

# **Entwicklung und Realisierung eines analytischen Regelkonzeptes für eine aktive Federung**

Vom Fachbereich Verkehrswesen der  
Technischen Universität Berlin zur Erlangung des akademischen Grades eines  
Doktor-Ingenieurs genehmigte

Dissertation

von

**Dipl.-Ing. Ralph H. Streiter**

# **Entwicklung und Realisierung eines analytischen Regelkonzeptes für eine aktive Federung**

Dissertation

von

**Dipl.-Ing. Ralph H. Streiter**

geb. in Soest

Tag der mündlichen Prüfung: 22. November 1996

1. Bericht: Prof. Dr.-Ing. H.-P. Willumeit

2. Bericht: Prof. Dr.-Ing. I. Hartmann

ISS-Fahrzeugtechnik  
Technische Universität Berlin

D 83

Durchgeführt bei der Daimler-Benz AG, Stuttgart  
Forschungsinstitut Mercedes-Benz  
Abteilung Sicherheit und Anthropotechnik, Forschung F1M/FA  
Untertürkheim

---

<b>1 Einleitung</b>	1
<b>2 Konzeptbestimmung</b>	3
2.1 Literaturübersicht	3
2.2 Kritik	8
2.3 Eigenes Vorgehen	11
<b>3 Ziele, Konflikte und Bewertungsverfahren</b>	15
<b>4 Hardware- und Energiekonzepte</b>	29
<b>5 Modellierung</b>	33
5.1 Modellvorstellung und die Vereinfachungen	33
5.2 Bemaßungen und Definitionen	34
5.3 Herleitung der Bewegungsgleichungen	36
5.3.1 Aufbau	36
5.3.2 Räder	43
5.3.3 Differentialgleichung für Aufbau und Räder	44
5.3.4 Stationäre Lösung	46
5.4 Ausgangsgleichungen	48
5.4.1 Zustandsgrößen	48
5.4.2 Messungen	49
5.4.3 Kriterien	52
5.5 Hydraulikzylindermodell	54
<b>6 Reglerentwurf</b>	55
6.1 Systemdarstellung für den Reglerentwurf	56
6.2 Ziele und Vorgehensweise	57
6.3 Modellreduktion	62
6.4 Reglerelemente und Reglerstruktur	66
6.5 Meßtechnische Darstellung der benötigten Zustandsgrößen	70
6.6 Reglerentwurf mit unterlagerter Plungerregelung	74
6.6.1 Plungerregelkreis	74
6.6.2 Übergeordnete Regelstrategie	77
6.6.3 Verhalten des geschlossenen Regelkreises	78
6.6.4 Bestimmungsgleichungen für die Reglerparameter	79
6.6.5 Vorgabe der Wunschkennlinie	80
6.6.6 Ergebnisse	82
6.6.7 Kritische Betrachtungen	84
6.7 Reglerentwurf ohne unterlagerte Plungerregelung	86
6.7.1 Regleransatz	86

---

---

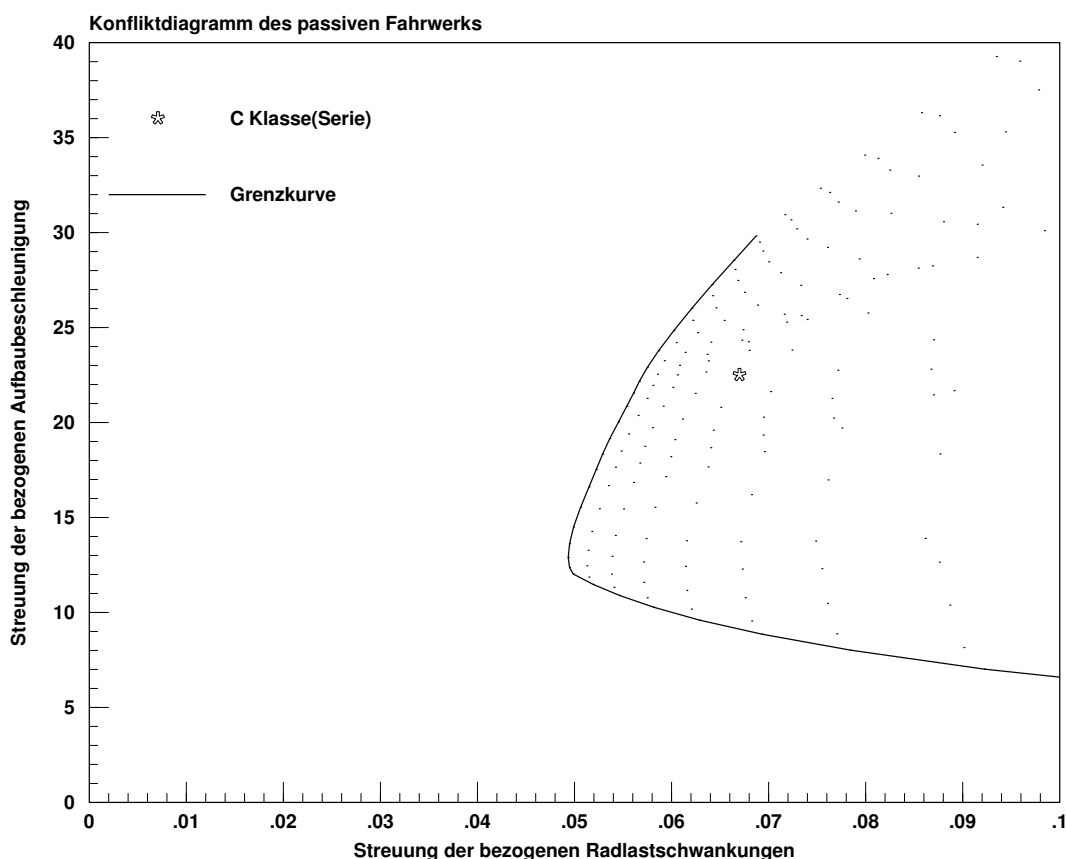
6.7.2 Verhalten des geschlossenen Regelkreises	87
6.7.3 Berechnung der Reglermatrizen	90
6.7.4 Vorgabe der Wunschdynamik	93
6.7.5 Ergebnisse und Diskussion	94
<b>7 Feder- und Dämpferdesign</b>	101
<b>8 Variable Wankmomentenaufteilung</b>	105
<b>9 Parameteridentifikation</b>	113
<b>10 Realisierung</b>	119
<b>11 Zusammenfassung</b>	131
<b>12 Formeln</b>	133
<b>13 Literaturverzeichnis</b>	139

---

# 1 Einleitung

Komfort und Sicherheit nehmen im Automobilbau eine zentrale Position ein. Beide Aspekte werden maßgeblich durch das Fahrwerk, also durch die Feder- und Dämpfereinheiten sowie durch die Achsen und Radaufhängungen bestimmt.

In der Vergangenheit wurde daher viel Entwicklungsarbeit in diese passiven Elemente investiert. Heutige Fahrwerke haben bereits einen sehr hohen Standard erreicht, so daß eine weitere Verbesserung mit immer höherem Aufwand verbunden ist. Gleichzeitig ist aber bekannt, daß den Möglichkeiten eines passiven Fahrwerks Grenzen gesetzt sind [RICHT90]. Für konventionelle Fahrwerke existiert eine sogenannte Grenzkurve zwischen Sicherheit und Komfort, die nicht durch Variation der passiven Feder- und Dämpferelemente unterschritten werden kann (Bild 1-1). Diese Grenzkurve ist dadurch gekennzeichnet, daß auf dieser Linie eine Verbesserung des Komforts nur durch eine Verschlechterung der Sicherheit möglich ist (und umgekehrt).



**Bild 1-1:** Konfliktprogramm zwischen Sicherheit und Komfort für passive Fahrwerke<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Die Streuungen (s. Achsbeschriftung) werden aus Simulationen bestimmt. Es wird ein synthetisches Straßensignal [Braun69] als Eingangssignal für das Gesamtfahrzeugmodell (s. Kap. 5) verwendet. Dabei werden die passiven Feder- und Dämpferelemente in weiten Bereichen variiert. Der Stern markiert das Komfort-/Sicherheitsverhältnis des Versuchsträgers, an dem alle weiteren Untersuchungen durchgeführt werden.

Da sich der heutige Entwicklungsstandard bereits sehr nahe an dieser Grenzkurve bewegt, entstand in den achtziger Jahren die Idee, durch aktive Eingriffe den Konflikt zwischen Sicherheit und Komfort aufzuheben oder zumindest zu reduzieren. Seit diesem Zeitpunkt wurden verschiedene Systeme untersucht. Dabei ist neben den konstruktiven und kostenmäßigen Aspekten der aktiven Elemente und der Sensorik auf Energieverbrauch und Funktionalität des Regelalgorithmus zu achten. Die Aufgabe der Reglersynthese nimmt im Fall der aktiven Feder einen besonderen Stellenwert ein, da hier die ungewöhnliche Konstellation vorliegt, daß die Hauptstörgröße (das Straßensignal) gleichzeitig Führungsgröße ist, da das Fahrzeug stationär dem Straßenverlauf folgen muß.

