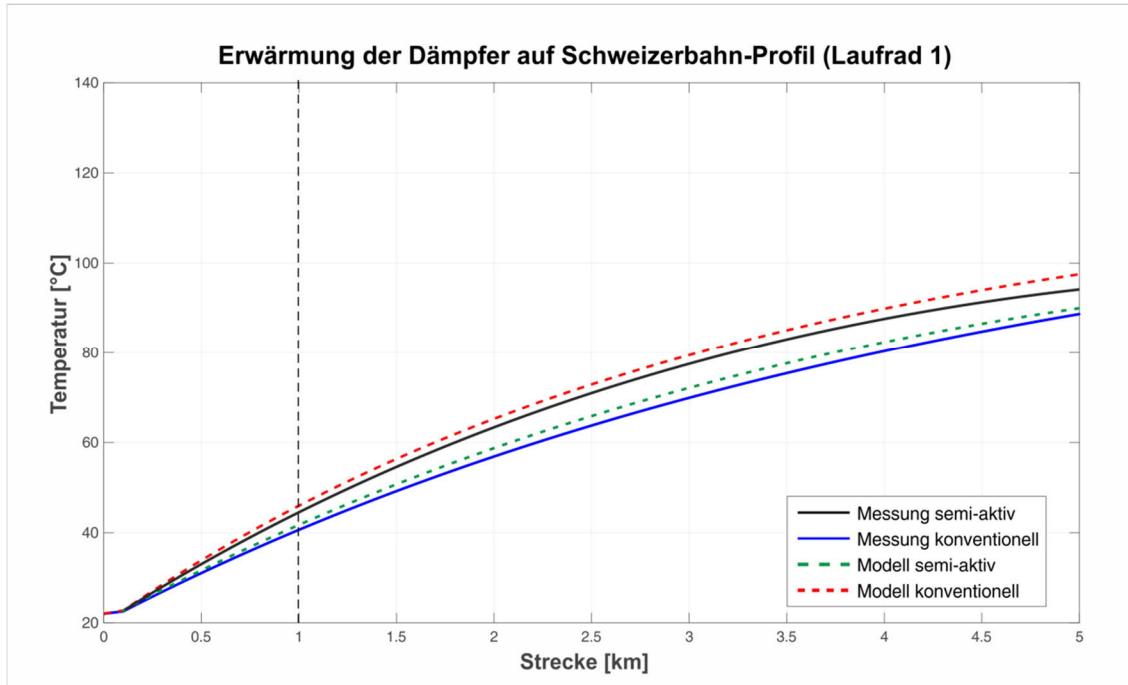


Bild 6.10: Vergleich der Teilsysteme im Test und Modell

Das Referenzmodell und die Messung weisen sowohl im konventionell wie auch im semi-aktiv ausgewerteten Fall Abweichungen auf, die allerdings hinsichtlich der getroffenen Annahmen bei der Modellbildung als akzeptabel gewertet werden können. Bei dem semi-aktiven Kraftsteller ist Abweichung des Modells von der Realität um ca. 3°C festzustellen. Bei dem konventionellen Dämpfer ist eine etwas höhere Abweichung von ca. 5°C zu beobachten. Der CDC-Dämpfer erreicht im Versuch eine höhere Temperatur als im Modell berechnet. Außerdem erwärmt sich der CDC-Dämpfer stärker als der konventionelle Dämpfer, was den Modellaussagen widerspricht. Der konventionelle Dämpfer hingegen erreicht eine im Vergleich zum Modell niedrigere Temperatur. Diese Modellgenauigkeiten liegen einerseits in der komplexeren Gehäuseform des konventionellen Dämpfers begründet. Diese ist nicht zylindrisch, wie im Modell vereinfacht angenommen und hat in der Realität eine wesentlich größere Abstrahlfläche. Andererseits wird die tendenziell höhere Erwärmung des semi-aktiven Kraftstellers mit seinen, im Vergleich zum konventionellen Dämpfer kleineren Dimensionen begründet. Damit besitzt der serienmäßige CDC-Dämpfer eine geringere Wärmekapazität und eine kleinere Gehäuseoberfläche, was zwangsläufig zur stärkeren Erwärmung führt. Das Problem kann durch den Einsatz

neudimensionierter semi-aktiver Dämpfer entschärft werden. Trotz dieser Erkenntnisse sind die, mit dem vereinfachten Modellansatz erzielten Ergebnisse zufriedenstellend.

6.2.2 Testsequenz B – Aktives Stellelement

Analog zum beschriebenen Test mit einem semi-aktiven Kraftsteller wird das aktive Stellelement gemäß dem in Bild 6.11 dargestellten Messkettenaufbau in die Prüfstandsumgebung integriert.

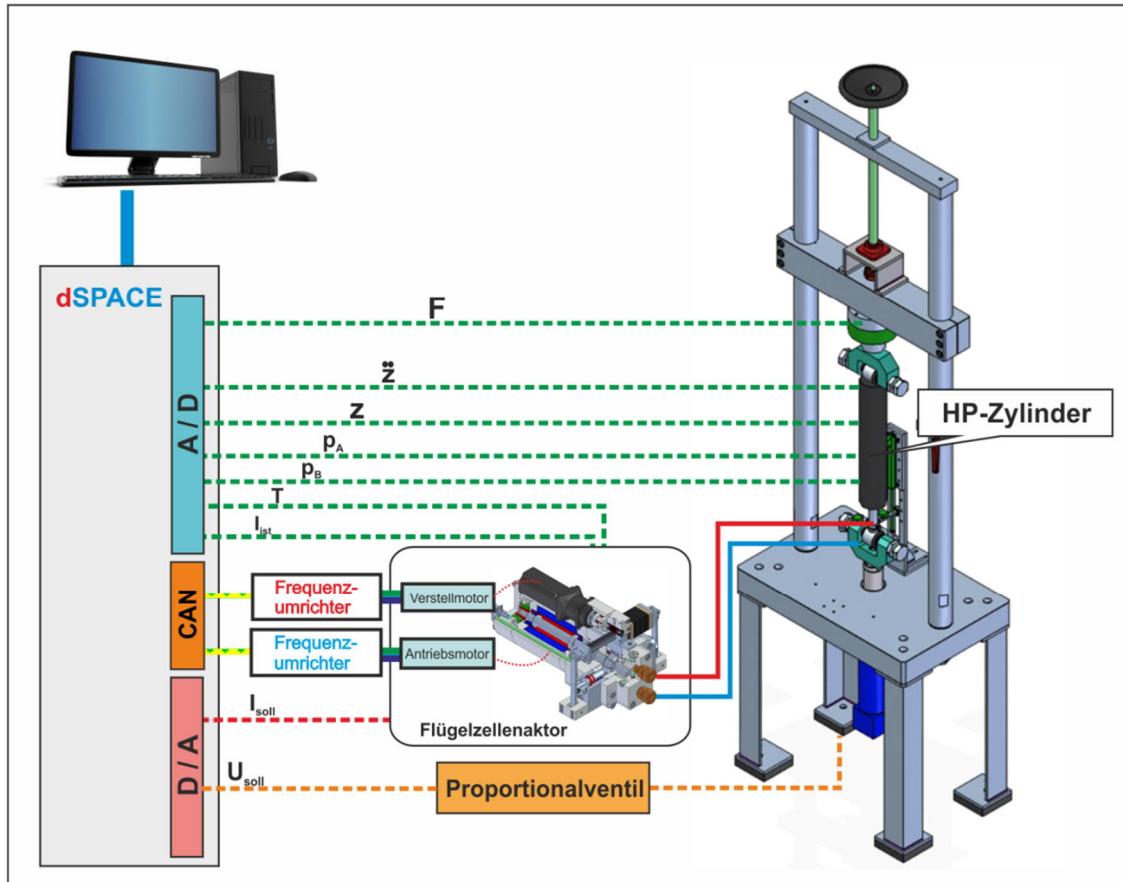


Bild 6.11: Messkettenaufbau für den Test aktiver Kraftsteller (FZA und HP-Zylinder)

Als Schnittstellen für die Regelung werden folgende Parameter im Fahrzeugmodell vorgesehen:

- Stellkraft
- Kammerdrücke in den Zylinderkammern und der HP-Kammer
- Vertikalbeschleunigung der Laufrolle
- Stellerposition
- Stellgrößen für Verstellmotor, Antriebsmotor, Ventilanregung
- Außenwandtemperatur des Stellelements

Auch in dieser Testsequenz werden die für die Vertikaldynamik relevanten Parameter ausgewertet. Es sind die Aufbaubeschleunigungen und Aufbaubewegungen, die Relativgeschwindigkeiten der Kraftsteller und die eingeregelten Kräfte. Darüber hinaus sind die Kammerdrücke des HP-Zylinders aufzuzeichnen. Nachfolgend werden in Tabelle 6.2 die geplanten Testfälle zusammengefasst:

Tabelle 6.2: Planung der Testfälle mit FZA und HP-Zylinder

Testfall	Manöver	Auswertung	Reglereinstellung	
			global	lokal
TF 1.1	Schweizerbahn 10 km/h	$\ddot{z}_{Hub}; z_{Hub}; \varphi_{Nick}; \varphi_{Wank}$ $\Delta\dot{z}_{HP}^i; F_{AKT}; T_{AKT}^i; p_A; p_B; p_{HP}$	K_V^i	$\varphi_{soll}^{VM}; n_{soll}^{AM}$
TF 1.2	Schweizerbahn 30 km/h	$\ddot{z}_{Hub}; z_{Hub}; \varphi_{Nick}; \varphi_{Wank}$ $\Delta\dot{z}_{HP}^i; F_{AKT}; T_{AKT}^i; p_A; p_B; p_{HP}$	K_V^i	$\varphi_{soll}^{VM}; n_{soll}^{AM}$
TF 2.1	Sinusbahn 10 km/h	$\ddot{z}_{Hub}; z_{Hub}; \varphi_{Nick}; \varphi_{Wank}$ $\Delta\dot{z}_{HP}^i; F_{AKT}; T_{AKT}^i; p_A; p_B; p_{HP}$	K_V^i	$\varphi_{soll}^{VM}; n_{soll}^{AM}$
TF 2.2	Sinusbahn 30 km/h	$\ddot{z}_{Hub}; z_{Hub}; \varphi_{Nick}; \varphi_{Wank}$ $\Delta\dot{z}_{HP}^i; F_{AKT}; T_{AKT}^i; p_A; p_B; p_{HP}$	K_V^i	$\varphi_{soll}^{VM}; n_{soll}^{AM}$
TF 3.1	Hindernisbahn 10 km/h	$\ddot{z}_{Hub}; z_{Hub}; \varphi_{Nick}; \varphi_{Wank}$ $\Delta\dot{z}_{HP}^i; F_{AKT}; T_{AKT}^i; p_A; p_B; p_{HP}$	K_V^i	$\varphi_{soll}^{VM}; n_{soll}^{AM}$
TF 3.2	Hindernisbahn 30 km/h	$\ddot{z}_{Hub}; z_{Hub}; \varphi_{Nick}; \varphi_{Wank}$ $\Delta\dot{z}_{HP}^i; F_{AKT}; T_{AKT}^i; p_A; p_B; p_{HP}$	K_V^i	$\varphi_{soll}^{VM}; n_{soll}^{AM}$

Analog zum Test der semi-aktiven Steller werden nachfolgend die Ergebnisse für die Wärmeentwicklung der aktiven Stellelemente vorgestellt (Bild 6.12). Hier liefert das Modell eine sehr gute Übereinstimmung mit dem gemessenen Ergebnis. Dies ist dem Umstand geschuldet, dass alle erforderlichen Parameter des hydropneumatischen Stellzyinders genauestens bekannt waren und ohne Annahmen oder Schätzungen im Modell berücksichtigt werden konnten. Die Modellabweichungen beim konventionellen Dämpfer wirken sich auch in diesem Testfall auf das Ergebnis aus. Das Modell berechnet tendenziell eine höhere Temperatur als im Versuch gemessen wird. Die Abweichungen liegen dennoch in einem akzeptablen Bereich.

Aus Modell, wie auch aus Messung lässt sich ableiten, dass längere Fahrten über Straßenprofile, die mit der Schweizerbahn vergleichbar sind zu Temperaturen weit über 120°C führen können. Als kritisch für die meisten Dicthelemente werden die

Temperaturen über 130°C angesehen. Mit aktiven und semi-aktiven Kraftstellern kann das Problem der Wärmeentwicklung zum Teil entschärft werden. Dies kann einerseits durch entsprechend ausgelegte Regelung dieser Kraftsteller erfolgen. Andererseits kann bereits die Konstruktion dieser Stellelemente mit Berücksichtigung des zu erwartenden Wärmeeintrags erfolgen. Durch die Wahl der geeigneten Werkstoffe und größerer Abstrahlflächen kann auch die Wärmekapazität zielgerichtet beeinflusst werden.

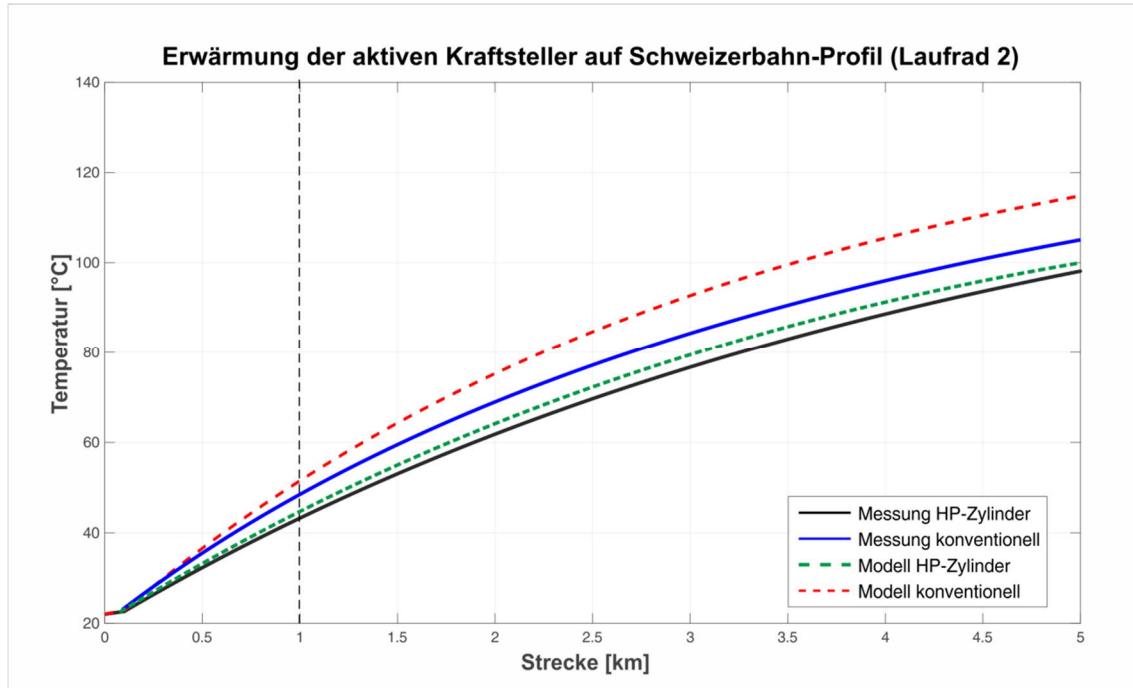


Bild 6.12: Vergleich der Teilsysteme im Test und Modell

Weitere Möglichkeiten bestehen in den zusätzlichen Kühlmaßnahmen durch Ventilation oder Anbringen von Kühlkörpern. Die Wirksamkeit der Maßnahmen kann im Prüfstandsversuch nach beschriebener Vorgehensweise nachgewiesen werden, ohne dass ein Fahrzeugumbau und Fahrversuch im Gelände nötig sind.

7 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wird der Entwurf eines mechatronischen Fahrzeugfederungssystems für ein mittelschweres gepanzertes Kettenfahrzeug der MLC 40 beschrieben. Der Fokus liegt dabei auf der Ermittlung der Potentiale durch die Kombination von aktiven und semi-aktiven Kraftstellern in einem Fahrwerksystem im Hinblick auf die Energieeffizienz und die Wärmeentwicklung. Im Rahmen der modellbasierten Untersuchungen wurden mehrere Varianten der möglichen Fahrwerkkonfiguration erarbeitet und analysiert. In einer Nutzwertanalyse wurde eine Variante ermittelt, die alle gestellten Anforderungen hinreichend erfüllt.

Der in dieser Arbeit beschriebene Lösungsprozess reicht vom Erfassen der Ausgangssituation über die Zielformulierung bis hin zur Ausarbeitung geeigneter Lösungen, der anschließenden Lösungsauswahl und den Komponententests in einer Prüfstandsumgebung. Das vollständige Erfassen der Ausgangssituation wird durch detaillierte Recherchen der aktuellen Entwicklungen zur Thematik abgesichert. Die Recherchen beinhalten die relevanten Aspekte der Forschung und Entwicklung geregelter Federungssysteme bis zum gegenwärtigen Zeitpunkt sowie ihre Relevanz für die vorliegende Arbeit. Darüber hinaus werden im Stand der Technik die in der Arbeit thematisierten Begriffe definiert, um die Aufgaben- sowie Zielklarheit zu gewährleisten. Ferner wird der Lösungsprozess selbst im Stand der Technik erläutert.

Im Rahmen der Aufgabenklärung werden die Ziele und Anforderungen konkret ausformuliert und mathematisch beschrieben. Es folgt die Definition entsprechender Bewertungsgrößen und Beurteilungsgrundlagen, die zur objektiven Beurteilung des Systemverhaltens während der Konzeptphase, der Analyse und der Optimierung des zu entwerfenden Systems beitragen.