Ziel dieser Arbeit ist es, die regelungstechnischen Aspekte eingehend zu durchleuchten und auf der Basis eines Fahrzeugmodells einen Regler analytisch zu entwickeln, der alle Anforderungen an eine aktive Federung erfüllt. Dabei soll zunächst modellgestützt die notwendige Reglerstruktur bestimmt werden. In einem weiteren Schritt werden analytische Entwurfsverfahren entwickelt, die nach Angabe der Fahrzeugparameter und eines gewünschten Verhaltens die Reglerparameter direkt berechnen. Es soll also vollständig auf numerische oder gar manuelle Verfahren zur Bestimmung der Reglerparameter verzichtet werden. Auf diese Weise kann der Reglerentwurf automatisiert und der Entwicklungszyklus für das Design eines aktiven Fahrwerks auf ein Minimum reduziert werden. Gleichzeitig gewährleistet ein analytisches Entwurfskonzept ein Maximum an Funktionalität, da die Reglerstruktur direkt an dem Fahrzeugmodell hergeleitet wird und daher eine optimale Anpassung an das untersuchte System gewährleistet ist.

Dazu wird zunächst ein Fahrzeugmodell hergeleitet, an dem dann zwei verschiedene Reglerkonzepte entwickelt werden, die sich in Sensorik und Funktionalität unterscheiden.

Da der Reglerentwurf modellgestützt erfolgen soll, müssen verschiedene Fahrzeugparameter bekannt sein. Aus diesem Grund wird der Entwurfsautomatismus um eine Parameteridentifikation erweitert, die die notwendigen Parameter aus Messungen am Fahrzeug bestimmt.

Um eine optimale Funktionalität der aktiven Feder zu gewährleisten, müssen die passiven Feder- und Dämpferelemente nach anderen Gesichtspunkten entworfen werden, als es bei einem Seriendesign üblich ist. Es werden Berechnungsverfahren vorgestellt, die auf die Notwendigkeiten der aktiven Feder abgestimmt sind.

Ein Regelalgorithmus wird in einem modifizierten C-Klasse-Fahrzeug<sup>2</sup> (Mercedes-Benz) implementiert. Anhand von Simulationen und Messungen wird zum Abschluß dieser Regelalgorithmus diskutiert und seine Funktionsfähigkeit nachgewiesen.

---

<sup>2</sup> In dem Versuchsträger wurden Feder und Dämpfer der Serienausführung durch Federbeine ersetzt sowie der Stabilisator entfernt.

## 2 Konzeptbestimmung

Seit langem gibt es Versuche, den Zielkonflikt zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit zu überwinden. Verstellbare Dämpfer wurden bereits 1964 im Mercedes-Benz 600 serienmäßig angeboten, um den Konflikt zwischen Komfort und Sicherheit zu reduzieren. Die Grenzen passiver Systeme konnten damit aber nicht überwunden werden. Auf der Suche nach geeigneten Konzepten entstanden in den folgenden Jahren viele Arbeiten auf dem Gebiet der aktiven Feder.

### 2.1 Literaturübersicht

Thompson stellt 1971 Untersuchungen an einem aktiv gefederten Viertelsfahrzeugmodell vor [THOMP71]. Dabei werden verschiedene Hardwareanordnungen miteinander verglichen. Neben der Serien- und Parallelschaltung von passiver Feder und Aktuator kommt auch ein Schwingungstilger zum Einsatz. Thompson legt dar, daß der Einsatz eines Schwingungstilgers in Kombination mit der Serienanordnung von passiver Feder und Aktuator das größte Verbesserungspotential aufweist. Das vorgestellte Regelkonzept ist vollaktiv und wird mit dem Wurzelortskurvenverfahren entworfen. Als Meßgröße findet die Aufbaubeschleunigung (bzw. eine daraus abgeleitete Größe) Verwendung.

Willumeit und Richter veröffentlichen 1971 einen Beitrag zur semiaktiven Feder [WILLU71], in dem die Möglichkeiten eines frequenzabhängigen Dämpfers in Kombination mit einem Schwingungstilger zur Minimierung der Aufbaubeschleunigung und Radlastschwankungen untersucht werden. Dabei wird der Dämpfer vornehmlich zur Beeinflussung der Aufbaubewegung herangezogen, während der Schwingungstilger auf die Radeigenfrequenz abgestimmt ist und dadurch selektiv die Radlastschwankungen reduziert. Der Ansatz zeigt ein großes Verbesserungspotential gegenüber der konventionellen Federung auf. Jedoch können keine aktiven Kräfte gestellt werden, so daß der Beeinflussung der Aufbaudynamik Grenzen gesetzt sind. Dagegen ist die Reduktion der Radlastschwankungen durch den Schwingungstilger beträchtlich.

Thompson veröffentlicht 1976 weitere Untersuchungen zur vollaktiven Feder [THOMP76]. Der Entwurf des vollständigen Zustandsreglers erfolgt nach Riccati. Als Regelgrößen kommt der Latschweg, der Relativweg und dessen Ableitung sowie die Aufbaugeschwindigkeit zum Einsatz. Das Konzept erfordert neben der Messung der Aufbaugeschwindigkeit auch die kontaktlose Messung des Abstandes zwischen Aufbau und Fahrbahn.

1978 untersucht Karnopp die Frage, ob die aktive Feder mit Rücksicht auf die Komplexität und hohen Kosten tatsächlich der passiven Federung überlegen ist [KARN78]. Karnopp zeigt, daß die aktive Feder nur bei konsequenter Anwendung aller regelungstechnischen Möglichkeiten der passiven Federung überlegen ist. Karnopp weist darauf hin, daß gleichzeitig eine konsequente Anpassung der passiven Elemente an die erweiterten Möglichkeiten der aktiven Feder notwendig ist. Die Untersuchungen finden am Zweimassenschwinger statt. Es werden verschiedene Hardwarekonfigurationen und Reglerstrukturen diskutiert. Karnopp prägt dabei den Begriff der Sky-Hook-Dämpfung, der anschaulich die Funktionsweise der Verwendung der inertialen Aufbaugeschwindigkeit als Regelgröße darlegt. Die verschiedenen Regleransätze sind vollaktiv. Karnopp kann zeigen, daß der Einsatz eines aktiven Eingriffs den passiven Dämpfer überflüssig macht.

Ebenfalls 1978 stellt Packer ein Hardwarekonzept für ein aktiv gefedertes Fahrzeug vor [PACKER78]. Die Regelung erfolgt dezentral und mechanisch. Als Aktuatoren kommen aktive Hydropneumatikzylinder zum Einsatz, was die konventionellen Feder-/Dämpferelemente überflüssig macht. Das Konzept wird in einem Londoner Doppeldeckerbus realisiert. Als Regelgröße kommt der Relativweg und -geschwindigkeit zum Einsatz, was allerdings keine wesentliche Verbesserung des aktiv gefederten Fahrzeugs gegenüber einem konventionellen Ansatz erwarten läßt. Gleichzeitig läßt die verwendete Hardwarestruktur erkennen, daß im Radfrequenzbereich Instabilitäten auftreten können.

Thompson entwickelt 1979 an einem Nickmodell einen vollständigen Zustandsregler nach Riccati [THOMP79]. In dem Reglerentwurf wird die Zeitverschiebung zwischen Vorder- und Hinterachsanregung berücksichtigt, die vom Regler selbst allerdings nicht verwendet wird, da keine Information über die Straßenunebenheit vorliegt. Trotzdem kann der Regler an der Hinterachse eine weitere Verbesserung gegenüber bisherigen Konzepten erreichen. Allerdings ist zu erwarten, daß die Parametrierung, die aus dem Ansatz resultiert, strukturelle Störempfindlichkeit nach sich zieht.

1980 entwickelt Thompson seinen Preview-Ansatz von 1979 konsequent weiter, indem er den von Tomizuka [TOMI76] entwickelten Entwurfalgorithmus aufgreift [THOMP80]. An einem Zweimassenschwinger leitet er einen Zustandsregler mit Beobachter her, der durch einen dynamischen Steueranteil erweitert wird, der den Straßenverlauf explizit berücksichtigt. Der Regleransatz ist vollaktiv und benötigt die Vertikalbeschleunigung des Aufbaus sowie eine kontaktlose Preview-Messung des Straßenverlaufs. Thompson stellt dar, daß der vorgestellte Preview-Ansatz einen außergewöhnlichen Komfortgewinn möglich macht.

Eine weitere Arbeit auf dem Gebiet der vollaktiven Feder wird von Zetsche 1982 vorgelegt [ZETSCH82]. In seiner Dissertationsschrift untersucht er an einem Viertelsfahrzeug mit Achskinematik mittels Simulation das Verbesserungspotential eines Zustandsreglers mit Beobachter. Der Entwurf erfolgt durch Optimierung mit der Evolutionsstrategie. Als Entwurfskriterien kommen Streuungen von Aufbaubeschleunigung und Radlastschwankungen zum Einsatz. In dem Regler sind keine Filter oder Integratoren vorgesehen.



---

Gipser untersucht 1984 theoretisch das Verbesserungspotential der vollaktiven Feder [GIPS84]. Dazu schlägt er einen optimalen Regler vor, der am Zweimassenschwinger berechnet wird. Das Entwurfskriterium ist stochastisch. Die Untersuchungen zeigen eine Reduktion der Aufbaubeschleunigung um 90% falls vollständige Informationen über die Fahrbahn vorab bekannt sind. Der Regler ist vollaktiv und sieht keine Filtererweiterungen vor. Dem Entwurf wird eine Regelung mit variabler Dämpfung gegenübergestellt. Die Regelstrategie integriert eine Adaption an Fahrgeschwindigkeit und Fahrbahn mittels einer On-Line-Newton-Optimierung. Hier wird eine theoretische Verbesserung um bis zu 30% ermittelt. Die Verifizierung erfolgt durch Simulation an einem nichtlinearen 4-Rad-Fahrzeugmodell.

Ein viel beachteter Beitrag wurde 1984 von Darenberg, Gall und Acker veröffentlicht [DAREN84]. An einem Viertelsfahrzeugmodell wird der Konflikt zwischen Komfort und Sicherheit von passiven Systemen dargestellt (vgl. Bild 1-1). Es wird ein Regler vorgeschlagen, der den Relativweg zwischen Aufbau und Rad sowie Rad und Fahrbahn verwendet. Der Ansatz berücksichtigt keine Filter und ist daher ebenfalls vollaktiv. Auf die Parametrierung wird nicht eingegangen. Die Untersuchungen zeigen ein großes Verbesserungspotential. Gleichzeitig wird aber deutlich, daß auch das aktive System den Zielkonflikt nicht lösen kann, wohl aber einen besseren Kompromiß ermöglicht.

Thompson stellt 1984 einen weiteren vollständigen Zustandsregler für ein Viertelsfahrzeug vor [THOMP84]. Der Aktuator ist parallel zu einer passiven Feder-/Dämpfereinheit angeordnet. Ein Schwingungstilger wird zusätzlich zur Bedämpfung des Rades eingesetzt. Thompson zeigt, daß durch den Einsatz des Schwingungstilgers der Energiebedarf des vollaktiven Reglers beträchtlich reduziert werden kann, ohne das Komfortverhalten zu verschlechtern. Der Ansatz benötigt als Meßsignale die absolute Aufbaugeschwindigkeit (Sky-Hook-Prinzip) und die kontaktlose Messung des Abstandes zwischen Aufbau und Fahrbahn.

Frühauf stellt in seiner Dissertation 1985 einen weiteren vollaktiven Entwurf vor, der sich aus einem Zustandsregler mit Beobachter zusammensetzt [FRÜH85]. Frühauf entwickelt seinen Regler an einem Gesamtfahrzeugmodell. Dabei ist der Zustandsregler durch vier getrennte Integratoren erweitert, die die Relativwege zwischen Rad und Aufbau berücksichtigen. Die Reglerparametrierung erfolgt durch Optimierung. Als Entwurfskriterien werden ebenfalls stochastische Kenngrößen verwendet. Frühauf weist in seiner Arbeit darauf hin, daß die Entwurfsproblematik darin besteht, geeignete Kriterien für die Optimierung zu finden, so daß auch die Optimierung auf ein Probiervorgehen hinausläuft. Dem Zustandsregler wird ein Ansatz mit Preview gegenübergestellt. Der Ansatz erfordert eine meßtechnische Erfassung der Straßenunebenheit, die durch Padé-Filter zur Berücksichtigung der Totzeit vom Meßpunkt zur Vorder- und Hinterachse als Steuerstrategie in das Gesamtkonzept einfließen.

Sharp und Hassan vergleichen 1986 passive, semi-aktive und vollaktive Systeme miteinander [SHARP86]. Die Autoren beziehen sich bei den untersuchten Hardwarestrukturen und Reglerentwürfen auf die Arbeit von Thompson aus dem Jahr 1976. Um zu einer realistischen Beurteilung der verschiedenen Konzepte zu kommen, werden Energieverbrauch, Hardwarekosten, Komfortverhalten und dynamische Radlasten in die Vergleiche mit einbezogen. Weiterhin findet die Begrenzung der Relativwege im realen Fahrzeug als limitierender Faktor für den Einsatzbereich der aktiven Feder Berücksichtigung. Es wird dargestellt, daß das passive System bei ausreichenden Federwegen fast gleiche Komfortwerte erreichen kann wie ein

vollaktives Fahrwerk. Gleichzeitig wird jedoch darauf hingewiesen, daß ein passives Fahrwerk, das ein Komfortverhalten aufweist, daß dem eines aktiven Fahrwerks entspricht, bei fahrdynamischen Manövern ein sehr schlechtes Verhalten aufweist.

Darenberg, Gall und Acker veröffentlichen 1989 einen Forschungsbericht über das Projekt "Aktive Feder" [DAREN89]. Es wird das vollaktive Regelkonzept AKTAKON vorgestellt (siehe auch [MERG84] und [SCHÜ85]). Das Konzept arbeitet mit einer unterlagerten Kraftregelung am Federbein. Die Sollkräfte werden von der übergeordneten Regelstrategie vorgegeben, die folgende Eigenschaften haben soll:

1. Anschaulichkeit: Der Regler soll von Versuchsfahrern optimiert werden. Diese Forderung macht die Transparenz jedes einzelnen Reglerparameters notwendig, so daß die Wirkungsweise auf das Fahrverhalten exakt einzelnen Reglerparametern zugeordnet und somit gezielt beeinflußt werden kann. Die Reglerparameter sollen sich daher an bekannten physikalischen Größen (z.B. Feder und Dämpfer) orientieren.
2. Modularität: Die Regelung soll eine entkoppelte Beeinflussung der einzelnen Freiheitsgrade des Aufbaus ermöglichen (Huben, Nicken, Wanken).
3. Erweiterbarkeit: Alle Module des Reglers sollen einzeln bereits funktionsfähig sein. Diese Forderung resultiert aus dem Umstand, daß der Regler im Fahrzeug in Betrieb genommen werden soll. Hier wird bewußt auf eine integrale Sichtweise verzichtet. Da alle Komponenten sich tatsächlich gegenseitig beeinflussen, wird die erzielte Gesamtlösung weit von einem Gesamtoptimum entfernt sein.
4. Übertragbarkeit: Die Übertragung erstreckt sich hier auf die Forderung, daß die Gesamtregelung von der unterlagerten Kraftregelung auf eine unterlagerte Wegregelung umgestellt werden kann.

Die übergeordnete Regelstrategie verwendet Relativwege zwischen Aufbau und Rad sowie die absolute Aufbaugeschwindigkeit<sup>3</sup>. Als früheste Information über Fahrbahnunebenheiten kommen zusätzlich die rekonstruierten Reifeneindrücke in der Regelung zum Einsatz. Die variable Wankmomentenaufteilung wird als Schnittstelle zur Querdynamik erwähnt (siehe auch [STREI92]). Ohne auf konkrete Entwurfsmethoden oder Ergebnisse einzugehen, weisen die Autoren auf ein großes Verbesserungspotential hin, dessen vollständige Ausnutzung allerdings noch weitere Entwicklungsarbeiten erfordert. Diese Feststellung resultiert vor allen Dingen aus dem sehr schlechten Komfortverhalten im hochfrequenten Bereich (>10 Hz), bedingt durch die direkte Verbindung zwischen Rad, Hydraulikzylinder und Aufbau. Da die Ölsäule im Hydraulikzylinder starr angenommen werden kann, werden hochfrequente Störungen direkt über den Zylinder in den Aufbau eingeleitet, bevor die Regelung eingreifen kann.

Karnopp untersucht 1989 an einem Viertelfahrzeugmodell mit semi-aktiver Dämpfung durch Parameterstudien die Einflußmöglichkeiten der aktiven Feder auf Komfort und Fahrsicherheit [KARN89]. Der semi-aktive Dämpfungseingriff approximiert in dem vorgestellten Konzept eine Sky-Hook-Regelung. Karnopp kann zeigen, daß ein optimales Komfortverhalten durch eine sehr weiche Feder-/Dämpferauslegung kombiniert mit einer aktiven Dämpfung erreicht werden kann. Allerdings ist die dadurch erzielte Verbesserung mit erhöhten Radlastschwankungen und einem ungünstigen fahrdynamischen Verhalten verknüpft.

---

<sup>3</sup> wird auch als Sky-Hook-Regelung bezeichnet.