Die anschließende Identifikation des entwurfsrelevanten Systemumfelds umfasste die Erfassung aller äußeren Einflüsse, die für das Systemverhalten relevant sind. Dazu wurde das zu entwerfende System eingegrenzt und auf die relevanten Wechselwirkungen hinsichtlich Informationsfluss, Energiefluss und Stofffluss reduziert. Das so entstandene Modell des entwurfsrelevanten Systemumfelds beinhaltet Anregungs- und Bewertungsmodelle, sowie Modelle der Informationsschnittstellen und der Umgebungseinflüsse, so wie der Wärmeeintrag und die Fahrmanöver.

Im Rahmen der dreiphasigen Modellbasierten Komposition wurden die mechatronischen Konzepte für die Varianten des Gesamtsystems mit den anzustrebenden Funktionen erarbeitet und analysiert. Die Phase der Komposition des Grundsystems beinhaltet die Erstellung eines Gesamtfahrzeugmodells in ausreichender Modellierungstiefe sowie eine Parameteridentifikation und Modellvalidierung anhand der im Fahrversuch gewonnenen Messdaten. In der Phase der Idealisierten Komposition werden die Konzepte für die systemübergreifende Informationsverarbeitung aller Systemvarianten erarbeitet. In der Phase der Ganzheitlichen Komposition werden die Varianten um Aktormodelle

vervollständigt. Es folgt die Simulation der Systemvarianten, Analyse der Ergebnisse und die Auswahl einer favorisierten Systemvariante auf Grundlage einer Nutzwertanalyse.

Die anschließende Funktionsorientierte Koordination beinhaltet die Auswahl und Dimensionierung von Aktorik, Sensorik und Hardware. Hier werden die, für die Funktion relevanten Lösungselemente festgelegt und im Detail modelltechnisch abgebildet. Hier findet auch eine ganzheitliche modellbasierte Systemanalyse statt, wo alle gesamtsystemrelevanten Änderungen erfasst sowie die Schnittstellen definiert werden.

Im Rahmen der Modellgestützten Integration wird die Testphase geplant und vorbereitet. Es folgt ein testbasierter Funktionsnachweis der Teilsysteme. An dieser Stelle wird als Abgrenzung zum HIL-Test ein Begriff MechIL eingeführt und erläutert. Im Rahmen des vorgestellten Verfahrens werden eine Systematisierung der Testphasen und eine entsprechende Hierarchisierung der Testfälle definiert und erläutert. Anschließend folgen ausgewählte Ergebnisse aus dem testbasierten Funktionsnachweis und die daraus abgeleiteten Empfehlungen zur gezielten Reduktion der Wärmeentwicklung für betroffene Systemkomponenten.

Als Ausblick für die weiterführenden Tätigkeiten kann der testbasierte Funktionsnachweis für einen Verbund der Teilsysteme im Rahmen von MechIL-Tests erfolgen. Für diese Testsequenz, die im Rahmen dieser Arbeit nicht bearbeitet werden konnte, muss eine zusätzliche Testumgebung zur Verfügung stehen, damit aktive und semi-aktive Teilkomponenten gleichzeitig getestet werden können. In nachfolgenden Etappen sollte eine

Nach erfolgreichen Tests und Feinabstimmung des Systems mit einem bedienintensiven Entwickler-Echtzeitsystem, als zentrale Recheneinheit der Informationsverarbeitung sollte dieses in nachfolgenden Etappen durch ein automatisch arbeitendes Steuergerät ersetzt werden, um die Erprobung des Systems am Fahrzeug durch Testanwender zu ermöglichen. Das System soll damit soweit automatisiert werden, dass lediglich das Einschalten notwendig ist und ggf. das einfache Umschalten zwischen gewünschten Betriebsmodi ermöglicht wird. Hierfür wurde ein für das militärische Einsatzgebiet geeignetes Steuergerät ausgewählt, auf welchen anschließend die Regelalgorithmen implementiert werden können. Mit der anschließenden Integration, Inbetriebnahme und Feldtests am Prototypenfahrzeug im Rahmen von Mechatronischer Applikation sollte der Entwicklungsprozess abgeschlossen werden.

8 Abkürzungsverzeichnis

ABC	– Active Body Control
ARS	– Active Roll Stabilization
AD	– Analog-Digital
ACC	– Acceleration (Beschleunigung)
AM	– Antriebsmotor
BLDC	– Brushless Direct Current (Bürstenloser Gleichstrommotor)
CDC	– Continuous Damping Control
CAN	– Controller Area Network
DA	– Digital-Analog
DOE	– Degree of Freedom
EDC	– Electronic Damping Control
ERF	– Elektro-Rheologische Flüssigkeit
FEM	– Finite Elemente Methode
FZA	– Flügelzellenaktor
FZP	– Flügelzellenpumpe
HIL	– Hardware in the Loop
HP	– Hydropneumatisch
I/O	– Input/Output
MLC	– Military Load Class
MRF	– Magneto-Rheologische Flüssigkeit
MLaP	– Mechatronik Laboratorium Paderborn
MIL	– Model-in-the-Loop
MKS	– Mehrkörpersystem
MIMO	– Multiple Input Multiple Output
MechIL	– Mechanic-in-The-Loop
MPE	- Motor-Pumpe-Einheit

ORS	– Off Road Stabilisator
PDC	– Pneumatic Damping Control
PSM	– Permanenterregte Synchronmaschine
Pz	– Panzer
RtM	– Regelungstechnik und Mechatronik
RMS	– Root Mean Square
RCP	– Rapid Control Prototyping
SIL	– Software-in-the-Loop
SPz	– Schützenpanzer
VM	– Verstellmotor
VB	– Ventilblock
WTD	– Wehrtechnische Dienststelle

9 Notation

Formelzeichen	Erläuterung	Einheit
A	Mantelfläche der Zylinderinnenseite	[m ²]
$a_{B,eff}$	Effektivwert der bewerteten Aufbaubeschleunigung	[m/s ²]
a_B	bewertete Aufbaubeschleunigung	[m/s ²]
B_i	Amplitude des Laufrollenhub der i-ten Rolle	[m]
C	Wärmekapazität	[J/(kgK)]
c_p	spezifische Wärmekapazität	[J/(kgK)]
c_i	Federsteifigkeit der i-ten Rollenaufhängung	[N/m]
d_{Grund}	Grunddämpfung	[Ns/m]
d_i	Dämpfungsrate der i-ten Rollenaufhängung	[Ns/m]
E_p	potentielle Energie (Feder)	[J]
F_G	Gewichtskraft	[N]
F_N	Normalkraft	[N]
F_i	Kraft der i-ten Rolle auf den Aufbau	[N]
F_d	Dämpfungskraft	[N]
f_{Aufbau}	Aufbaueigenfrequenz	[Hz]
f_{Rad}	Radeigenfrequenz	[Hz]
l_{WP}	Abstand zum Wankpol	[m]
l_{NP}	Abstand zum Nickpol	[m]
l_{SP}	Abstand zum Schwerpunkt	[m]
M_{Nick}	Nickmoment	[Nm]
M_{Wank}	Wankmoment	[Nm]
M_T	Moment um den Schwerpunkt	[Nm]
M_i	Torsionsmoment der Drehfeder	[Nm]
m	Masse	[kg]
$P_{mid,Pos}$	positive mittlere Leistung	[W]
$P_{mid,Neg}$	negative mittlere Leistung	[W]
P_{pos}	positive Leistung	[W]
P_{neg}	negative Leistung	[W]

P_i^{diss}	Verlustleistung eines einzelnen Federbeins	[W]
P_{ges}^{diss}	Gesamtverlustleistung	[W]
P_{ges}	Gesamtleistung	[W]
P_{act}	eingebrachte Leistung	[W]
P_{heat}	Wärmeleistung	[W]
Δp	Druckdifferenz	[bar]
Q	Wärmemenge	[J]
\dot{Q}_{IN}	eingeprägter Wärmestrom	[W]
\dot{Q}_{OUT}	abgehender Wärmestrom	[W]
r_{TR}	Radius des Triebrades	[m]
r_R	Radius des Laufrades	[m]
r_{SR}	Radius des Stützrades	[m]
r_{LR}	Radius des Leitrades	[m]
ΔT	Temperaturdifferenz	[°C]
T_{solid}	Festkörpertemperatur	[°C]
T_{air}	Lufttemperatur	[°C]
T	Periodendauer	[s]
T_{Oil}	Temperatur des Fluids	[°C]
T_{Geh}	Gehäusetemperatur	[°C]
T_{Umg}	Umgebungstemperatur	[°C]
T_{End}	Endtemperatur	[°C]
t	Zeit	[s]
W_F	Arbeit der Torsionsfedern	[J]
W_{AS}	Arbeit der Anschlagfedern	[J]
W_i	Arbeit der i-ten Rollenaufhängung	[J]
z_i	Hub der i-ten Rollenaufhängung	[m]
z_{0i}	Statischer Hub der i-ten Laufrolle	[m]
z_A	Hub	[m]
\dot{z}_A	Hubgeschwindigkeit	[m/s]
\ddot{z}_A	Hubbeschleunigung	[m/s ²]
β_i	Phasenverschiebung	[rad]
λ	spezifische Tragfähigkeit (Schluckvermögen)	[m]

ω	Eigenkreisfrequenz der eingeschwungenen Schwingung	[rad/s]
v	Geschwindigkeit	[m/s]
v_{Di}	Relativgeschwindigkeit des i-ten Dämpfers	[m/s]
δ	Wanddicke	[m]
κ	Wärmeübertragungskoeffizient	[W/(m ² K)]
φ_{Ri}	Tragarmwinkel relativ zum Aufbau	[rad]
φ_{Aufbau}	Aufbauwinkel	[rad]
φ_{Nick}	Nickwinkel	[rad]
$\dot{\varphi}_{Nick}$	Nickgeschwindigkeit	[rad/s]
$\ddot{\varphi}_{Nick}$	Nickbeschleunigung	[rad/s ²]
φ_{Wank}	Wankwinkel	[rad]
$\dot{\varphi}_{Wank}$	Wankgeschwindigkeit	[rad/s]
$\ddot{\varphi}_{Wank}$	Wankbeschleunigung	[rad/s ²]
ω_{TR}	Winkelgeschwindigkeit des Triebrads	[rad/s]
ω_{SR}	Winkelgeschwindigkeit des Stützrads	[rad/s]
ω_R	Winkelgeschwindigkeit des Laufrads	[rad/s]
ω_{LR}	Winkelgeschwindigkeit des Leitrads	[rad/s]

10 Literaturverzeichnis

- [Ada14] ADAMSKI, D.: Simulation in der Fahrwerktechnik, Wiesbaden, Springer Vieweg, 2014.
- [AH87] ANDREASEN, M. M.; HEIN, L.: Integrated Product Development. Springer Verlag, Berlin, 1987.
- [ANT54] ANTONOV, A. S.; ARTAMONOV, B. A.; KOROBKOV, B. M.; MAGIDIVITSCH, E. I.: Der Panzer. Verlag des Ministeriums für Verteidigung der UdSSR, Moskau, 1954 (Антонов, А. С.; Артамонов, В. А.; Коробков, В. М.; Магидович, Е.: Танк, Военное издательство министерства обороны СССР, Москва, 1954)
- [AK] <HTTP://ARMOR.KIEV.UA/TANK/DESIGN/SUSPENSION/>: Online Plattform der Staatlichen Technischen Universität Kiev, Fakultät Gepanzerte Kettenfahrzeuge, Tschobitok. V. A.
- [Bau08] BAUER, W.: Hydropneumatische Federungssysteme, 1. Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2008.
- [BAZ06] BAZHENOV, S. P.: Grundlagen der Theorie von Kettenfahrzeugen. Verlag der Staatlichen Technischen Universität von Lipezk, Lipezk, 2006. (С.П. Баженов.: Основы теории гусеничных машин, Липецкий государственный технический университет, Учебное пособие, Липецк, 2006)
- [BUR73] BUROV, S. S.: Konstruktion und Berechnung von Panzern. Verlag Akademie gepanzerter Heeresverbände, Moskau, 1973. (Буров, С. С.: Конструкция и расчёт танков, Учебник, Издательство академии бронетанковых войск имени маршала Советского Союза Малиновского, Москва, 1973)
- [Brö95] BRÖHL, A.-P.: Das V-Modell – Der Standard für die Softwareentwicklung. Oldenbourg Verlag. München, 1995
- [BS08] BROMMUNDT, E., SACHAU, D.: Schwingungslehre mit Maschinendynamik. Teubner Ver-lag. Wiesbaden, 2008
- [Bar10] BARTEL, D.: Simulation von Tribosystemen – Grundlagen und Anwendungen, Vieweg + Teubner Verlag. Wiesbaden, 2010
- [Böc06] BÖCKH, P.: Wärmeübertragung – Grundlagen und Praxis, Springer Verlag. Berlin, 2006
- [Bau06] BAUM, G.: Was verstehen wir unter Test? Abstraktionsebenen, Begriffe und Definitionen, Fachkonferenz zum Thema Test und Diagnose in der Automobilentwicklung, Stuttgart, 26.10.2006.
- [CHa02] CZICHOS, H., HABIG, K.-H.: Tribologie-Handbuch, Vieweg + Teubner, Wiesbaden, 2010.
- [DTT76] DMITRIEV, A. A.; TSCHOBITOK, W. A.; TELMINOV, A. W.: Theorie und Berechnung der nichtlinearen Federungssysteme von Kettenfahrzeugen. Verlag für Maschinenbau, Moskau, 1976. (Дмитриев, А. А.; Чобиток, В. А.; Тельминов, А. В.: Конструкция и расчёт нелинейных систем подрессоривания гусеничных машин, Учебник, Военное издательство министерства обороны СССР, Москва, 1984)

- [FA04] FRÜHAUF, F.; AMMON, D.: Aktive Fahrzeuge - Status und Potentiale, 4. Internationales Heinz Nixdorf Symposium, Auf dem Weg zu den Produkten für die Märkte von morgen, 2004, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 82, 2004.
- [FB05] FunctionBay, INC.: RecurDynTM/Solver, Theoretical Manual.
<http://www.functionbay.co.kr/home/eng/>, Korea, 2005.
- [FCS04] FUTURE COMBAT SYSTEMS: Manned Ground Vehicles, The National Defense Industrial Association, Approved for Public Release, Distribution unlimited, TA COM 3 Sept. 2004, FCS Case 04-083.
- [Gau08] GAUSEMEIER, J.: Domänenübergreifende Vorgehensmodelle, TransMechatronic, 2008
- [GHFB] GERMER, CH.; HANSEN, U.; FRANKE, H. J.; BÜTTGENBACH, S.: Produktentwicklung mit neuen Technologien – Mechatronik vs. Mikrosystemtechnik.
- [Gen08] GENSE, A.: Integration elektrischer Aktorik in das Fahrwerk. Abschlussbericht. Paderborn, 2008
- [GSG08] GUGLIELMINO, E., SIRETEANU, T.; STAMMERS, W., GHEORGHE, G., GIUCLEA, M.: Semi-active Suspension Control – Improved Vehicle Ride and Road Friendliness, Springer, London, 2008
- [GIT11] GENSE, A.; ILLG, I.; TRÄCHTLER, A.: Model-Based Design of the Controlled Suspension Of Tracked Vehicles. In: 27th Applied Vehicle Technology Panel. Sofia, 2011.
- [GK13] GENSE, A.; KRADEPOHL, U: Modellbasierter Entwurf geregelter Federungssysteme für Laufwerke gepanzerter Kettenfahrzeuge – Anwendungsbeispiele und Potentiale, AUTOREG 2013, Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren, 5 – 6 Jun. 2013
- [GTS14] GAUSEMEIER, J.; TRÄCHTLER, A.; SCHÄFER, W.; Semantische Technologien im Entwurf mechatronischer Systeme, Hanser-Verlag, München, 2014.
- [Gen07] GENSE, A.; (Betreuer HARCHENKO, J.): Messtechnische Untersuchung physikalischer Zusammenhänge der Verstellkräfte einer reversiblen Flügelzellenpumpe. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Regelungstechnik und Mechatronik, unveröffentlichte Studienarbeit, 2007
- [Geb10] GEBHARDT, N.: Fluidtechnik in Kraftfahrzeugen, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010.
- [Hor98] HORNBACH, P.: The Wheel Versus Track Dilemma, ARMOR, March-April 1998
- [HS06] HOHENBICHLER, N.; SIX, K.: Potenziale aktiver und semiaktiver Skyhook-Regelgesetze in der Sekundärfederstufe von Schienenfahrzeugen, at- Automatisierungstechnik 54, Heft 3, S. 130-138, Oldenbourg Verlag, 2006
- [Hors10] HORSTMAN DEFENCE SYSTEMS LTD: <http://www.horstman.co.uk>, 2010.
- [Hil07] HILMES, R.: Kampfpanzer heute und morgen – Konzepte, Systeme, Technologien, 1. Auflage, Motorbuch Verlag, Stuttgart, 2007.
- [HCC99] HUH, K.; CHO, B.H.; CHOI, J.H.: Development of a Track Tension Monitoring System in Tracked Vehicles, ASME IMECE Conference, DSC-Vol.67, pp. 461-468.