Jäker entwickelt 1991 in seiner Dissertation eine hierarchische Reglerstruktur [JÄK91] für ein Viertelsfahrzeug durch Optimierung mittels eines neuen Optimierungsverfahrens (MOPO: siehe [KASP90] und [PETIT95]). Der Entwurf findet an einem Hardware-in-the-Loop-Prüfstand statt. Das Gesamtkonzept setzt sich aus einer unterlagerten Wegregelung für die Stellzylinder und einer übergeordneten Struktur zusammen, in die Aufbau- und Radbeschleunigungen, die Federbeinkraft und die Kolbenlage einfließen. Dabei sind in die Regelung Hochpaßfilter und Integratoren für die Beschleunigungssignale integriert, deren Zeitkonstanten allerdings nicht in die Optimierung mit einbezogen werden. Eine Niveauregulierung fehlt. Die Straßenunebenheit fließt über einen Störgrößenbeobachter in die Steuerstrategie ein. Der Regler ist vollaktiv, integriert also keine Filterelemente in die Regelung. Die Parameter der einzelnen Regler- und Steuerelemente werden sukzessive bestimmt. Bewertungskriterien sind Streuung der Aufbaubeschleunigung, Radlastschwankungen, Federwege, Aufbau- und Radbeschleunigung und Spannung. Jäker beschreibt die Inbetriebnahme auch durch die Optimierung mit Hardware-in-the-Loop als äußerst schwierigen mehrstufigen Prozess. Simulationsergebnisse zeigen eine über 90% Reduktion der Aufbaubeschleunigung im Frequenzbereich bis 5 Hz, allerdings wird nicht auf die Konsequenzen für die Federwege hingewiesen<sup>4</sup>.

Ebenfalls 1991 stellen Kohaupt und Moll einen Zustandsregler für einen Zweimassenschwinger vor, der nach Riccati parametrisiert wird [KOH91]. Die Regelung verwendet die absolute Aufbaugeschwindigkeit und den Relativweg zwischen Aufbau und Rad. Der Ansatz ist vollaktiv und integriert keine Filter in die Regelung. Ähnlich wie Darenberg, Gall und Acker 1989 sehen die Autoren eine unterlagerte Kraftregelung für die Stellzylinder vor. Um die Übertragung der Ergebnisse auf das Gesamtfahrzeug zu ermöglichen, erfolgt eine Reduktion des Gesamtmodells auf 2-Massen-Modell (getrennt für Vorder- und Hinterachse). Der getrennte Reglerentwurf soll dann durch Überlagerung auf das Gesamtfahrzeug angewendet werden.

Einen anderen Weg beschreitet Dörr 1994, indem er einen Fuzzy-Regler an einem Zweimassenschwinger entwickelt, der auf die Dämpfer Einfluß nimmt [DÖRR94]. Die Eingriffsfrequenz des Reglers ist unbegrenzt. Allerdings entfällt die ungewünschte Kopplung zwischen Rad und Aufbau durch den Hydraulikzylinder, so daß das Komfortverhalten im Gegensatz zu den bisher vorgestellten Verfahren im hochfrequenten Bereich gut ist. Die Regelung verwendet die absolute Aufbaugeschwindigkeit sowie den Relativweg zwischen Aufbau und Rad. Das Verbesserungspotential liegt in der Größenordnung, wie sie Gipser 1984 bereits für diesen Ansatz mit konventionellen Regelungsmethoden berechnet hat. Verbesserungen ergeben sich allerdings in Grenzfällen durch die nichtlineare Struktur des Fuzzy-Reglers.

Vikas, Presser, Wöhler und Willumeit veröffentlichen 1995 einen ähnlichen Ansatz zur Beeinflussung der Dämpfer durch einen Fuzzy-Regler [WILLU95]. Der Fuzzy-Regler wird an einem Drei-Massen-Modell (Wankmodell) entwickelt und mit Hilfe der Evolutionsstrategie optimiert. Im Gegensatz zu Dörr besteht hier das Ziel, alleine das Wankverhalten bei Kurvenfahrt zu verbessern. Dazu wird als Wunsch ein stationärer Wankwinkel über der Querbeschleunigung vorgegeben, der von der Regelung eingestellt werden soll. Der Einsatz der Fuzzy-Theorie eröffnet, ähnlich wie bei Dörr, neue Möglichkeiten, da die Grenzen der linearen Regelungstechnik überschritten werden und somit neue Designfreiheitsgrade zur Verfügung

<sup>4</sup> Die fehlende Niveauregulierung legt die Vermutung nahe, daß der Aufbau zu stark von der Straße entkoppelt ist, so daß eine Rampenauffahrt nicht möglich ist.

stehen. Jedoch stehen im Moment noch keine Designregeln für die Fuzzy-Theorie zur Verfügung, so daß die Anpassung des Reglers durch Optimierung oder manuell erfolgen muß und von den Autoren als äußerst schwierig beschrieben wird. Gleichzeitig ist durch die alleinige Regelung über die Dämpfereinstellung nur ein semiaktiver Eingriff möglich, so daß die Beeinflussung der Aufbau- und Raddynamik beschränkt bleibt.

### Zusammenfassende Darstellung

Ausgehend von den ersten Arbeiten konzentrieren sich die Bemühungen, eine geeignete Reglerstruktur für die aktive Feder zu finden, zunächst auf Verfahren im Zustandsraum oder daran angelehnte Regelprinzipien. Die Parametrierung erfolgt entweder durch Optimierungsverfahren, manuelle Eingabe oder nach Prinzipien für optimale Regler. Alle Entwürfe verwenden stochastische Kenngrößen zum Design und zur Kontrolle der Funktionsfähigkeit des Reglers. Eine Erweiterung der Reglerfunktion durch Filter findet nicht statt. Lediglich Frühauf erweitert den Zustandsregler durch Integratoren zur Niveauregulierung. Jäker geht einen Schritt weiter und fügt seinem Regler Hochpaßfilter hinzu, die Sensoroffsets beheben sollen. Allerdings fehlen hier die Integralanteile zur Niveauregulierung. Bis auf die Verfahren zur ausschließlichen Beeinflussung der Dämpfer sind alle Ansätze vollaktiv und weisen eine theoretisch unbegrenzte Eingriffsfrequenz der Regelung auf<sup>5</sup>. Neuere Arbeiten wenden sich der Fuzzy-Regelung zu. Allerdings werden in den vorgelegten Arbeiten große Abstriche an die Forderung an die Regelgüte gemacht.

Auffallend ist, daß bis circa 1990 viele Publikationen zum Thema "Aktive Feder" zu finden sind, während danach die Forschungsarbeiten auf diesem Gebiet offenbar stagnierten, ohne das allerdings eine praxistaugliche Lösung gefunden worden wäre. Die Problematik der vorgestellten Arbeiten soll im folgenden erörtert werden.

## 2.2 Kritik

Das Problem der aktiven Feder wird von allen Autoren als äußerst komplex und schwierig eingeschätzt. Der Grund liegt zum einen in der hohen Systemordnung der Vertikaldynamik des Fahrzeugs. Zum anderen handelt es sich hier um ein MIMO-System<sup>6</sup>, so daß die Standardverfahren der Regelungstechnik zum Entwurf von Reglern versagen. Als Ausweg bietet sich die Zustandsregelung an, da damit verknüpfte Entwurfsverfahren auch für Systeme mit mehreren Ein- und Ausgängen anwendbar sind. Zudem stellt die vollständige Zustandsregelung sicher, daß die gesamte Dynamik durch die Regelung beeinflusst werden kann<sup>7</sup>. Allerdings ist die Integration dynamischer Elemente in die Regelung auf dem Gebiet der Zustandsregelung sehr aufwendig, so daß zunächst davon abgesehen wurde. Nachfolgende Arbeiten bauten dann auf diesem vollaktiven Ansatz auf. Reine Zustandsregler sind aber bekanntermaßen empfindlich, da alle Rausch- und Störanteile direkt in die Regelung einfließen<sup>8</sup>. Zudem sind derartige Regelkonzepte aus energetischen Gründen problematisch, da auch die Stellenergie des Reglers

<sup>5</sup> Die Eingriffsfrequenz der Regelung ist in der Realität allerdings durch Hardwareeigenschaften wie Massenträgheiten der Steller begrenzt.

<sup>6</sup> MIMO-System: Multiinput Multioutput System

<sup>7</sup> Voraussetzung ist natürlich die vollständige Steuer- und Beobachtbarkeit des Systems.

<sup>8</sup> Dynamische Zustandsregler, also Beobachter + reiner Zustandsregler, können dieser Problematik begegnen. Allerdings entsteht hier das zusätzliche Problem des Beobachterentwurfs.

theoretisch unbegrenzt sein müßte. Hier ist sicherlich eines der Hauptprobleme der vorgestellten linearen Verfahren zu sehen.

Der Einsatz der Fuzzy-Theorie bringt zwar durch die Integration nichtlinearer Elemente neue Freiheitsgrade mit sich, kann aber keine Designregeln für die Regelung bereitstellen, so daß sich die Inbetriebnahme der Regelstruktur äußerst komplex gestaltet. Analog zu den oben diskutierten Ansätzen verschärft sich das Designproblem durch die Notwendigkeit, die nichtlineare Regelstruktur um dynamische Elemente zu erweitern. Zudem hat das vorliegende Problem der aktiven Feder stark linearen Charakter [DUPL96a], so daß der Einsatz von linearer Regelungstheorie adäquat erscheint und als erste Methode eine Lösung dieses komplexen Problems erwarten läßt. Wendet man sich der Frage der Realisierbarkeit der Regelungsstruktur im Fahrzeug zu, so kommt das Problem der On-Line-Darstellung des Fuzzy-Reglers hinzu, da die auf dem Markt verfügbaren Signalprozessoren im Moment noch nicht in der Lage sind, derartig komplexe Fuzzy-Regler in Echtzeit zu berechnen<sup>9</sup>.

Neben der Frage der zu verwendeten Regelstruktur ist bei allen Arbeiten die Parametrierung der Regler als weiteres Problem zu sehen. Zwar liegen verschiedene Entwurfsverfahren (z.B. nach Riccati) vor, jedoch erfordern diese Verfahren wiederum die Vorgabe von Gewichtungsfaktoren, die keine anschauliche Bedeutung mehr haben. Da zudem diese Entwurfsverfahren numerische Probleme mit sich bringen können<sup>10</sup>, kommen im allgemeinen Optimierungsverfahren zum Einsatz, die die Reglerparameter direkt bestimmen. Als Optimierungskriterium werden anschauliche und praktikable Kenngrößen, wie zum Beispiel die Streuung der Aufbaubeschleunigung, verwendet. In mehreren Arbeiten wird in diesem Zusammenhang angedeutet, daß trotz der sehr hoch entwickelten Optimierungsverfahren die Bestimmung der Reglerparameter sich sehr schwierig gestaltet und immer manuelle Eingriffe erfordert. Dies ist ein Hinweis darauf, daß hier ein systematisches Problem vorliegt. Die Problematik gliedert sich in zwei Aspekte:

1. Für linearer Gleichungssysteme können klare Bedingungen für eine eindeutigen Lösbarkeit angegeben werden. Genauso verhält es sich bei dem Entwurf eines Zustandsreglers nach Riccati. Hier sind zum eindeutigen Entwurf eines Reglers mit  $n$  Parametern  $n$  Vorgaben erforderlich. Bei einem Lösungsansatz durch Optimierung kann ein derartiges Kriterium für die Anzahl der vorzugebenden Kostenkriterien nicht mehr angegeben werden. So kann ein Minimum der Funktion  $y = ax^4 + bx^3 + cx^2 + dx + e$  durch die Definition eines einzigen Kostenkriterium berechnet werden. Die Problematik besteht hier darin, eine ausreichende Anzahl von Kostenkriterien zu definieren, so daß eine *eindeutige* Lösung berechnet werden kann. In dem vorliegenden Beispiel können bei entsprechender Vorgabe von  $a, b, c, d$  und  $e$  durch Optimierung drei verschiedenen Lösungen berechnet werden. Es sind hier also weitere Kriterien vorzugeben, um die "interessierende" Lösung zu erhalten. Allerdings können keine Regeln definiert werden, wieviele solcher Kriterien notwendig sind, um das Problem in seiner Gesamtheit eindeutig zu beschreiben. Dies gilt insbesondere für sehr komplexe Optimierungsaufgaben, bei denen die Unterbestimmtheit ein Kostenfunktional mit vielen Nebenminima nach sich zieht, so daß die Optimierungsergebnisse sehr stark von Startwerten und Gewichtungsfaktoren abhängig sind. Die Optimierung liefert daher häufig sehr unbefriedigende Ergebnisse.

<sup>9</sup> Eine Möglichkeit zur Realisierung besteht in der Implementierung eines Table-Look-up. Dazu werden in diskreten Schritten alle Eingangskombinationen durchgerechnet und in Tabellen abgelegt. Dieses Verfahren garantiert zwar einen schnellen Zugriff, ist aber bei großen Fuzzy-Systemen äußerst speicheraufwendig.

<sup>10</sup> Der Entwurf nach Riccati kann bei ungünstiger Parametrierung singulär werden und zum Abbruch führen!

2. Der zweite Aspekt bezieht sich auf die Optimierungskriterien selbst. Beginnend mit der ersten Arbeit von Zetsche 1982 werden die Forderungen gestellt, die Streuung der Aufbaubeschleunigung zu minimieren, um ein verbessertes Komfortverhalten zu erreichen. Dieses Vorgehen orientiert sich an der konventionellen Regelungstechnik<sup>11</sup>, ist dem Problem der aktiven Feder aber nicht angemessen. Der Grund liegt darin, daß das Straßensignal gleichzeitig Führungs- und Störgröße ist. Dabei ist auch eine frequenzmäßige Trennung zwischen Führungseigenschaft und Störung nur schlecht möglich. Vielmehr spielt zusätzlich die Anregungsamplitude eine große Rolle. Eine große Anregungsamplitude von der Fahrbahn muß immer auch eine große Aufbaubeschleunigung nach sich ziehen. Die Minimierung der Aufbaubeschleunigung ist also immer an die konkrete Fahrbahnanregung gekoppelt und ist daher als generelles Entwurfskriterium ungeeignet. Zwar kann durch die weiteren Nebenbedingungen, wie die Begrenzung der Federwege, das Problem entschärft werden. Grundsätzlich bleibt jedoch das Problem bestehen, daß die Optimierung das Parametrierungsproblem nur für eine vorgegebene Fahrbahn lösen kann. Auch dieses Vorgehen führt dazu, daß Reglerparametrierung nicht eindeutig ist, sondern sich je nach Fahrbahnvorgabe ändert. Es ist also viel Fingerspitzengefühl notwendig, um die "richtige" Fahrbahn als Anregungsfunktion vorzugeben, so daß die Optimierung grundsätzlich befriedigende Ergebnisse liefert.

Ein weiterer Problempunkt ist mit der Reglerstruktur selbst verknüpft. In dem Bestreben, durch die Regelung die gesamte Stabilität des Systems festlegen zu können<sup>12</sup>, kamen zunächst Zustandsregler zum Einsatz. Da im vorliegenden Fall Stör- und Führungsgröße direkt miteinander verknüpft sind, ist sowohl das Stör- als auch das Führungsverhalten von gleichrangiger Bedeutung<sup>13</sup>. Es kann gezeigt werden, daß eine reine Zustandsregelung für die aktive Feder zu einem nicht realisierbaren Entwurf führt, da das Fahrzeug bei einer Bergfahrt eine bleibende Niveauänderung relativ zur Straße aufweist<sup>14</sup>. Frühauf geht hier den richtigen Weg und erweitert seinen Entwurf durch Integralanteile. Trotz dieser Möglichkeit stellt sich die Frage, ob die Zustandsregelung durch weitere dynamische Elemente ergänzt werden sollte, um ein gutes Gesamtverhalten zu erreichen. Sowohl Darenberg, Acker und Gall als auch Jäker wenden sich wohl auch aus diesen Gründen von der Zustandsregelung ab, diskutieren aber nur unzureichend die Frage nach der geeigneten dynamischen Struktur des Reglers. Vielmehr werden einige dynamische Elemente hinzugefügt, ohne aber in eine detaillierte Diskussion über die speziellen Notwendigkeiten im Falle der aktiven Feder einzusteigen. Hier sollte sicherlich sowohl die bereits angesprochene Frage geklärt werden, wie die Störempfindlichkeit zu reduzieren ist, als auch weitergehende Betrachtungen zur Sensor Korrektur, Niveauregulierung etc. angestellt werden. Die Frage nach der dynamischen Struktur des Reglers muß dabei sowohl Stör- als auch Führungsverhalten berücksichtigen und in einem integralen Ansatz beantwortet werden. Das Fehlen dieser Betrachtungen stellt mit Sicherheit einen weiteren Problembereich in den bisherigen Ansätzen dar.

Der letzte Kritikpunkt konzentriert sich auf die Hardwarestruktur. Bis auf die Ansätze, die ausschließlich auf die Dämpfer Einfluß nehmen<sup>15</sup>, stellen Autoren eine Hardwarekonfiguration vor, bei der der Stellzylinder direkt Aufbau und Rad verbindet. Dieser Ansatz resultiert

---

<sup>11</sup> Soll z. B., die Temperatur in einem Behälter konstant gehalten werden, so ist die Forderung, die Streuung der Regelabweichung zu minimieren, legitim.

<sup>12</sup> analog dazu: alle Pole festlegen.

<sup>13</sup> Die Verknüpfung erfordert also einen Kompromiß zwischen Stör- und Führungsverhalten.

<sup>14</sup> Dieser Punkt wird in Kapitel 6.2 erörtert. Hier wird gezeigt, daß im geschlossenen Regelkreis bestimmte Koeffizienten des Zählers und des Nenners gleich sein müssen, damit eine Konvergenz bei einer Rampenauffahrt gewährleistet ist. Diese Bedingung ist bei der Zustandsregelung im vorliegenden Fall verletzt..