- [HKH01] HUH, K.; KIM, J.; HONG, D.: Estimation of Dynamic Track Tension Utilizing a Simplified Tracked Vehicle Model, Proceedings of the American Control Conference Arlington, VA June 25-27, 2001.
- [Har10] HARCHENKO, J.: Mechatronischer Entwurf eines neuartigen aktiven Fahrzeugfederungssystems für PKW unter Verwendung einer reversierbaren Flügelzellenpumpe, Dissertation, RtM, Universität Paderborn, 2010.
- [HE07] HEISSING, B.; ERSOY, M.: Fahrwerkshandbuch, Vieweg-Verlag, Wiesbaden 2007.
- [ILL13] ILLG, I.: Mechatronische Komposition und Felderprobung einer regelbaren Federung für ein leichtes geländegängiges Kettenfahrzeug. HNI-Schriftenreihe, Paderborn, 2014.
- [Ise99] ISERMANN, R.: Mechatronische Systeme – Grundlagen, 1. Auflage, Berlin, Springer-Verlag, 1999.
- [Ise08] ISERMANN, R.: Mechatronische Systeme – Grundlagen, 2. Auflage, Berlin, Springer-Verlag, 2008.
- [Iser06] ISERMANN, R.: Fahrdynamik-Regelung, 1. Aufl., Friedr. Vieweg & Sohn Verlag | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden 2006.
- [Ivan93] IVANTSYN, J.; IVANTSYNOVA, M.: Hydrostatische Pumpen und Motoren, 1. Auflage, Vogel-Fachbuchverlag, Würzburg, 1993.
- [IJT09] ILLG, I.; JÄKER, K. P.; TRÄCHTLER, A.: Entwurf einer semiaktiven Federung für ein leichtes Kettenfahrzeug, 6. Paderborner Workshop EMS, Paderborn, 2009.
- [ILLg05] ILLG, I. (Betreuer KOCH, T.): Mechatronischer Entwurf und Reglersynthese für das aktive Fahrwerk eines Kettenfahrzeuges mit reversiblen Flügelzellenpumpen. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Regelungstechnik und Mechatronik, unveröffentlichte Diplomarbeit, 2005
- [ITJ08] ILLG, I.; TEWES, M.; JÄKER, K. P.; TRÄCHTLER, A.: Mechatronic Design and Implementation of an Active Suspension for an All-Terrain Tracked Vehicle, AVEC '08, Kobe, 2008.
- [Jus13] JUST, V.: Modellbasierter Entwurf mechatronischer Systeme. Skript zur Vorlesung, Heinz-Nixdorf-Institut, Universität Paderborn, Fakultät Maschinenbau, Paderborn, 2013.
- [JBE08] JAUTZE, M.; BOGNER, A.; EGGENDINGER, J.: Das Verstellämpfersystem DDC. Automobiltechnische Zeitung, ATZ extra, November 2008.
- [Koch05] KOCH, T.: Integration von Konstruktion und mechatronischer Komposition während des Entwurfs mechatronischer Systeme am Beispiel eines integrierten Radmoduls, Dissertation, MLaP, Universität Paderborn, 2005.
- [KP02] KIM, Y.; PARK, Y.: A Preview Control of High Mobility tracked Vehicle Suspension with Multiple Wheels, ICCAS'02, Jeonbuk, 2002.
- [Lun12] LUNZE, J.: Regelungstechnik 2: Mehrgrößensysteme, Digitale Regelung, 6. Auflage, Heidelberg, Springer-Verlag, 2012.
- [Mei04] MEIER-NOE, U.: Modellbildung mechatronischer Systeme – Basis der Systemauslegung und der Wissenskonservierung, Dissertation, MLaP, Universität Paderborn, VDI-Forschungsberichte, Reihe 20, Nr. 379, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2004.

- [MBS09] BUNGARTZ, H.-J.; ZIMMER, S.; BUCHHOLZ, M.; PFLÜGER, D.: Modellbildung und Simulation, Springer Verlag, 2009.
- [MSD10] SCHRAMM, D.; HILLER, M.; BARDINI, R.: Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen, Springer Verlag, 2010.
- [MSC09] OTTER, M.: Modeling, Simulation and Control with Modelica 3.0 and Dymola 7, Preliminary Draft, 2009.
- [MH82] MERHOF, W.; HACKBARTH, E.M.: Fahrmechanik der Kettenfahrzeuge, Leuchtturmverlag, Alsbach, 1982
- [MW04] MITSCHKE, M.; WALLENTOWITZ, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, 4. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2004.
- [Mey13] MEYWERK, M.: Simulationsmethoden in der Fahrzeugtechnik - Mehrkörpersimulation, Skript zur Vorlesung, Universität der Bundeswehr, Hamburg, 2013.
- [NF07] NYENHUIS, M.; FRÖHLICH, M.: Das Verstellämpfersystem des BMW X5. Entwicklung des Sensor- und Beobachterkonzepts. Automobiltechnische Zeitung, ATZ, 03.2007, Jahr-gang 109.
- [OOM04] FRITZSON, P.: Objectoriented Modeling and Simulation with Modelica, John Wiley & Sons; 1Auflage, 2004.
- [PB97] PAHL, G.; BEITZ, W.: Konstruktionslehre: Methoden und Anwendungen. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 1997
- [PZL801] BMVG – RÜ III 4.: Leitfaden für die Entwicklung gepanzerter Fahrzeuge. Teil 3, Komponenten, Band III-1, 3.1.3 Laufwerk, Verlag des Bundesministeriums für Verteidigung, 1980.
- [PZL802] BMVG – RÜ III 4.: Leitfaden für die Entwicklung gepanzerter Fahrzeuge. Teil 3, Komponenten, Band III-2, 3.1.3 Laufwerk, Verlag des Bundesministeriums für Verteidigung, 1980.
- [PSS03] PYPER, M.; SCHIFFER, W.; SCHNEIDER, W.: ABC – Active Body Control, München, die Bibliothek der Technik, 2003.
- [PZL803] BMVG – RÜ III 4.: Leitfaden für die Entwicklung gepanzerter Fahrzeuge. Teil 1, Definitionen, Band II, 1.2 Das gepanzerte Fahrzeug, Verlag des Bundesministeriums für Verteidigung, 1980.
- [Rutz98] RUTZ, R.: Prozessbasierte Entwurfswerkzeuge für mechatronische Systeme und Anwendungen in der Fahrwerksregelung, Dissertation, Paderborn, VDI-Verlag, 1998
- [Rmp95] REIMPEL, J.: Fahrwerkstechnik: Grundlagen, 3 Auflage, Vogel Buchverlag, 1995
- [Rei07] Reif, K.: Automobilelektronik – Eine Einführung für Ingenieure, Vieweg, 2007.
- [RLS04] RHEINMETALL LANDSYSTEME GMBH: Hydrop-Element, Deutsches Patent- und Markenamt, Anmeldenummer 20320565, München, 2004.
- [SER73] SERGEEV, L. W.: Theorie des Panzers. Verlag der Akademie der gepanzerten Heeresverbände, Moskau, 1973. (Сергеев, В. А.: Теория Танка, Учебник, издательство академии бронетанковых войск имени маршала Советского Союза Малиновского, Москва, 1973)
- [SAC10] SAVARESI, S.: Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles, Elsevier; 1Auflage, 2010.

- [Schin09] SCHINDLER. A.: Neue Konzeption und erstmalige Realisierung eines aktiven Fahrwerks mit Preview-Strategie, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, Universität Karlsruhe, KIT Scientific Publishing, 2009.
- [SP02] STREITER. R.; PANAGIOTIDIS. M.: Schwingungen messen, bewerten und regeln – Messsignalanalyse als Grundlage eines Fahrwerkregelsystems, Daimler-Chrysler Forschung, 2002.
- [Schaef09] SCHÄFER. E.: Modular-hierarchische modellbasierte Entwicklung und Optimierung einer Regelung für ein aktives Federungssystem, Dissertation, RtM, Universität Paderborn, 2009.
- [Toe02] TOEPPER, S.: Die mechatronische Entwicklung des Parallelroboters TRIPLANAR, Dissertation, MLAP, Universität Paderborn, 2002
- [Toe02] TOEPPER, S.: Die mechatronische Entwicklung des Parallelroboters TRIPLANAR, Dissertation, MLAP, Universität Paderborn, 2002.
- [TSH84] TSCHOBITOK, W. A.: Konstruktion und Berechnung von Panzern und Schützenpanzern. Verlag des Ministeriums für Verteidigung der UdSSR, Moskau, 1984. (Чобиток, В. А.: Конструкция и расчёт танков и БМП, Учебник, Военное издательство министерства обороны СССР, Москва, 1984)
- [SCH96] SCHMELEV, I. P.: Geschichte der Panzerforschung. Verlag Technik für die Jugend, Moskau, 1996 (Шмелёв, И. П.: История танка, Издательство Техника – Молодёжи, Москва, 1996)
- [TS84] TSCHOBITOK, W. A.: Dynamik von Panzern und Schützenpanzern. Verlag des Ministeriums für Verteidigung der UdSSR, Moskau, 1984. (Чобиток, В. А.: Теория движения танков и БМП, Учебник, Военное издательство министерства обороны СССР, Москва, 1984)
- [Sch10] SCHRÖDER, D.: Intelligente Verfahren - Identifikation und Regelung nichtlinearer Systeme. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2010.
- [Str96] STREITER, R.: Entwicklung und Realisierung eines analytischen Regelkonzepts für eine aktive Federung, Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, 1996.
- [Str08] STREITER, R.: ABC-Pre-Scan im F700, Das vorausschauende aktive Fahrwerk von Mercedes Benz, ATZ, 05.2008
- [Schü08] SCHUERR, H.: Vernetzung von Wankstabilisierung und variabler Dämpferregelung, Kolloquium TU Dortmund, 15.05.2008
- [VDI2057] VDI-Richtlinie 2057: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen Ganz-körper-Schwingungen. VDI-Verlag, Düsseldorf, 2002
- [VDI2206] VDI-Richtlinie 2206: Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme. VDI-Verlag, Düsseldorf, 2002
- [VDI2221] VDI-Richtlinie 2221: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1993
- [VDI2222] VDI-Richtlinie 2222: Konstruktionsmethodik – methodisches Entwickeln von Lösungsprinzipien. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1997.
- [Wal95] WALLASCHEK, J.: Modellierung und Simulation als Beitrag zur Verkürzung der Entwicklungszeiten mechatronischer Produkte, VDI Reports, 1995
- [Wie13] WIELENBERG, A.: Entwurf mechatronischer Fahrzeugfederungen am Beispiel eines geländegängigen Nutzfahrzeugs, Dissertation, HNI-Schriftenreihen, Paderborn, 2014

- [Witt05] WITTMANN, C.: Hydropneumatisches Federelement für Fahrzeuge, insbesondere Kettenfahrzeuge, sowie Laufraudaufhängung an einem Kettenfahrzeug mit einem derartigen Federelement, Deutsches Patent- und Markenamt, Anmeldenummer 05003352, München, 2005.
- [Wong10] WONG, J.Y.: Terramechanics And Off-Road Vehicle Engineering, 2. Edition, Butterworth-Heinemann, UK, 2010.
- [Wong08] WONG, J.Y.: Theory of ground vehicles, 4. Edition, John Wiley, NY, 2000.

Anhang

A1 - Identifizierung

Zur Bewertung der Modellgüte wird das Modell mit einer Anregung simuliert, die der Anregung bei einem Fahrversuch auf dem WTD 41-Testgelände in Trier entspricht. Bei diesem Fahrversuch wurden als Anregung eine Hindernisfolge und eine langwellige Sinusbahn verwendet. Bei der Hindernisfolge handelt es sich um trapezförmige Profile im Abstand von 20 m voneinander aufgestellt. Die genauen Abmessungen können dem Bild A- 1 entnommen werden.

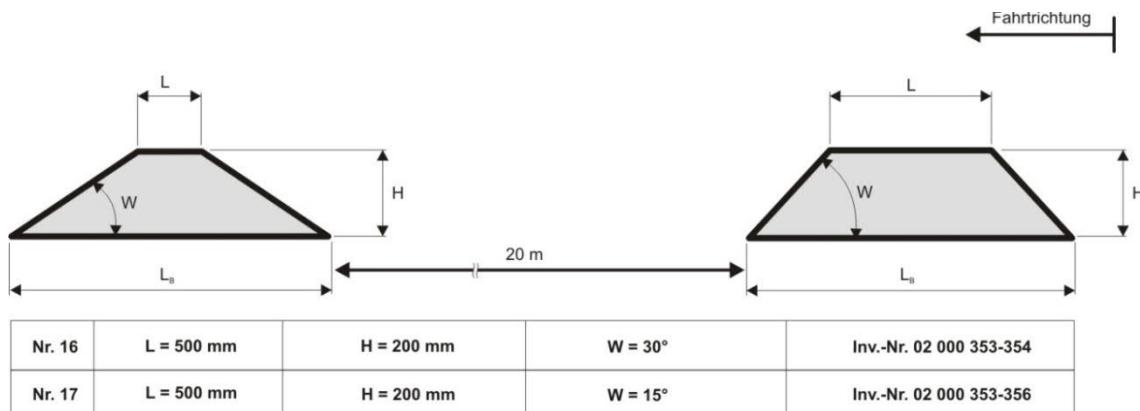


Bild A- 1: Hindernisfolge

Bei der Sinusbahn handelt es sich um ein sinusförmiges Fahrbahnprofil mit einer Wellenlänge von 7 Metern und einer Amplitude von 0.1 Metern (vgl. Bild A- 2).

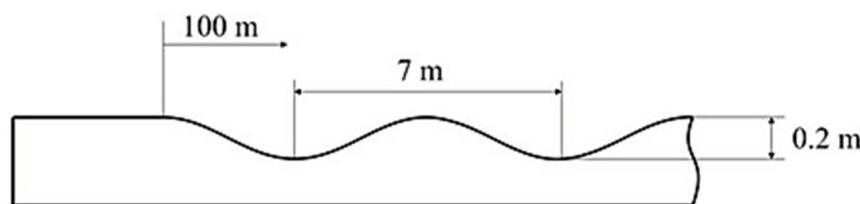


Bild A- 2: Sinusbahn-Profil

Auf jeder der vorgestellten Strecken wurden Testläufe mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten durchgeführt. In Tabelle A- 1 sind alle durchgeföhrten Messungen als Versuchsprotokoll zusammengefasst. Außer der Hindernis- und Sinusbahn wurden Belgisch Block, Rampe und Variables Waschbrett angefahren. Diese Messungen wurden allerdings nicht mehr für die Identifizierung verwendet, einerseits weil keine Fahrprofildaten dieser Strecken vorliegen und andererseits hatte der Abgleich mit der Hindernis- und Sinusbahn bereits akzeptable Ergebnisse geliefert.

Tabelle A- 1: Versuchsprotokoll

Fahrbahnprofil	Versuch	km / h	Auswerte-Datei	Bemerkungen
7 m Sinuswellenbahn	V 001	7,00	kmh_7	
7 m Sinuswellenbahn	V 003	15,00	kmh_15	
7 m Sinuswellenbahn	V 004	25,00	kmh_25	
Belgisch Block	V 005	10,00	kmh_10	
Belgisch Block	V 006	25,00	kmh_25	
Belgisch Block	V 007	40,00	kmh_40	
variables Waschbrett/Waschbrett	V 008	15,00	kmh_15	
variables Waschbrett/Waschbrett	V 009	25,00	kmh_25	
Rampe 40°	V 010	5,00	kmh_5	
Hindernis Trapez Nr. 17; Nr. 16	V 012	15,00	kmh_15	
Hindernis Trapez Nr. 17; Nr. 16	V 013	25,00	kmh_25	
Hindernis Trapez 350 mm	V 014	5,00	kmh_5	

Für die Durchführung von Messfahrten wurde das Zielfahrzeug mit insgesamt 9 Beschleunigungssensoren ausgestattet. Davon wurden 3 Sensoren am Fahrzeugaufbau und 6 Sensoren an den Schwingarmen der Laufrollenstationen angebracht. Die Positionierung der Sensoren kann dem Bild A- 3 entnommen werden. Darüber hinaus sind in der Tabelle A- 2 die Erklärungen zu den einzelnen Sensoren zusammengefasst.