<sup>15</sup> Diese Ansätze weisen allerdings nur eine reduzierte Funktionalität auf, da keine stationären Eingriffe möglich sind.

sicherlich einerseits aus dem relativ einfachen Steuereingang, der mit der direkten Verbindung zwischen Rad, Zylinder und Aufbau vorliegt. Wirkt der Steuereingang dagegen nur indirekt über dynamische Elemente (z.B. Zylinder drückt auf Feder) auf die Vertikaldynamik, so ist die Systembetrachtung wesentlich komplizierter, da hier die zusätzliche Dynamik in dem Entwurf berücksichtigt werden muß. Zum anderen liegt der Grund für die gewählte Hardwarestruktur in dem Bestreben, das maximale Potential der aktiven Feder auszuschöpfen. Dieser Gedanke vernachlässigt aber die Tatsache, das eine Regelung erst nach eingetretener Störung reagieren kann. Das bedeutet aber, daß jede Störung von der Straße zunächst direkt über die als starr anzusehende Ölsäule in den Aufbau eingeleitet wird. Darenberg, Gall und Acker weisen auf diesen Effekt in ihrer Arbeit von 1989 hin.

## 2.3 Eigenes Vorgehen

Ausgehend von den Erkenntnissen der vorliegenden Arbeiten, wird im Folgenden ein anderer Weg beschritten.

Zunächst sollen detailliert die Ziele und Anforderungen diskutiert werden, die sich einerseits aus Notwendigkeiten ergeben und andererseits als Wunsch formuliert werden können. Dazu ist eine genaue Definition des Komfort- und Sicherheitsbegriffs notwendig. Weitere Kriterien ergänzen das Feld der Ziele und Anforderungen und werden jeweils durch eine spezielle Kenngröße dargestellt.

Im zweiten Schritt sollen Überlegungen angestellt werden, welche Hardwarestruktur unter Berücksichtigung der definierten Kriterien und Ziele geeignet ist, die Anforderungen zu erfüllen. Wie oben beschrieben, ist der bisherige vollaktive Ansatz mit direkter Verbindung Rad, Zylinder, Aufbau äußerst kritisch zu betrachten. Sinnvoll erscheint eine indirekte Beeinflussung der Systemdynamik durch eine Serienschaltung von Zylinder und Feder und/oder Dämpfer. Ein solcher Ansatz ist sicherlich im hochfrequenten Bereich dem vollaktiven Ansatz überlegen, da die starre Kopplung zwischen Aufbau und Rädern entfällt. Auf der anderen Seite ist durch diese Konfiguration ein Regelungsansatz möglich, der nur im niederfrequenten Bereich eingreift (und damit Energie spart), während die passiven Elemente im hochfrequenten Bereich alleine die Systemdynamik bestimmen. Dieser Ansatz ermöglicht gleichzeitig die Auslegung der Feder-/Dämpferelemente nach neuen Kriterien, die sich alleine an den Anforderungen der aktiven Feder orientieren. Ein weiterer Vorteil dieses Vorgehens liegt in der Möglichkeit, durch die Begrenzung der Reglerdynamik auf den Aufbaufrequenzbereich die Reglerparametrierung an einem reduzierten Modell durchzuführen, das die Radbewegungen nur stationär berücksichtigt. Dieser Punkt ist im Zusammenhang mit dem später dargestellten analytischen Parametrierungsverfahren entscheidend, da auf diese Weise die Systemordnung so weit reduziert werden kann, daß analytische Berechnungen überhaupt möglich sind.

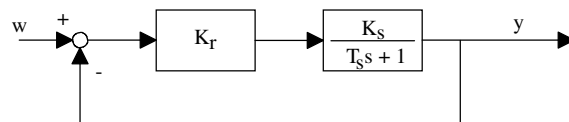
Die Beantwortung der Frage nach dem geeigneten Vorgehen zur Bestimmung der Reglerstruktur und -parametrierung erfordert einige Vorüberlegungen.

Die vorliegenden Arbeiten lassen erkennen, daß der Reglerentwurf für aktive Feder ein äußerst komplexes Problem darstellt. Um ein gutes Gesamtverhalten zu erzielen, ist sicherlich ein integraler Gesamtansatz notwendig. Die Zustandsregelung bietet die Möglichkeit eines solchen Vorgehens, es ist aber erkennbar, daß der Regler durch dynamische Elemente

erweitert werden muß, die zum Beispiel durch einen Beobachter realisiert werden könnten. Allerdings ist damit ein geschlossenes Entwurfsverfahren nicht mehr möglich<sup>16</sup>. Optimierungsverfahren könnten theoretisch diese Möglichkeit bieten, jedoch ist eine sehr genaue Vorgabe der Ziele erforderlich. Die Ziele müssen dabei nicht nur qualitativ, sondern vielmehr quantitativ formuliert werden, um eine eindeutige Lösung zu ermöglichen. Wie bereits dargestellt, muß die Anzahl der Optimierungskriterien mit der Anzahl der Reglerparameter übereinstimmen. Gleichzeitig muß beachtet werden, daß diese Kriterien vorab quantitativ gar nicht bekannt sein können. Vielmehr sind die quantitativen Ziele von der Wahl der Reglerstruktur abhängig.

Beispiel: Regelung eines  $PT_1$ -Systems

Es soll ein  $PT_1$ -System geregelt werden. Dazu wird zunächst ein P-Regler eingesetzt.



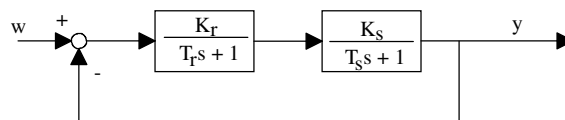
Hier errechnet sich das Ein-/Ausgangsverhalten für den geschlossenen Regelkreis zu:

$$y = \frac{K_s K_r}{T_s s + 1} (w - y) \text{ bzw.}$$

$$y = \frac{\frac{K_s K_r}{1 + K_s K_r}}{\frac{T_s}{1 + K_s K_r} s + 1} w \tag{2.1}$$

Das resultierende Gesamtsystem ist also wieder ein  $PT_1$ -System.

Anders sieht der Fall aus, wenn ein  $PT_1$ -Regler eingesetzt wird, etwa um Rauschteile der Messung zu unterdrücken und die Regleraktivität zu beruhigen.



Das Verhalten des geschlossenen Regelkreises nimmt hier die folgende Form an:

$$y = \frac{K_s}{T_s s + 1} \frac{K_r}{T_r s + 1} (w - y) \text{ bzw.}$$

<sup>16</sup> Die Beobachterdynamik nimmt natürlich auf das Gesamtverhalten des geschlossenen Regelkreises Einfluß.



$$y = \frac{\frac{K_s K_r}{1+K_s K_r}}{\frac{T_s T_r}{1+K_s K_r} s^2 + \frac{T_s+T_r}{1+K_s K_r} s + 1} w \quad (2.2)$$

Hier ergibt sich ein System 2. Ordnung.

An diesem einfachen Beispiel zeigt sich, dass eine exakte Zielformulierung nur unter Berücksichtigung der Regelstruktur vorgenommen werden kann. Dazu muß im Prinzip vorab das Übertragungsverhalten des Gesamtsystems allgemein (also analytisch) berechnet werden, um exakte Ziele für die Optimierung formulieren zu können.

Wenn aber das Verhalten des geschlossenen Regelkreises bereits analytisch vorliegt, so bietet sich ein anderes Verfahren zur Reglerauslegung an, das wesentlich effizienter ist. Maßgeblich dabei ist die Überlegung, daß bereits detaillierte Kenntnisse dynamischer Systeme aus der Filtertheorie vorliegen. Dieses Wissen kann dazu genutzt werden, einen Wunsch für den geschlossenen Regelkreis vorzugeben.

Für das erste Beispiel (PT<sub>1</sub>-System mit P-Regler) wird ein Wunschverhalten gleicher Ordnung vorgegeben:

$$y = \frac{1}{T_w w + 1} w \quad (2.3)$$

Durch Koeffizientenvergleich kann für den Reglerparameter  $K_r$  berechnet werden:

$$\frac{T_s}{1 + K_s K_r} = T_w \text{ bzw.} \\ K_r = \frac{T_s - T_w}{T_w K_s} \quad (2.4)$$

Die Gleichung für den geschlossenen Regelkreises lautet nun:

$$y = \frac{\frac{T_s - T_w}{T_s}}{T_w s + 1} w \quad (2.5)$$

Der Regelkreis hat nun das gewünschte Stabilitätsverhalten, jedoch kann keine stationäre Genauigkeit erreicht werden, da der Zählerkoeffizient nicht 1 ist. Hier ist eine entsprechende Korrektur des Sollwertes erforderlich oder eine andere Reglerstruktur zu wählen<sup>17</sup>.

Das Vorgehen, den Regler durch ein Wunschverhalten zu parametrieren, bietet mehrere Vorteile:

Die Reglerparametrierung erfolgt durch die Vorgabe eines Wunschverhaltens, das bekannte (günstige) Eigenschaften hat. Das Entwurfsverfahren ist eindeutig und liefert eine exakte Lösung. Auch dynamische Regler können durch dieses Entwurfsverfahren parametrieren werden. Da die Berechnungen analytisch durchgeführt werden, ist dieses Vorgehen als integral zu bezeichnen, da alle Interdependenzen explizit im Entwurfsverfahren Berücksichtigung finden.