Tabelle A- 2: Beschleunigungssensoren

Nr.	Bezeichnung	Hersteller	Bereich	Filter
1	Schwinge 1 links	Kistler	25g (acc in „Z“)	100 Hz
2	Schwinge 2 links	Kistler	25g (acc in „Z“)	100 Hz
2	Schwinge 3 links	Kistler	25g (acc in „Z“)	100 Hz
4	Schwinge 4 links	Kistler	25g (acc in „Z“)	100 Hz
5	Schwinge 5 links	Kistler	25g (acc in „Z“)	100 Hz
6	Schwinge 6 links	Kistler	25g (acc in „Z“)	100 Hz
7	Aufbau VL	Kistler	10g (acc in „Z“)	100 Hz
8	Aufbau HL	Kistler	10g (acc in „Z“)	100 Hz
9	Aufbau HR	Kistler	10g (acc in „Z“)	100 Hz

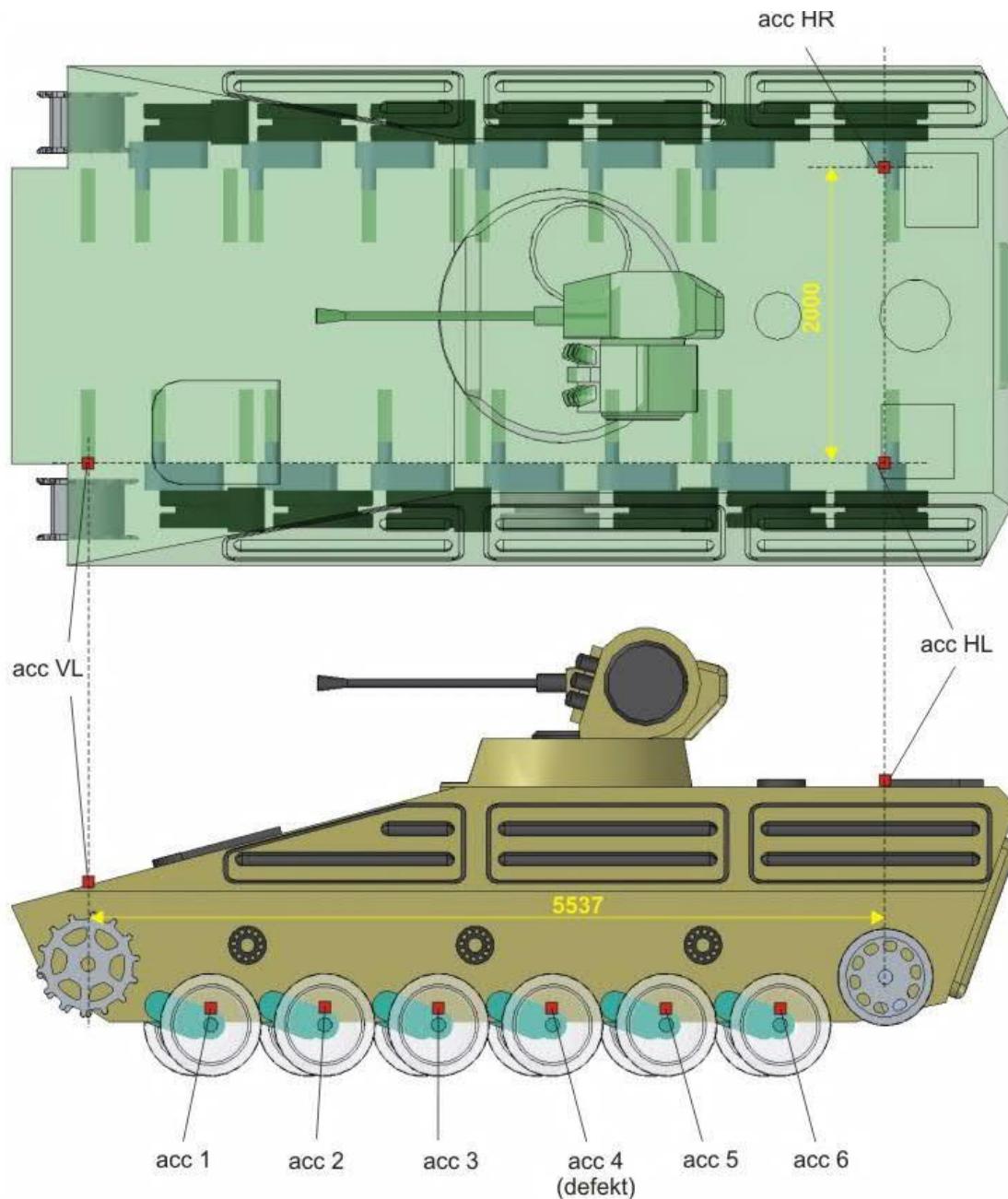


Bild A- 3: Messstellenplan

Die Auswertung der Messergebnisse und der Vergleich mit den Simulationsdaten folgen im nächsten Abschnitt.

A1.1 Auswertung der Versuchsfahrten

In diesem Abschnitt werden Simulationsergebnisse und Messdaten einiger ausgewählter Größen einander gegenüber gestellt. Es folgen die Messergebnisse im Vergleich zu den simulierten Verläufen der Daten. Bei der Hindernisüberfahrt in Bild A- 4 wirken die Trapezhindernisse als Unebenheitsanregung an den Laufrollen des Fahrzeugmodells. Es

werden dabei jeweils die linke und die rechte Fahrzeughälfte gleichzeitig und mit gleicher Amplitude angeregt.

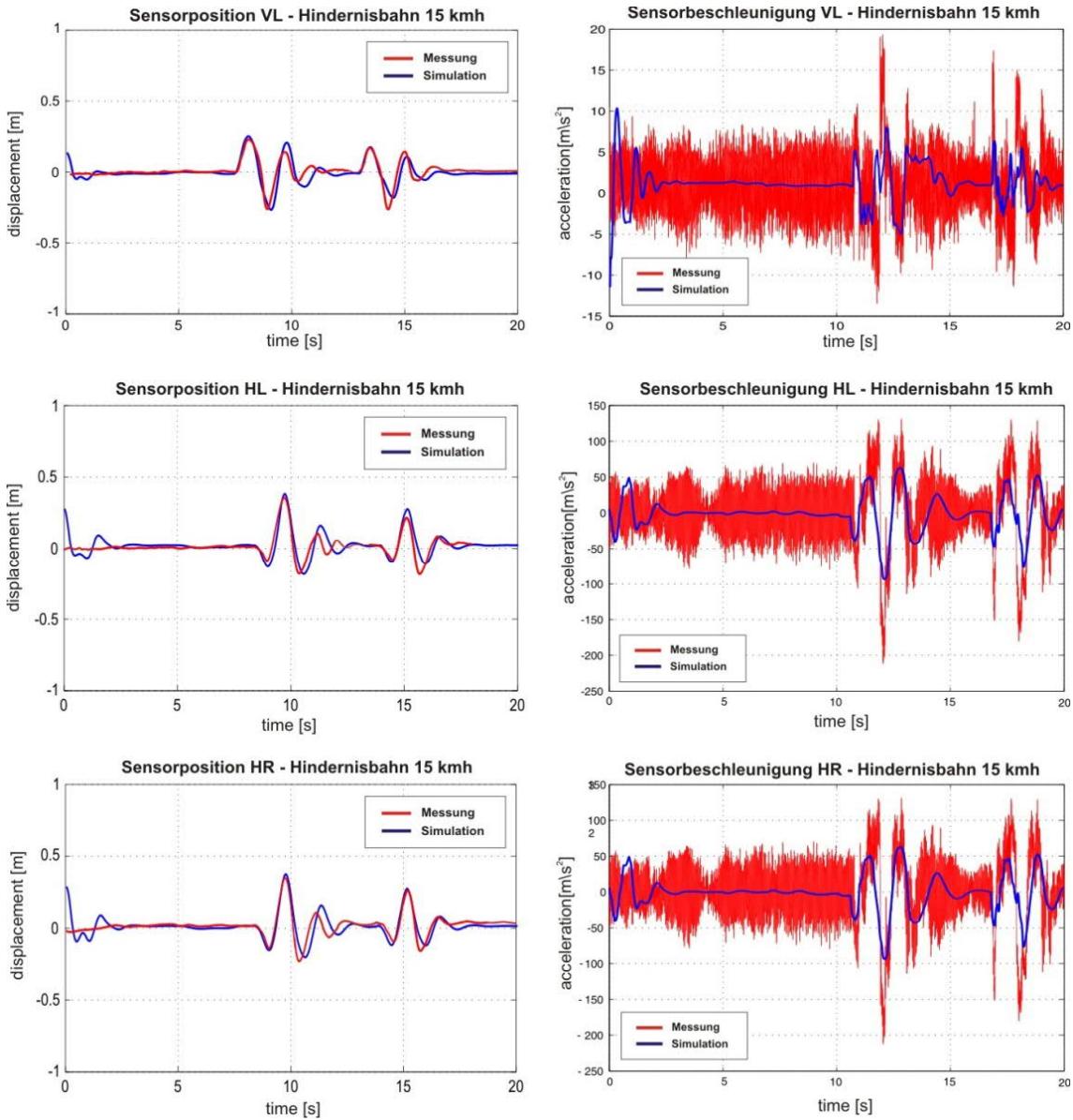


Bild A- 4: Beschleunigungs- und Positionsdaten der Beschleunigungsaufnehmer bei Hindernisbahnumfahren mit 15 km/h

Während der Messfahrten wurde die Fahrzeuggeschwindigkeit nicht mit aufgezeichnet, weshalb ein entsprechendes Geschwindigkeitsprofil nicht im Modell verwendet werden konnte. Im Modell geht man somit von einer konstanten Fahrzeuggeschwindigkeit aus, weshalb die simulierten Verläufe teilweise Abweichungen in der Phase von den gemessenen Verläufen aufweisen. Wie in allen Bildern zu sehen, sind die Beschleunigungsmessungen stark verrauscht. Zum einen sind die Motorvibrationen für das starke Messrauschen verantwortlich und zum anderen die Art der eingesetzten Sensoren, die verglichen mit einem Schutzzellsensor, eine andere Auflösung aufweisen, was das Messrauschen noch mehr begünstigt.

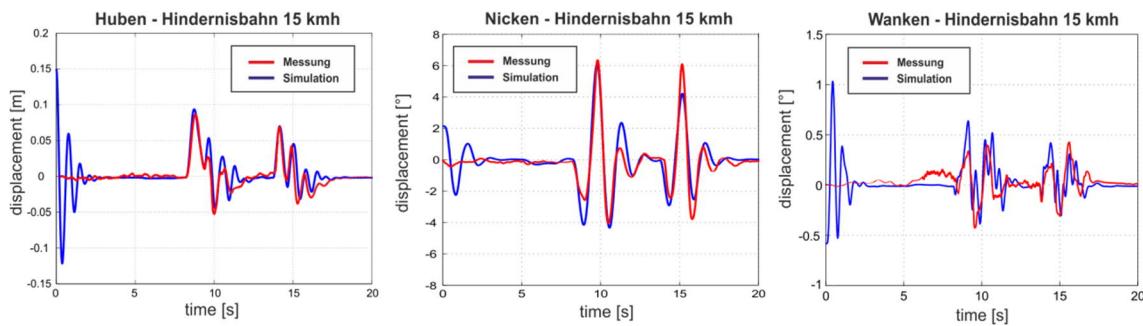


Bild A-5: Aufbaueigenbewegungen bei Hindernisbahnüberfahrt mit 15 km/h

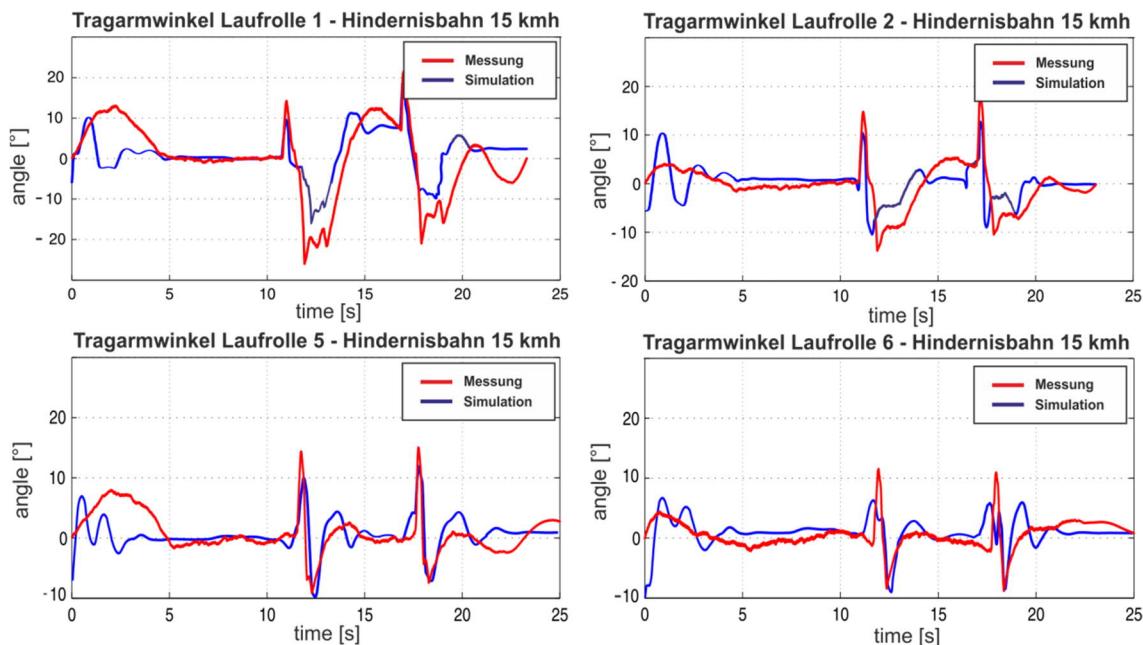


Bild A- 6: Beschleunigungs- und Positionsvergleich der Aufbaumoden und Tragarmwinkel der Laufrollen bei Hindernisbahnüberfahrt mit 15 km/h

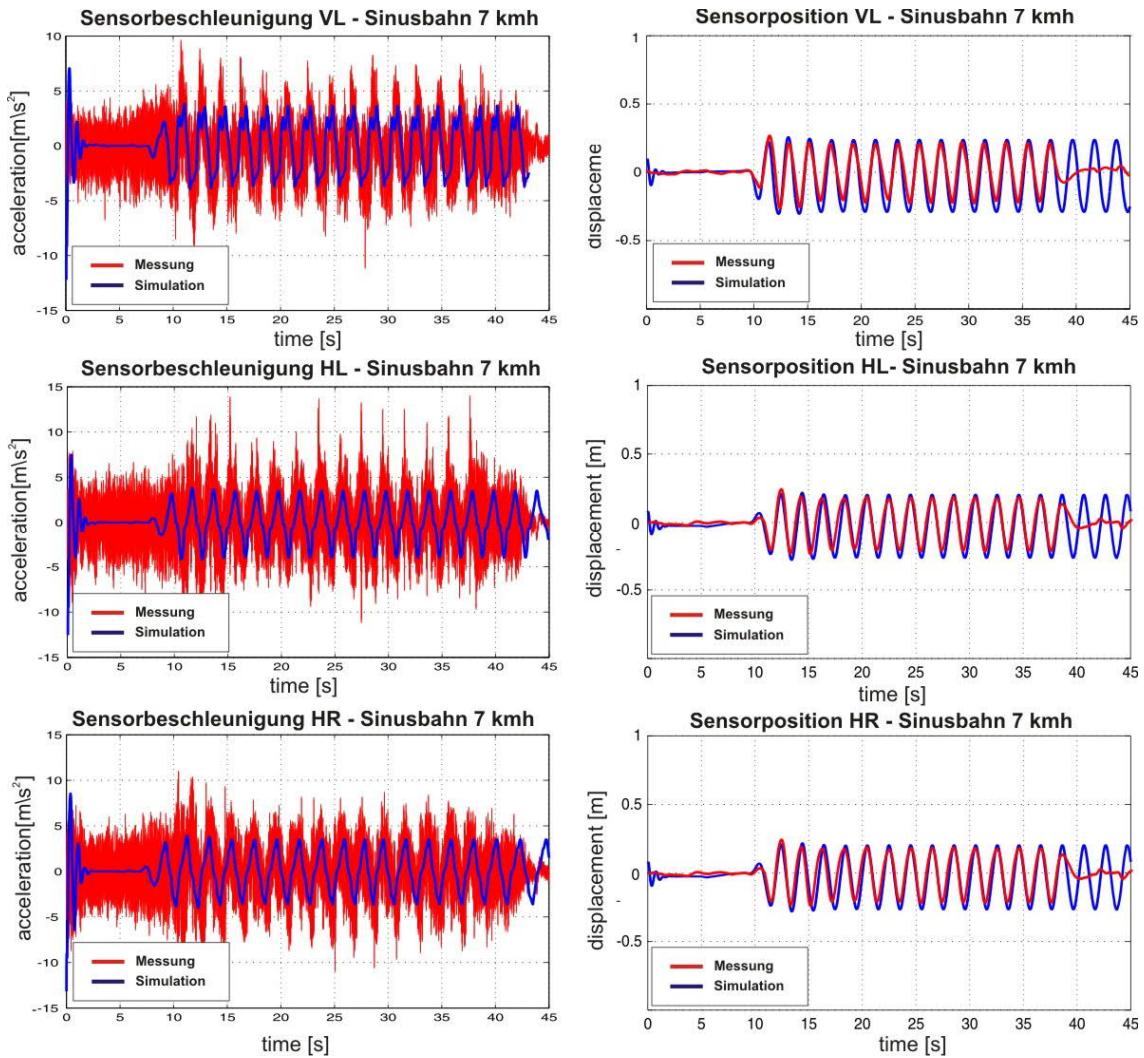


Bild A- 7: Beschleunigungs- und Positionsdaten der Beschleunigungsaufnehmer bei Sinusbahnüberfahrt mit 7 km/h

Da die Beschleunigungssignale starkes Messrauschen aufweisen gestaltet sich der Vergleich mit den Simulationsdaten schwierig. Die Aufbaubewegungen hingegen können sehr gut einander gegenübergestellt werden. Bei langsameren Fahrzeuggeschwindigkeiten zeigen die gemessenen Verläufe von Sensorbewegungen sowie auch der Aufbaumoden (Huben, Nicken, Wanken) eine gute Übereinstimmung mit den, aus der Simulation gewonnenen Daten.

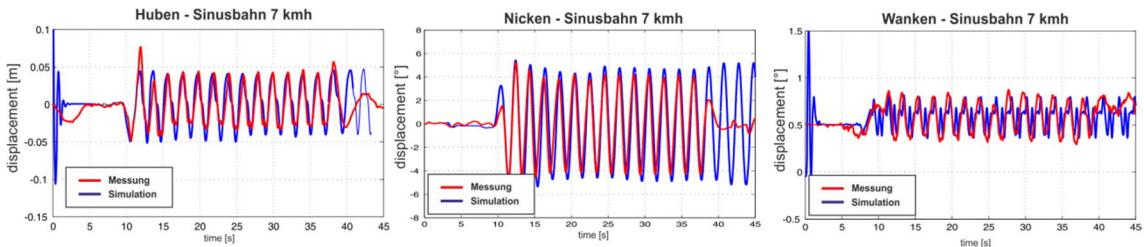


Bild A- 8: Aufbaueigenbewegungen bei Sinusbahnüberfahrt mit 7 km/h

Dies gilt sowohl für die Hindernisüberfahrt, als auch für die Sinusbahn. Die in Bild A- 9 dargestellten Tragarmwinkel stellen die Verläufe der Relativwinkel zwischen dem Fahrzeugaufbau und einem Längslenker (Tragarm) dar. Die Relativwinkel stellen gleichzeitig die Winkel dar, um die die Drehstabfedern beim Ein- und Ausfedern torquiert werden. In den Abbildungen sind die Verläufe für die Laufrollen 1,2,5 und 6 dargestellt, da diese für den geplanten aktiven Eingriff im Vergleich zu den Rollen 3 und 4 die wichtigste Rolle spielen und damit von besonderem Interesse sind.