<sup>17</sup> z.B.: Erweiterung des Reglers um einen I-Anteil.

Der Reglerentwurf ist durch das analytische Vorgehen auf alle Systeme gleicher Struktur sofort übertragbar. Dies ist ein weiterer entscheidender Vorteil gegenüber einer Parametrierung durch Optimierung. Gleichzeitig werden die Eigenschaften des geschlossenen Regelkreises transparent und Mängel können sofort erkannt werden<sup>18</sup>. Zudem macht dieses Vorgehen das Abschätzen der Stellenergie des Reglers möglich. Maßgeblich hierfür ist die Überlegung, daß die Differenz zwischen unregelmäßigem Verhalten und Wunschverhalten ein Maß für die Regleraktivität ist. Dies kann durch die Entwurfsleichung (2.4) motiviert werden. Wird hier die gewünschte Zeitkonstante  $T_w$  sehr nahe der Systemzeitkonstante  $T_s$  gewählt, so ist  $K_r$  und damit auch die Stellenergie klein. Bei Systemen höherer Ordnung ist dieses einfache Vorgehen nicht mehr so leicht möglich, jedoch werden Wege aufgezeigt, das Problem zu lösen.

Der Reglerentwurf durch Vorgabe eines Wunschverhaltens und analytische Berechnung der Reglerparameter erfordert allerdings ein analytisches Modell der Strecke und des Reglers sowie die analytische Berechnung des geschlossenen Regelkreises. Zudem muß ein geeignetes Wunschverhalten gefunden werden, daß alle Anforderungen an die aktive Feder umfaßt. Zunächst scheint dieses Vorgehen äußerst aufwendig zu sein. Jedoch rechtfertigen Übertragbarkeit, Transparenz, die Möglichkeit der integralen Betrachtung und die einfache Handhabung der resultierenden Reglerparametrierung diesen Weg.

Die Frage nach der "richtigen" Reglerstruktur kann durch dieses Vorgehen allerdings nicht vorab beantwortet werden. Vielmehr müssen verschiedene Ansätze durchgerechnet und miteinander verglichen werden. Verschiedene Kriterien wie die Forderung nach stationärer Genauigkeit und Limitierung der Stellenergie des Reglers sind also weitgehend in die Reglerstruktur einzuarbeiten. Dieses Problem ist damit analog zu dem Vorgehen durch Optimierung zu sehen, allerdings ist hier der Vergleich der verschiedenen Reglervarianten eindeutig möglich<sup>19</sup>.

---

<sup>18</sup> wie z.B. das Fehlen der stationären Genauigkeit des Regelkreises (2.5).

<sup>19</sup> Es wurde bereits erläutert, daß die Berechnung einer eindeutigen Lösung bei komplexen Reglerentwürfen durch Optimierungsverfahren problematisch ist. Der Grund ist in der Bestimmung geeigneter Optimierungskriterien zu sehen.

### 3 Ziele, Konflikte und Bewertungsverfahren

Zunächst sollen Überlegungen angestellt werden, welche Ziele im Hinblick auf Fahrwerke definiert werden können. Es wird sich zeigen, daß diese Ziele nicht unabhängig voneinander betrachtet werden können. Es gibt vielmehr Konflikte zwischen den einzelnen Kriterien, die das Design des Fahrwerks maßgeblich beeinflussen. Da vor allen Dingen die Beurteilung der Komfortkriterien von der physiologischen Empfindung des Menschen abhängt, sind Ziele und Konflikte nur im Zusammenhang mit Bewertungsverfahren zu diskutieren.

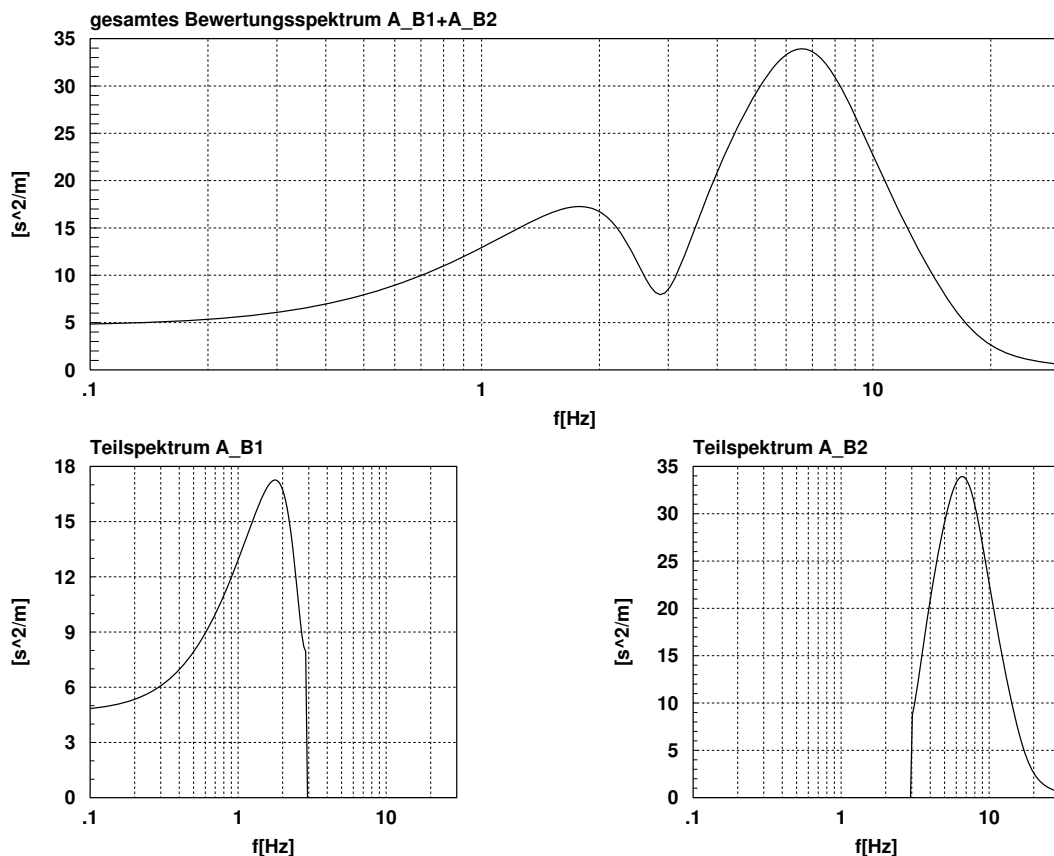
Die zwei herausragenden Ziele für den Fahrwerksbau sind Komfort und Sicherheit.

Die **Komfortbeurteilung** gliedert sich dabei in verschiedene Einzelaspekte auf. Richtlinien werden in [VDI1, VDI2, VDI3] angegeben. Frank erweitert die dort definierten Bewertungsverfahren [FRAN94]. Frank unterscheidet in seiner Komfortbeurteilung zwischen einem niederfrequenten Bereich bis 3 Hz und dem Stuckern (Frequenzen über 3 Hz). Analog zu den VDI-Richtlinien findet die vertikale Aufbaubeschleunigung als Kriterium Verwendung. Frequenzabhängig werden die einzelnen Beschleunigungsanteile bewertet und zu einer Gesamtkennzahl aufsummiert. Ziel für ein gutes Fahrwerk muß es sein, sowohl im Stucker- als auch im Aufbaufrequenzbereich niedrige Kennzahlen zu erreichen. Die geschlossene Bewertungsfunktion ist in Bild 3-1 oben dargestellt. Die unteren beiden Abbildungen zeigen jeweils einen Teilaspekt der Bewertungsfunktion: den Anteil zur Bewertung der niederfrequenten Aufbaubewegung und den Anteil zur Bewertung des Stuckerns. Durch diese getrennte Betrachtung sind detaillierte Aussagen über Verbesserungsmöglichkeiten und Konflikte möglich. Um die hohe Trennschärfe ausnutzen zu können, müssen die Berechnungen ausschließlich im Frequenzbereich durchgeführt werden<sup>20</sup>.

---

<sup>20</sup>

On-Line-Filter können auf diese Weise nicht dargestellt werden.



**Bild 3-1:** Bewertungsspektrum für die vertikale Aufbaubeschleunigung nach Frank. Die unteren Bilder stellen die aufgetrennten Bewertungsspektren für den niederfrequenten Bereich (A\_B1) und für den Stuckerbereich (A\_B2) dar.