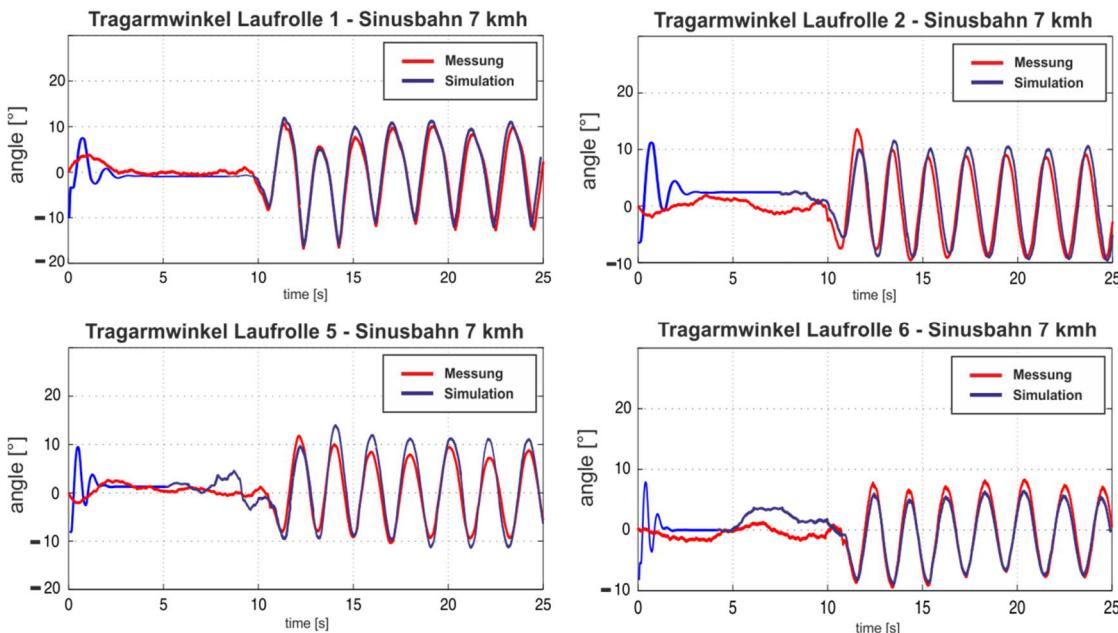


Bild A- 9: Beschleunigungs- und Positionswerte der Aufbaumoden und Tragarmwinkel der Laufrollen bei Sinusbahnüberfahrt mit 7 km/h

Neben Parametern, die aus technischer Dokumentation des Zielfahrzeugs entnommen werden konnten, wurden die anfangs geschätzten Parameter im Verlauf der Identifizierung bestimmt. Die Tabelle A- 3 fasst diese Parameter zusammen:

Tabelle A- 3: Identifizierten Parameter

Parameter	Bezeichnung	Wert
Kettenvorspannkraft	F_{Preload}	25 kN
Konstanter Dämpfungsanteil	d_{const}	3000 Ns/m
Torsionsfedervorspannung	c_{vor}^i	37,5 kNm

Im Allgemeinen ist die erzielte Modellgenauigkeit hinreichend für die anschließende modellbasierte Auslegung eines geregelten Fahrwerks, so dass auf weitere Optimierungsmaßnahmen verzichtet werden kann.

A2 - Geregelte Fahrwerke

A2.1 Vollaktives Fahrwerk

In diesem Abschnitt folgen die Simulationsergebnisse eines vollaktiv ausgestatteten Fahrzeugs im Vergleich zu einem konventionellen Fahrzeug mit passiven Fahrwerkelementen. Als Fahrmanöver werden die gleichen Strecken gewählt, die schon bei der Identifizierung verwendet wurden.

Hindernisbahn

Im Bild A- 10 sind links die Verläufe der simulierten Beschleunigungen und der Bewegungen in den Aufbaumoden Huben, Nicken und Wanken dargestellt:

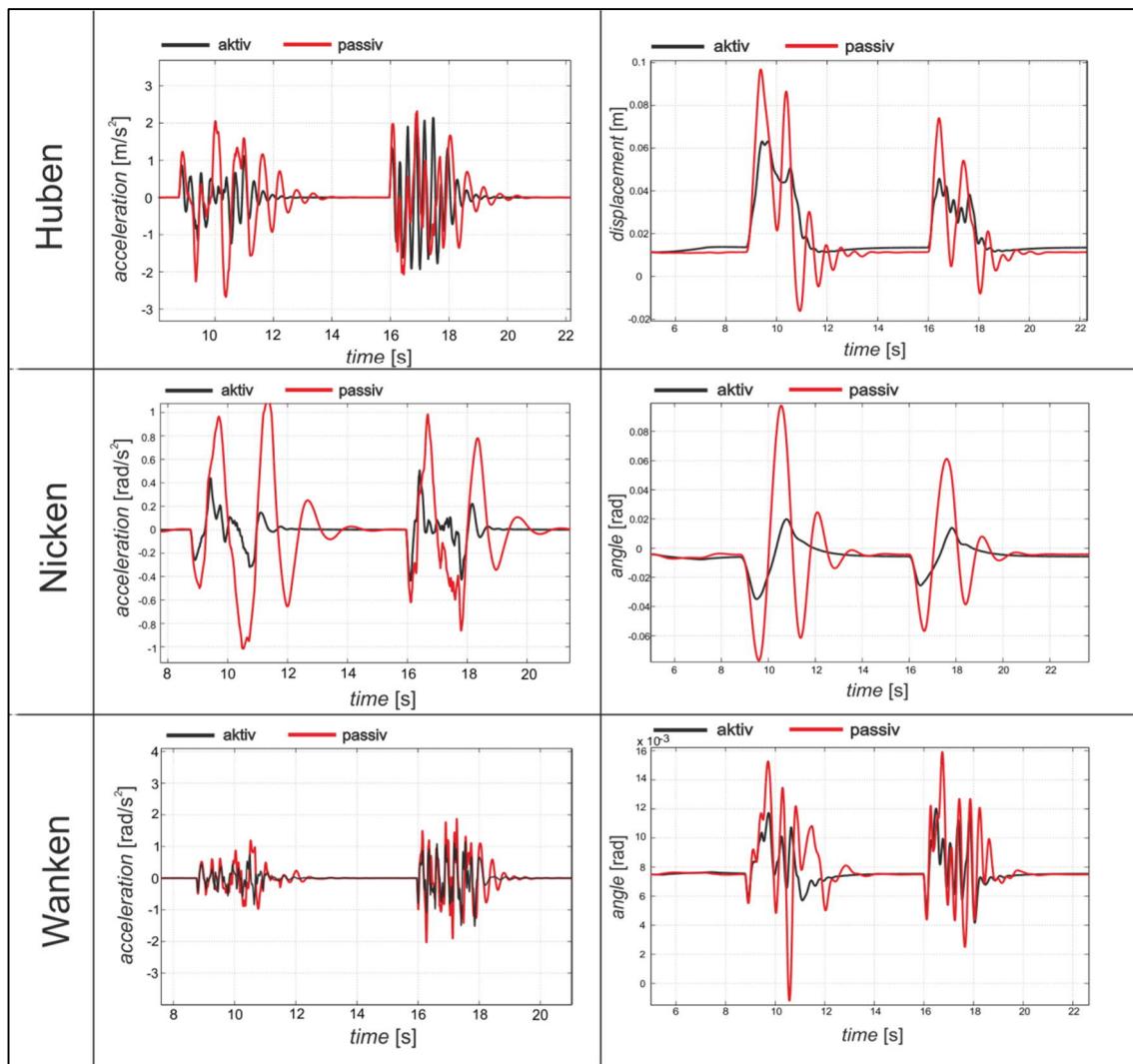


Bild A- 10: Vergleich der Beschleunigungen aus der Simulation bei 10 km/h

Bei den Beschleunigungen ist eine deutliche Reduzierung der Spitzenwerte bei einem vollaktiv ausgestatteten Fahrzeug zu verzeichnen. In der Simulation konnte somit eine

Reduzierung der Aufbaubeschleunigung von ca. 50% beim Huben, etwa 70% beim Nicken und fast 30% beim Wanken erzielt werden. Da in diesem Stadium die Aktoren im Modell idealisiert angenommen wurden, handelt es sich hierbei nicht um die tatsächlich erzielbaren Ergebnisse. Ebenfalls ein deutlicher Rückgang der Aufbaubewegungen bei einem vollaktiv ausgestatteten Fahrzeug ist in Bild A- 10 rechts dargestellt. Am deutlichsten ist die Minimierung der Aufbaubewegung beim Nicken zu verzeichnen. Die Analyse der Leistungen eines einzelnen Aktors in der jeweiligen Position im Fahrwerk ist ebenfalls ein wichtiger Aspekt bei der Bewertung der Konzepte und wird zu jedem Fahrmanöver explizit durchgeführt. In Bild A- 11 sind die von den Aktoren aufgebrachten Kräfte und Leistungen bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten dargestellt.

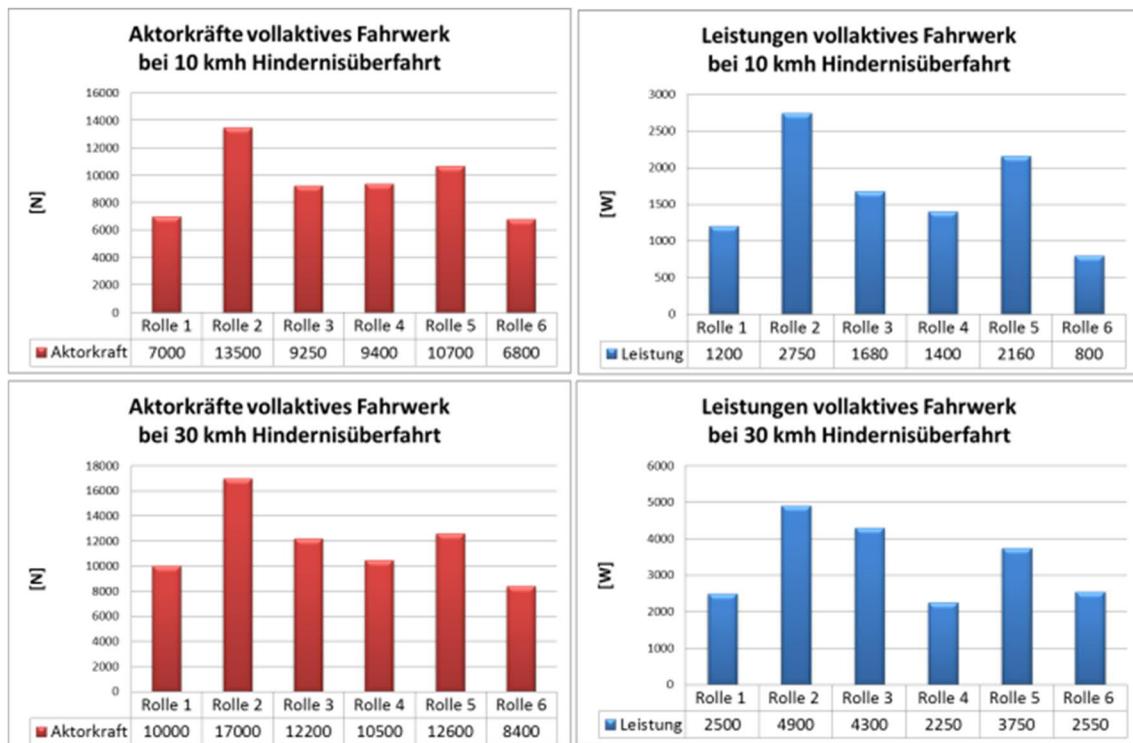


Bild A- 11:Aktorkräfte und Aktorleistungen bei Hindernisüberfahrt

In Bild A- 11 sind nur die tatsächlich von den Aktoren eingeprägten Sollkräfte und somit auch die Sollleistungen dargestellt.

Sinusbahn

Bei der Sinusbahnüberfahrt mit einer geringen Geschwindigkeit gilt es in erster Linie mit dem Aufbau dem Streckenverlauf zu folgen, um die Aufbaubewegungen minimal zu halten.

In Bild A- 12 sind die Beschleunigungen (links) und Bewegungen (rechts) des Aufbaus dargestellt. Bei diesem Manöver ist ein deutlicher Rückgang der Aufbaubeschleunigungen in den Moden Huben und Nicken zu verzeichnen. Bei der Wankbeschleunigung sind die Werte vergleichbar mit denen eines passiv ausgestatteten Fahrzeugs.

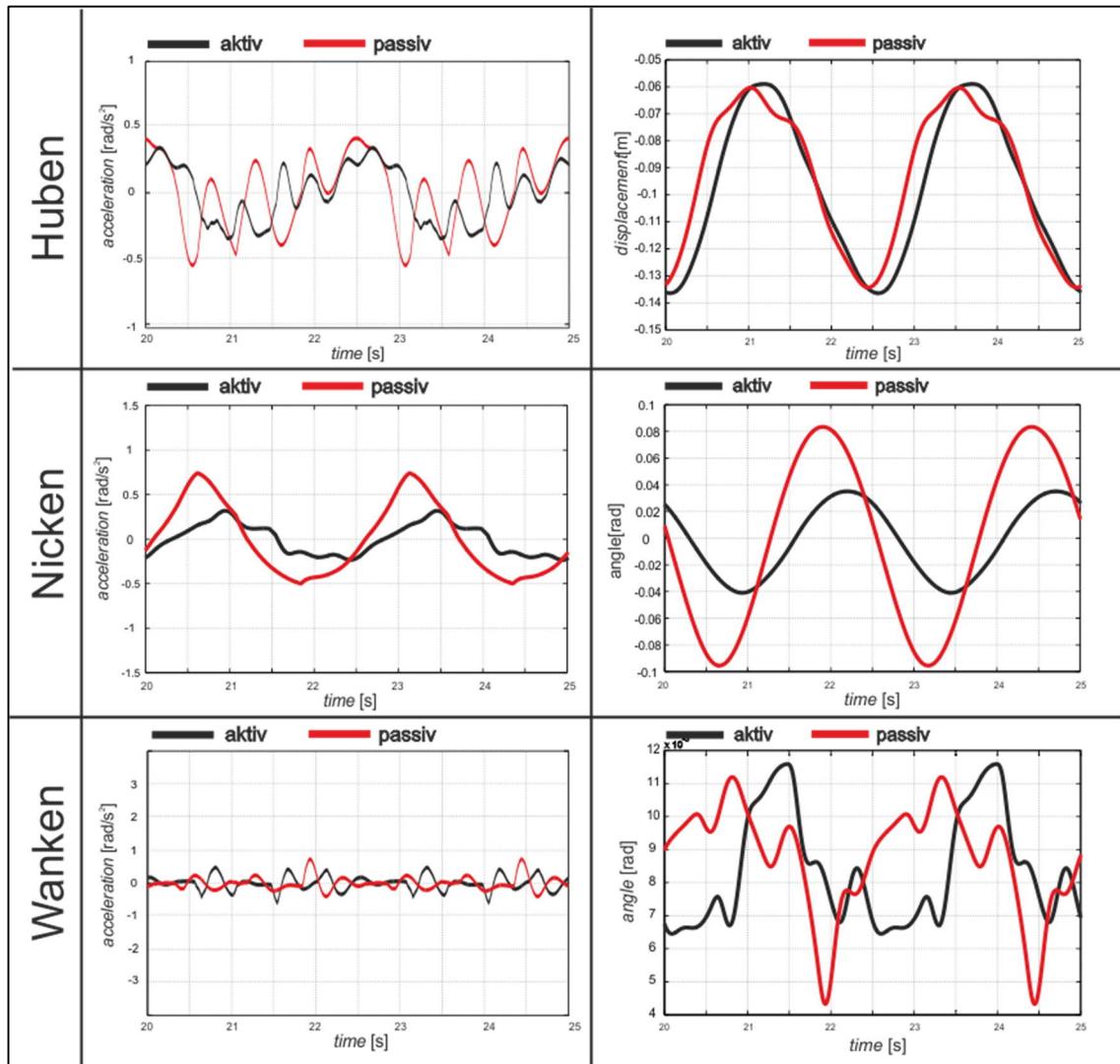


Bild A- 12: Vergleich der Aufbaubeschleunigungen (links) und Aufbaubewegungen (rechts) bei 10 km/h auf Sinusbahn

Bei der Hubbewegung ist deutlich erkennbar, dass der Aufbauschwerpunkt dem Streckenverlauf beinahe ideal folgt, ohne aufzuschaukeln. Die Bewegungen in den Moden Nicken und Wanken verzeichnen deutliche Rückgänge in den Amplituden im Vergleich zum passiven Fahrzeug. Das Bild A- 14 zeigt die Verteilung der Aktorsollkräfte bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten an der Sinusbahn.

Auch hier ist deutlich erkennbar, dass der zweiten Laufrolle die meiste Leistung abverlangt wird.

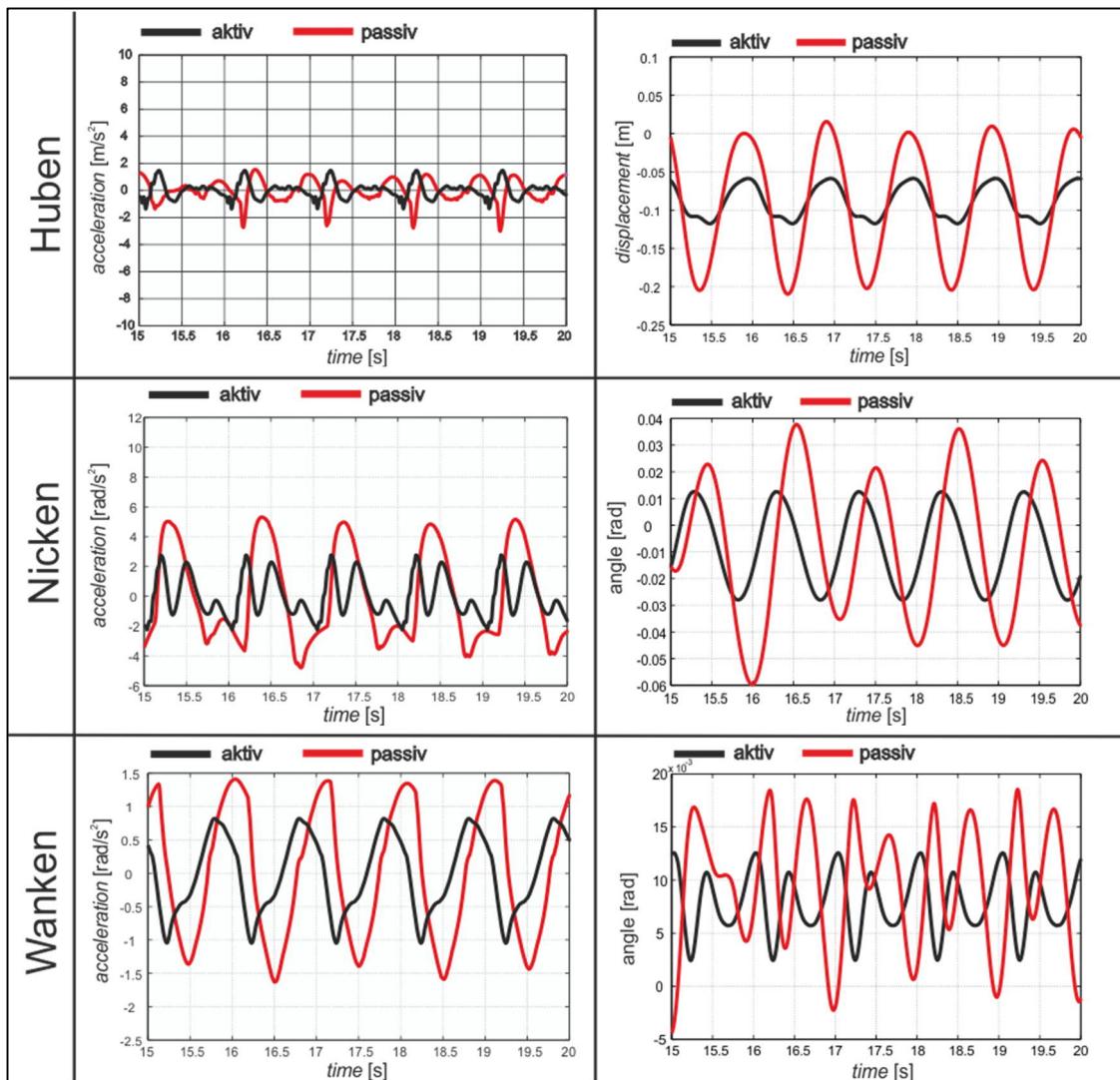


Bild A- 13: Vergleich der Aufbaubeschleunigungen und Aufbaubewegungen (rechts) bei 30 km/h auf Sinusbahn

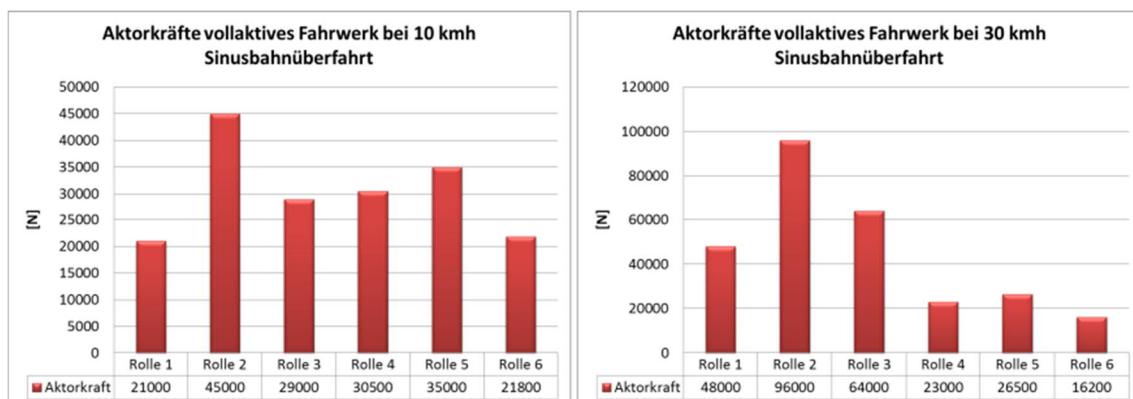


Bild A- 14: Sollkräfte eines vollaktiven Fahrzeugs bei Sinusbahnüberfahrt

Schweizer Bahn

Dieses Manöver stellt zwar keine Extremanforderungen an die Momentanleistung der Aktoren, ist aber von hoher Wichtigkeit für die Untersuchung des Wärmeeintrags und auch für die Bewertung der fahrdynamischen Eigenschaften unter „Normalbedingungen“. In Bild A- 15 sind entsprechende Verläufe der Aufbaubeschleunigungen und Aufbaubewegungen dargestellt.

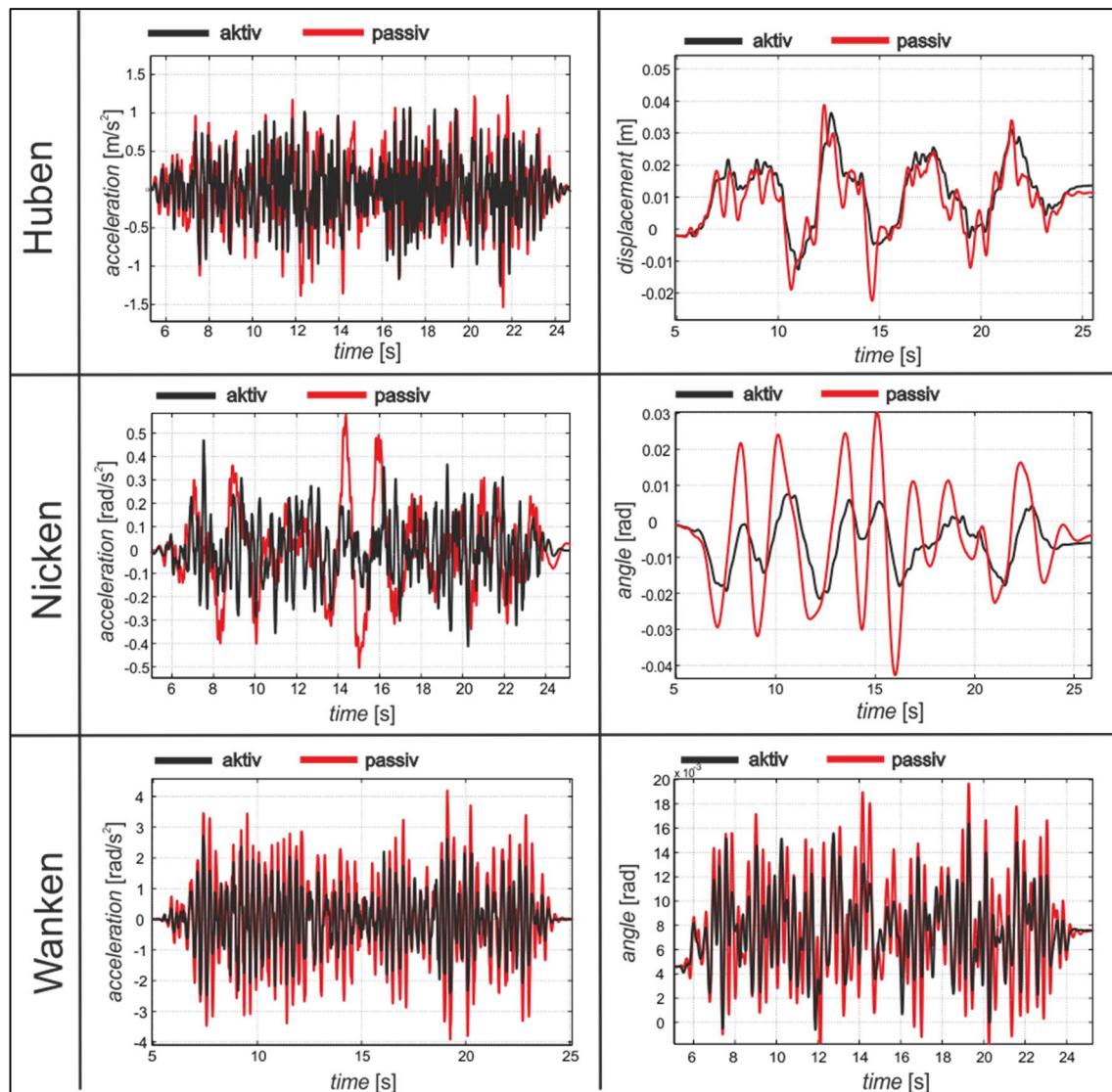


Bild A- 15: Vergleich der Aufbaubeschleunigungen und Aufbaubewegungen bei 10 km/h auf der Schweizer Bahn

In Bild A- 16 sind die Effektivwerte der Aufbaubeschleunigungen bei diesem Fahrmanöver zu sehen. An der Schweizer Bahn konnte deutliche Reduzierung der Aufbaubewegungen in allen drei Moden mit einem vollaktiv ausgestatteten Fahrwerk erzielt werden.

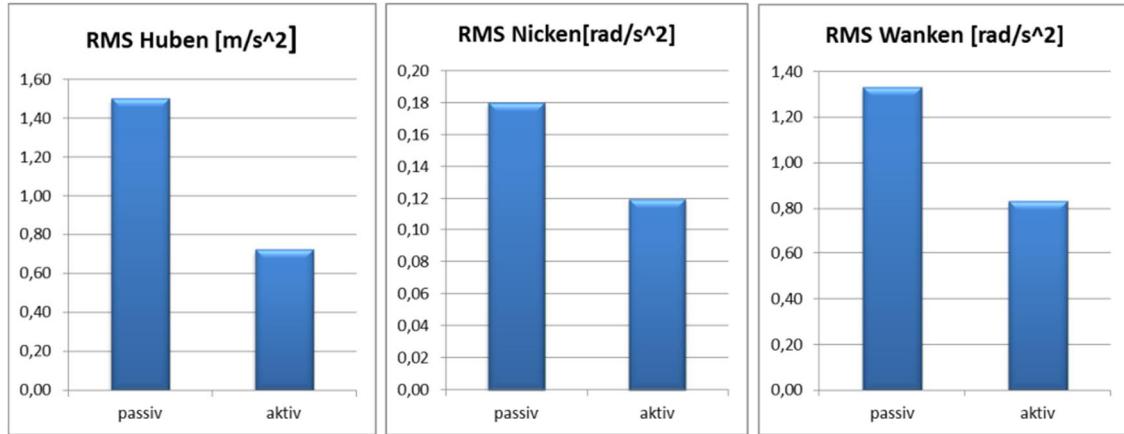


Bild A- 16: Vergleich der Effektivwerte der Beschleunigungen bei 10 km/h auf der Schweizer Bahn

Die entsprechenden Aktorkräfte und Aktorleistungen sind in Bild A- 17 abgebildet. Es wird deutlich, dass zumindest bei höheren Geschwindigkeiten von 30 km/h, die geforderten Leistungen an der am meisten beanspruchten zweiten Laufrolle über dem Niveau liegen, das die zur Verfügung stehende zur Verfügung stellen kann.

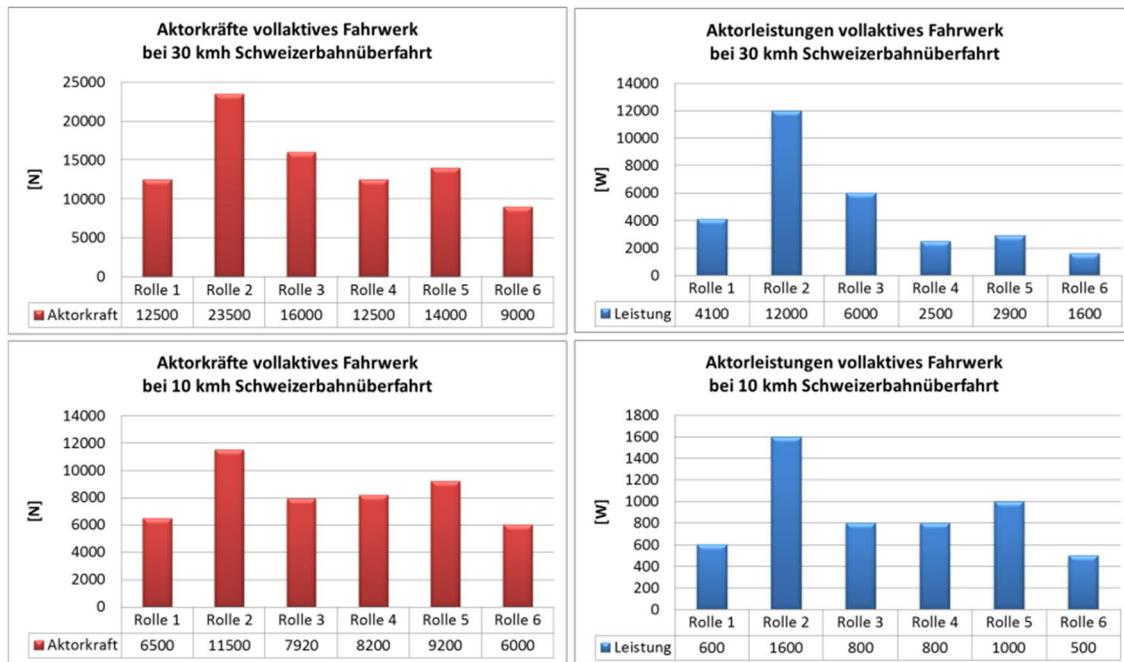


Bild A- 17: Sollkräfte und –leistungen bei Überfahrten auf der Schweizer Bahn

A2.2 Vollsemiaktives Fahrwerk

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse eines vollsemiaktiv ausgestatteten Fahrzeugs bei sonst gleichen Testbedingungen vorgestellt.

Hindernisbahn

Die Darstellung der Aufbaubeschleunigungen und der Aufbaubewegungen in Bild A- 18 lässt erkennen, dass zumindest die Reduzierung der Aufbaubewegungen eines vollsemiaktiv ausgestatteten Fahrzeugs in etwa dem eines vollaktiv ausgestatteten entspricht.

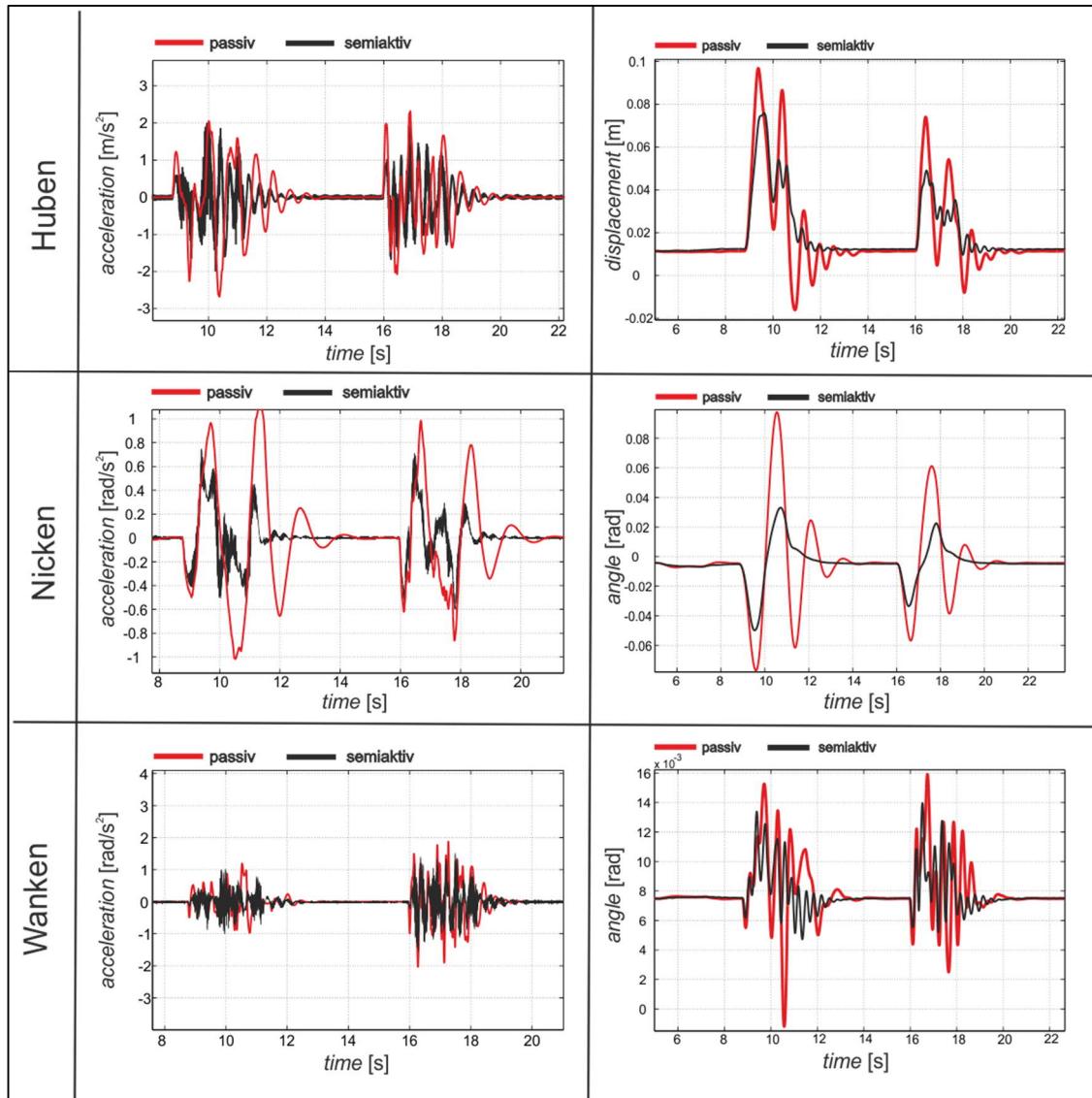


Bild A- 18: Vergleich der Aufbaubeschleunigungen und Aufbaubewegungen bei 10 km/h auf der Hindernisbahn

Das Rauschen und höhere Beschleunigungswerte (insbesondere beim Wanken) sind durch die, in diesem Stadium sehr „hart“ eingestellte Reglerverstärkungen zu erklären. Die Verteilung der Aktorkräfte bei Hindernisbahnüberfahrt ist in Bild A- 19 mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten abgebildet. Tendenziell sind auch hier die beiden am meisten beanspruchten Rollen 2 und 5 deutlich erkennbar. Da es sich hierbei um ausschließlich semiaktive Stellelemente handelt, stellen die Größenordnungen der Sollkräfte kein Problem dar.

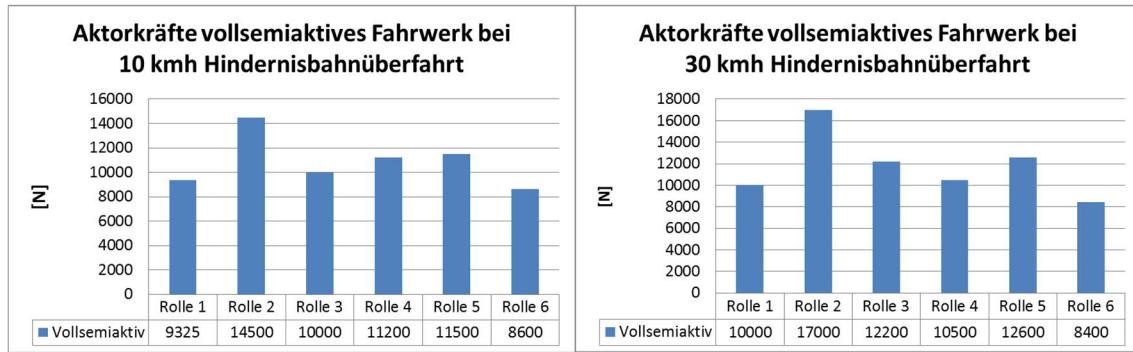


Bild A- 19: Sollkräfte (RMS) bei 10 km/h und 30 km/h Hindernisbahnüberfahrt

Sinusbahn

Untenstehend in Bild A- 20 die Ergebnisse aus der Sinusbahnüberfahrt mit 10 km/h.

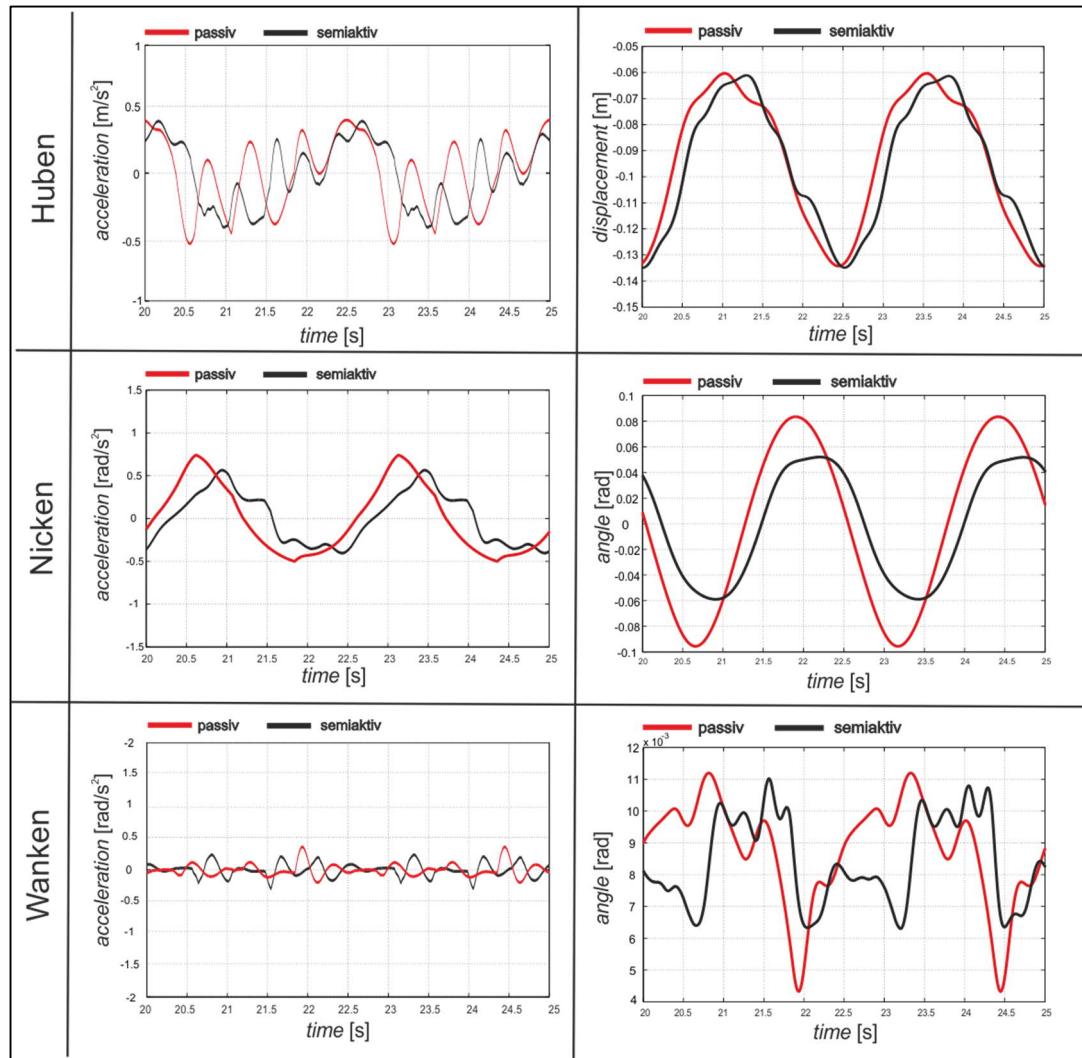


Bild A- 20: Aufbaubeschleunigungen und Aufbaubewegungen bei 10 km/h auf der Sinusbahn

Die Verteilungen der Aktorkräfte sind in Bild A- 21 dargestellt.

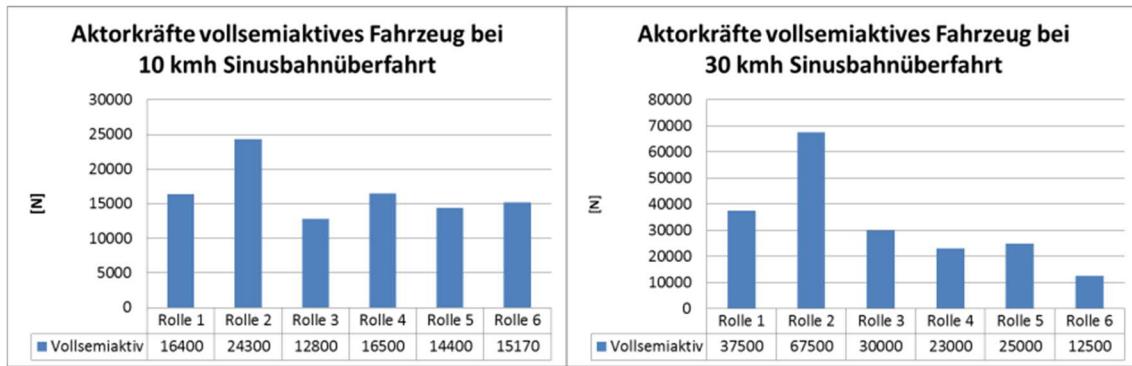


Bild A- 21:Aktorkräfte (RMS) bei 10 km/h und 30 km/h Sinusbahnüberfahrt

Bei der relativ geringen Geschwindigkeit von 10 km/h fallen die erreichten Reduzierungen der Aufbaubeschleunigungen und Aufbaubewegungen weniger gravierend auf. Dennoch sind diese insbesondere beim Nicken deutlich erkennbar.

Schweizer Bahn

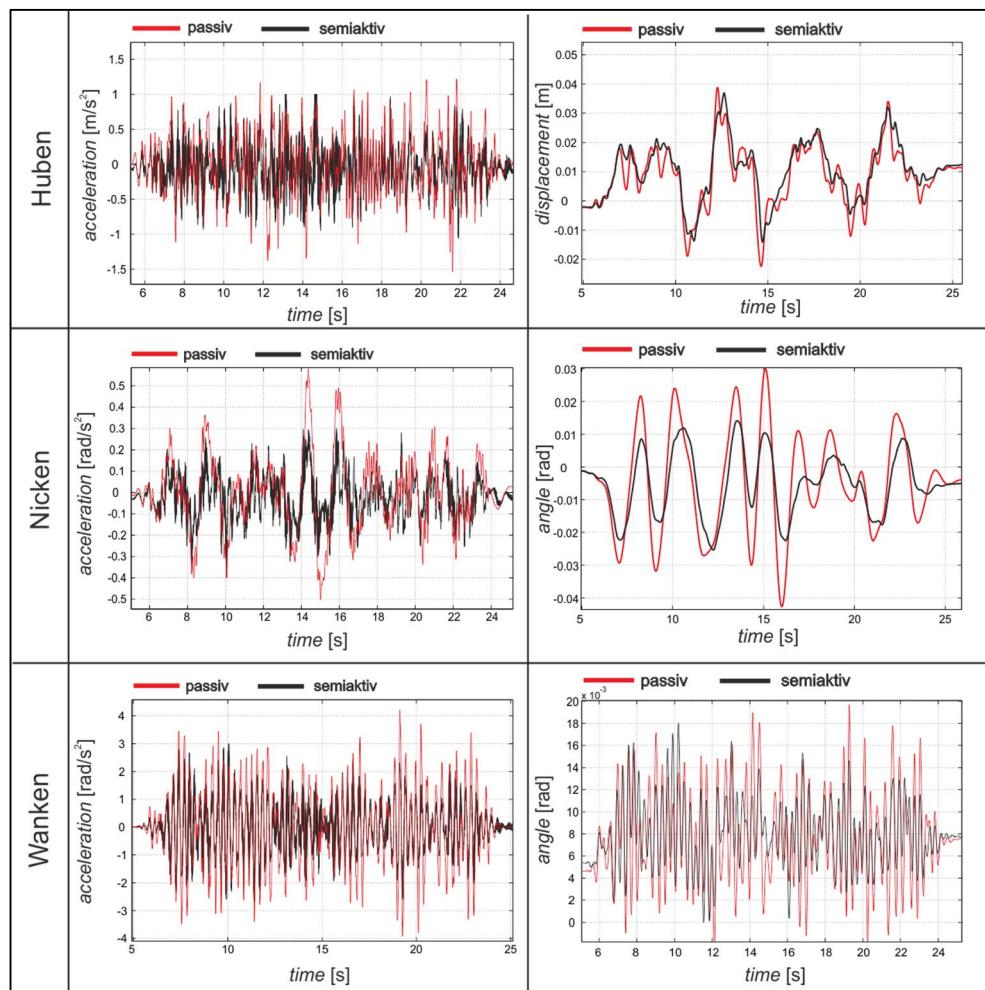


Bild A- 22:Vergleich der Aufbaubeschleunigungen und Aufbaubewegungen bei 10 km/h auf der Schweizer Bahn

Bei relativ geringen Geschwindigkeiten von 10 km/h fallen auch hier die erreichten Verbesserungen hinsichtlich der Aufbaubeschleunigungen und –bewegungen weniger auf (vgl. Bild A- 22). Lediglich beim Nicken kann man von deutlicher Reduzierung der Aufbaubewegung sprechen. Die Zeitverläufe der Beschleunigungen lassen jedoch wenig erkennen.

Besser erkennbar sind die erzielten Ergebnisse in Bild A- 23, wo die Effektivwerte der einzelnen Moden einander gegenüber gestellt werden.

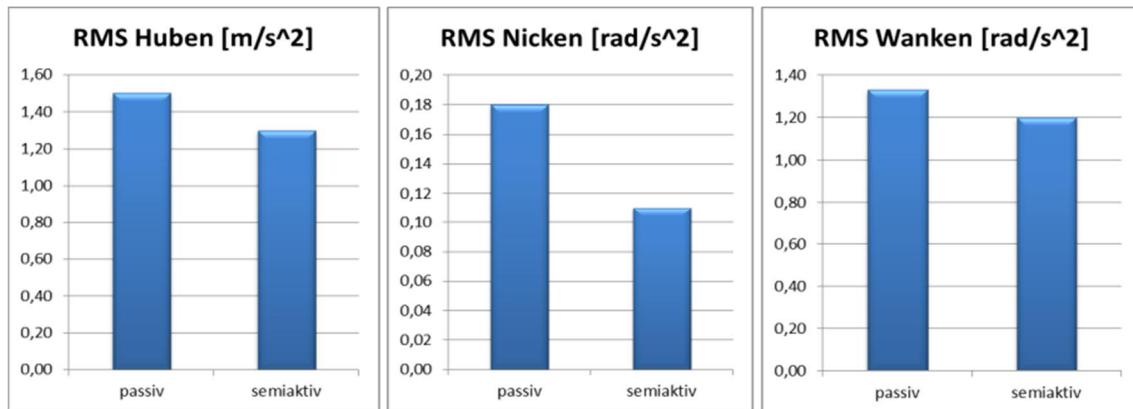


Bild A- 23: Vergleich der Effektivwerte der Beschleunigungen bei 10 km/h auf der Schweizer Bahn

Die Sollkräfte der einzelnen Aktoren (vgl. Bild A- 24) stellen hier ebenfalls keine Herausforderung an die Realisierbarkeit, da es sich ausschließlich um semiaktive Stellelemente handelt.

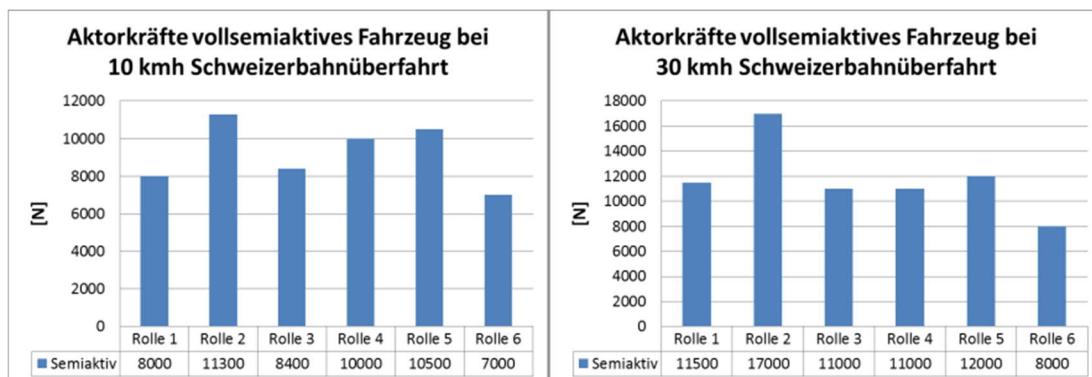


Bild A- 24: Aktorkräfte (RMS) bei 10 km/h und 30 km/h Schweizer Bahn Überfahrt

An dieser Stelle soll angemerkt werden, dass es sich bei den Darstellungen von Aktorkräften und –leistungen um Effektivwerte (quadratische Mittelwerte) handelt. Die Spitzenwerte der Kräfte und Leistungen liegen im Einzelfall wesentlich höher als die gemittelten Werte. Dies stellt vor allem für die aktiven Stellelemente größte Herausforderung dar.

A2.3 Kombifahrwerk

Analysiert wird die Variante 6, da diese die besten Ergebnisse hinsichtlich Aufbaudynamik lieferte.

Hindernisbahn

Wie in Bild A- 25 deutlich zu erkennen ist, konnten bei dieser Konfiguration, die Aufbaubeschleunigungen, sowie auch die Aufbaubewegungen spürbar reduziert werden. Am deutlichsten ist dieses an der Nickbewegung erkennbar. Die geforderten Sollkräfte und -leistungen bei diesem Manöver sind Bild A- 25 dargestellt.

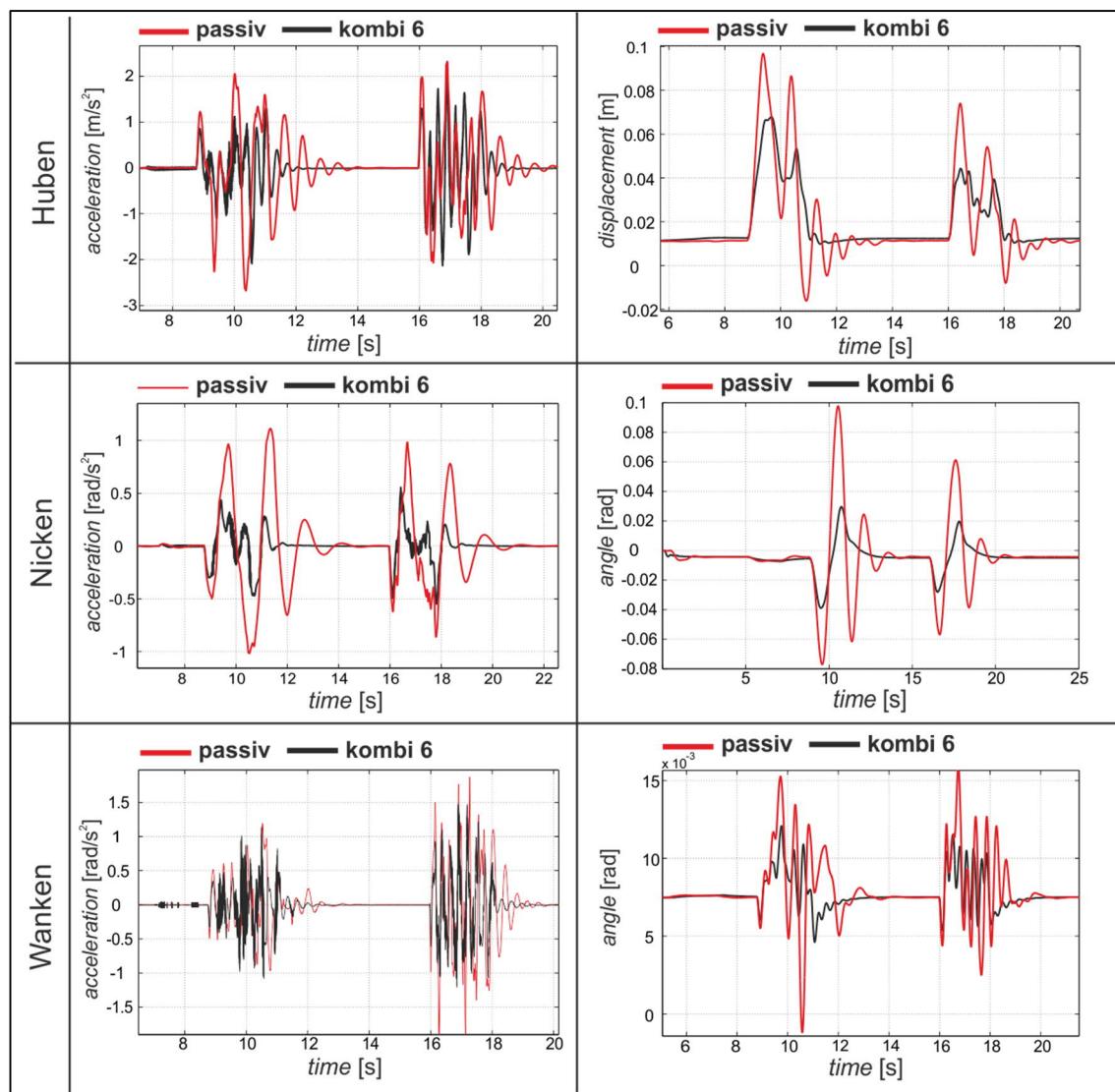


Bild A- 25: Vergleich der Aufbaubeschleunigungen und Aufbaubewegungen bei 10 km/h auf der Hindernisbahn

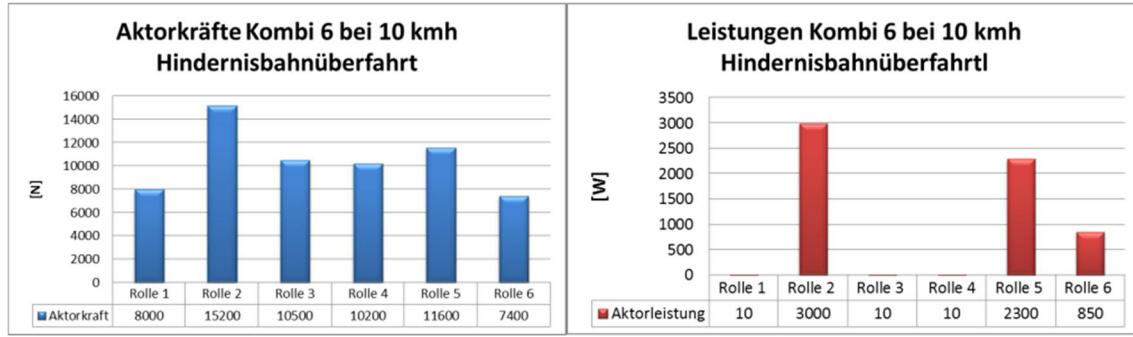


Bild A- 26:Aktorkräfte (RMS) und Aktorleistungen (elektrisch) bei 10 km/h Hindernisbahnüberfahrt

Sinusbahn

Auf der Sinusbahn werden ebenfalls vor allem die Verbesserungen hinsichtlich der Aufbaubewegung, insbesondere beim Nicken festgestellt (vgl. Bild A- 27).

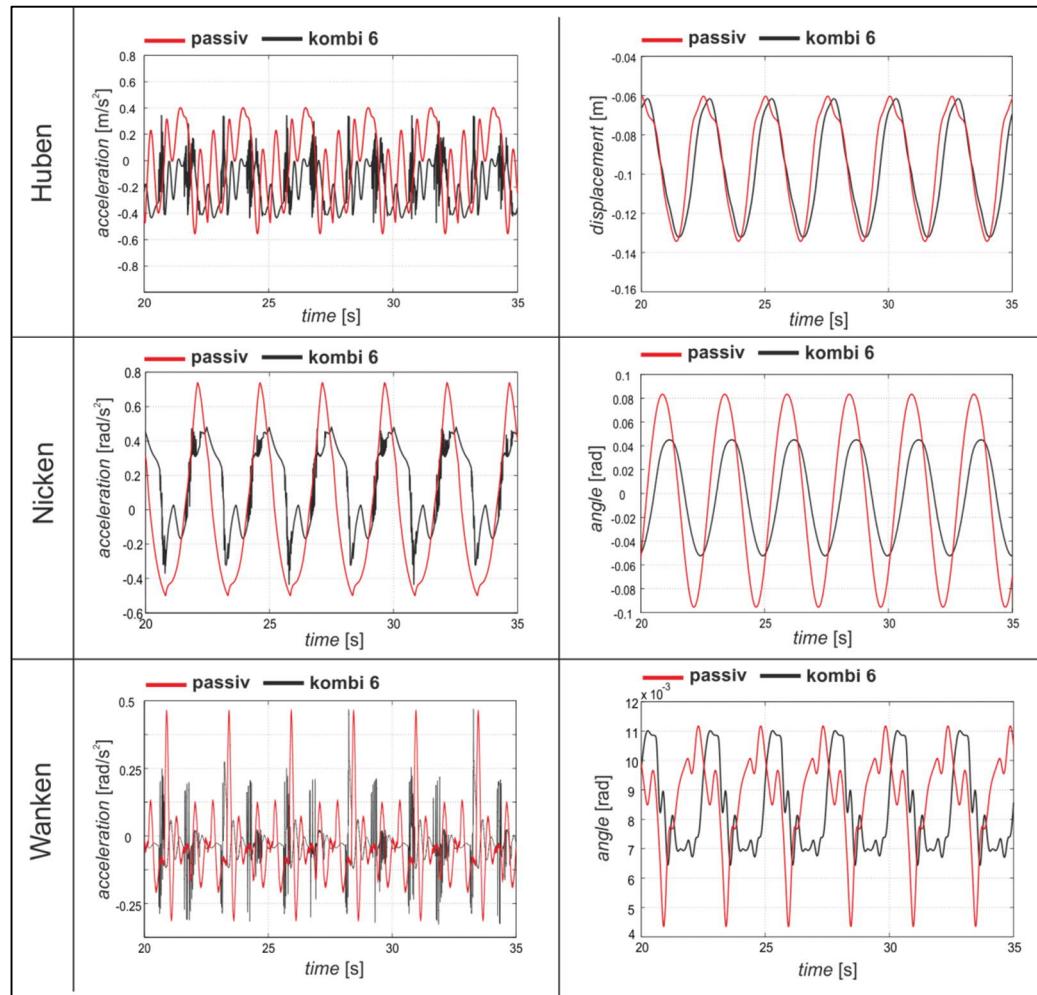


Bild A- 27:Vergleich der Aufbaubeschleunigungen und Aufbaubewegungen bei 10 km/h auf der Sinusbahn

Den Aktoren wird bei diesem Manöver allerdings wesentlich mehr abverlangt als bei der Hindernisüberfahrt. Insbesondere bei höherer Geschwindigkeit von 30 km/h sind die gemittelten Werte der Sollkräfte für die aktiven Stellelemente jenseits der Möglichkeiten der einzelnen Flügelzellenaktoren.

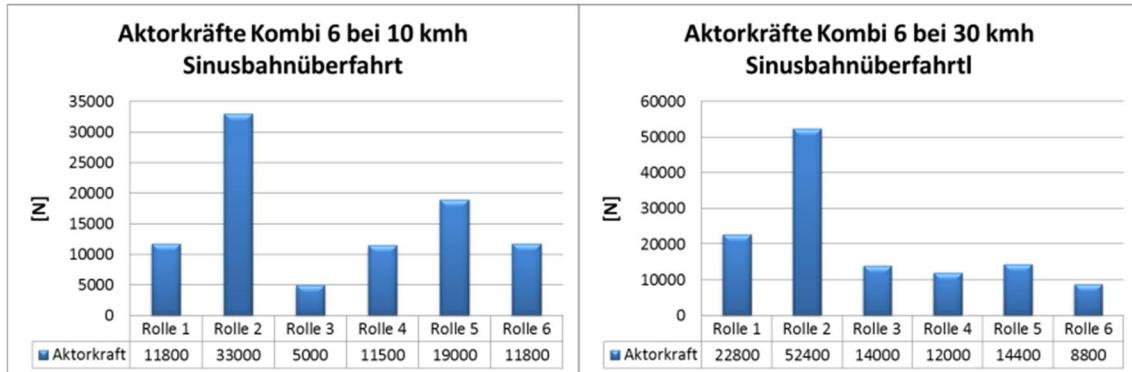


Bild A- 28:Aktorkräfte bei 10 km/h und 30 km/h Sinusbahnüberfahrt

Schweizer Bahn

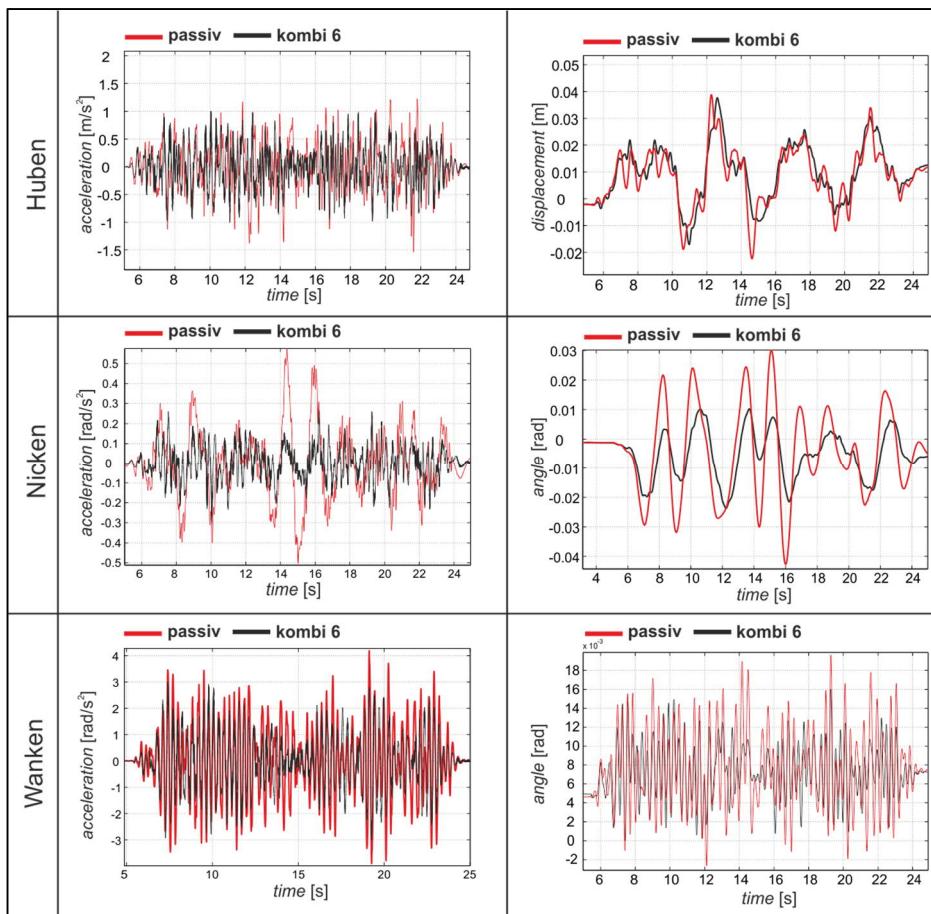


Bild A- 29:Vergleich der Aufbaubeschleunigungen und Aufbaubewegungen bei 10 km/h auf der Schweizer Bahn

An der Schweizer Bahn konnten die meisten Verbesserungen hinsichtlich Aufbaudynamik beim Nicken erzielt werden. Beim Huben und insbesondere beim Wanken sind Verbesserungen weniger deutlich (vgl. Bild A- 30).

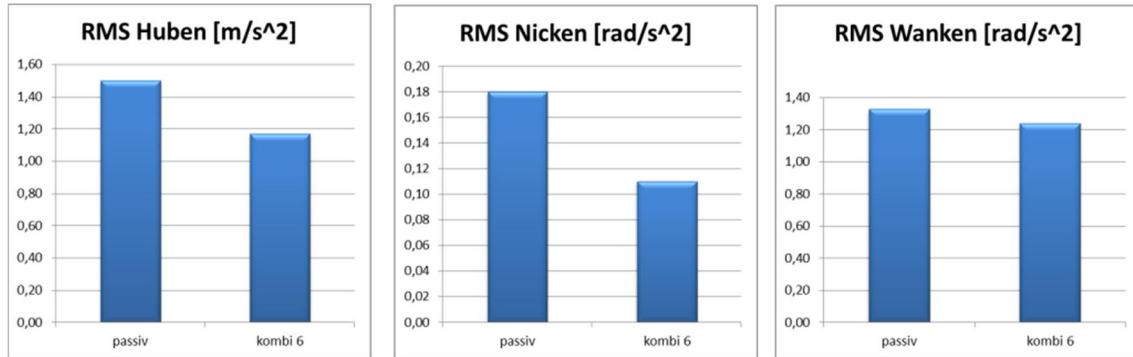


Bild A- 30: Vergleich der Effektivwerte der Beschleunigungen bei 10 km/h Schweizer bahn

Auch bei den Sollkräften und Leistungen in Bild A- 31 fallen die enorm hohen Werte an den Laufrollen 2 und 5 auf.

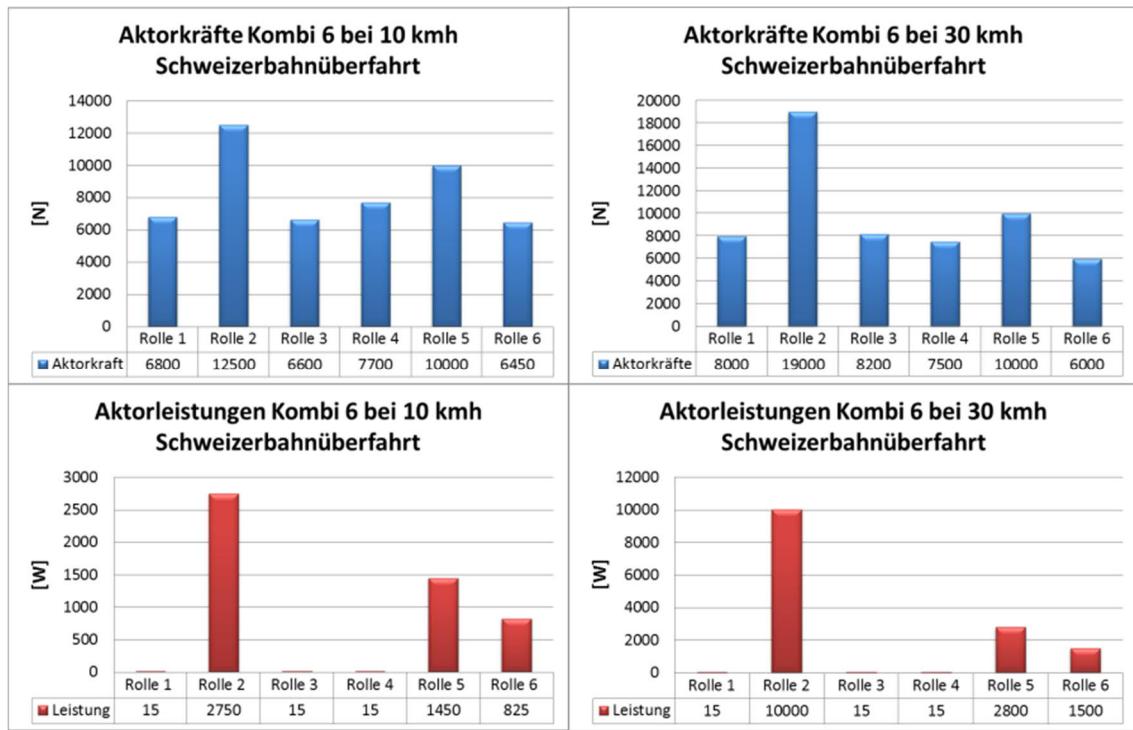


Bild A- 31:Aktorkräfte und Aktorleistungen (RMS) bei 10 km/h und 30 km/h Schweizer Bahn Überfahrt

Die Erkenntnisse der Analyse unterschiedlicher Kombinationen lassen vermuten, dass es eine Weiterentwicklung der vorgesehenen Aktorik notwendig sein wird, um den gestellten Anforderungen an die Leistung gerecht zu werden.