Die Berechnung einer Komfortzahl (getrennt für den nieder- und hochfrequenten Bereich) macht zunächst die Kenntnis des Frequenzspektrums<sup>21</sup>  $A_{z_A}^{\bullet\bullet}(f)$  der Aufbaubeschleunigung notwendig. Zusammen mit dem Frequenzspektrum  $A_w(f)$  einer konkreten Straßenanregung kann das Beschleunigungsspektrum berechnet werden, daß sich für das Fahrzeug auf dieser Fahrbahn ergibt. Dieses resultierende Spektrum wird dann mit den Bewertungsfunktionen  $A_{B_1}(f)$  bzw.  $A_{B_2}(f)$  gewichtet. Die gesuchten Kennzahlen ergeben sich schließlich durch Integration über alle Frequenzen.

$$\text{Niederfrequente Aufbaubewegung: } B_1 = \int_{f=0}^{\infty} A_{z_A}^{\bullet\bullet}(f) A_w(f) A_{B_1}(f) df \quad (3.1)$$

$$\text{Stuckern: } B_2 = \int_{f=0}^{\infty} A_{z_A}^{\bullet\bullet}(f) A_w(f) A_{B_2}(f) df \quad (3.2)$$

Die **Fahrsicherheit** ist hauptsächlich durch die Kräfte zwischen Fahrbahn und Reifen bestimmt. Ziel muß es sein, daß bei Geradeausfahrt zwischen Reifen und Fahrbahn eine möglichst konstante Aufstandskraft vorliegt<sup>22</sup>. Die Aufstandskraft kann durch die Reifeneindrückung (Latschweg) berechnet werden. In Analogie zu der obigen Berechnung kann die Kennzahl für die Sicherheit durch

<sup>21</sup> resultiert aus Bodediagramm.

<sup>22</sup> bei Kurvenfahrt muß sich die Aufstandskraft aufgrund der Abstützung des Momentes verändern.

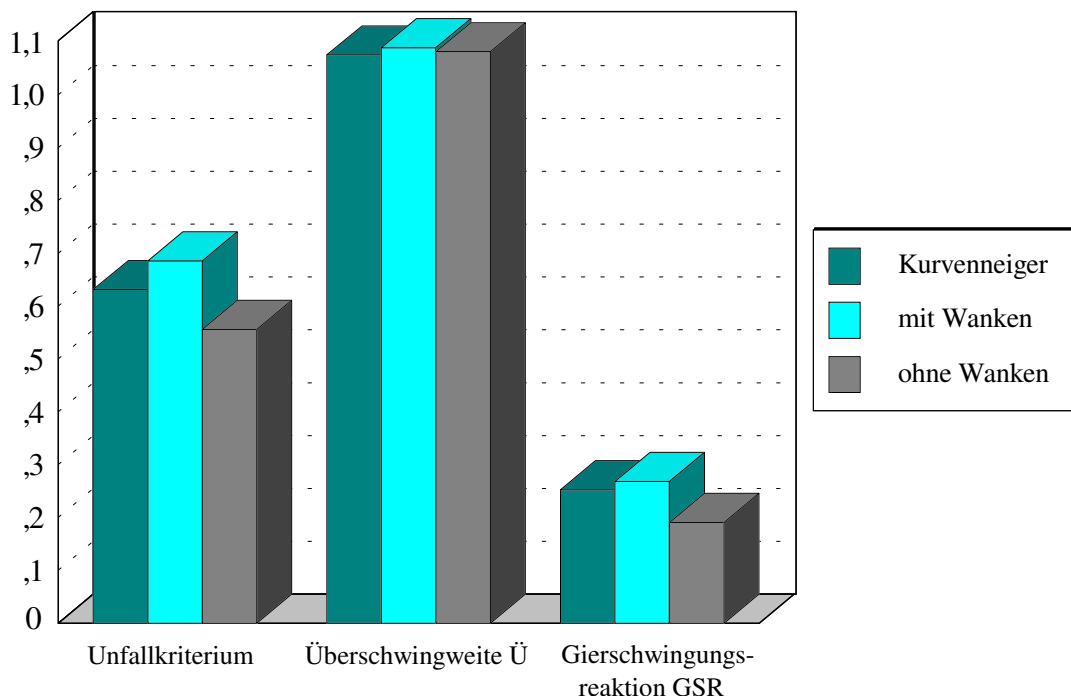
$$S = \int_{f=0}^{\infty} A_{z_{R\_rel}}(f) A_w(f) df \quad (3.3)$$

angegeben werden. Dabei bezeichnet  $A_{z_{R\_rel}}(f)$  das Frequenzspektrum des Latschweges.

Ein weiterer wichtiger Aspekt ist die **Horizontierung** des Aufbaus. Hierunter versteht man die Vermeidung von Wanken und Nicken bei Kurvenfahrt bzw. Bremsen/Beschleunigen. Böttiger und Reichelt stellten 1990 zu diesem Thema Untersuchungen zur Bestimmung des Einflusses des Wankverhaltens auf die Fahrzeugsicherheit an [BÖTT90]. In Versuchsreihen am Fahrsimulator in Berlin wurden dazu Tests mit einem Fahrpersonenkollektiv durchgeführt. Mit der Methode des stochastischen Spurwechsels<sup>23</sup> konnten charakteristische Größen wie die Überschwingweite und die Gierschwingungsreaktion bestimmt werden. Diese Kennwerte wurden in einem Unfallkriterium, das die Anzahl der unfallkritischen Situationen bewertet, zusammengefaßt. Untersucht wurden die folgenden Varianten:

- Kurvenneiger
- Fahrzeug mit normalem Wankverhalten
- Fahrzeug ohne Wanken (horizontiert)

Die Ergebnisse der Auswertungen sind in Bild 3-2 dargestellt. Die geringste Unfallwahrscheinlichkeit liegt für die Variante ohne Wanken vor. Interessant ist, daß auch der Kurvenneiger eine höhere Unfallwahrscheinlichkeit aufweist als das horizontierte Fahrzeug. Das normal wankende Fahrzeug zeigt eindeutig das höchste Unfallrisiko. Die Aussagen werden durch die Auswertung der Überschwingweite und der Gierschwingungsreaktion gestützt.



**Bild 3-2: Bewertung des WankEinflusses auf die aktive Sicherheit mit der Methode der stochastischen Spurwechsel (aus [BÖTT90])**

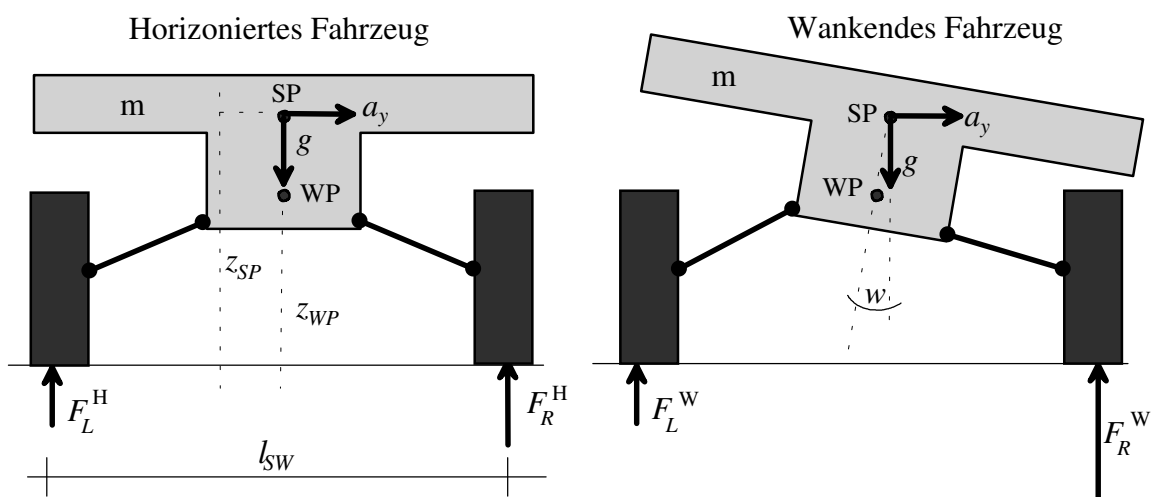
<sup>23</sup>

Stochastischer Spurwechsel: Vorgegebene Sollspur wechselt zufällig nach rechts oder links. Für den Fahrer besteht die Aufgabe darin, der Sollspur so gut wie möglich zu folgen.

Die Horizontierung zieht also einen deutlichen Sicherheitsgewinn nach sich. Dabei resultiert dieser Sicherheitseffekt zum einen aus dem

1. "Gewinn an Fahrstabilität durch die verbesserte Information für den Fahrer" [BÖTT90], bedingt durch die Rückwirkungsfreiheit zwischen Fahrdynamik und Fahrzeugreaktion, und zum anderen aus einem
2. erhöhten Kraftschluß an den Reifen bei querdynamischen Manövern. Dieser physikalische Sicherheitsaspekt hat zwei Hauptursachen:
  - Durch die Unterdrückung der Aufbauschwingung, z.B. bei unfallkritischen Ausweichmanövern, entfällt auch durch die niederfrequente Schwingung der Reifen. Somit liegt auch bei kritischen Manövern eine gleichmäßige Radlastverteilung vor.
  - Stationär ergibt sich bei Kurvenfahrt eine kleinere Normalkraftdifferenz zwischen kurvenäußeren und -inneren Rad gegenüber dem wankenden Fahrzeug (Bild 3.3). Durch die nichtlinearen Effekte an den Reifen resultiert damit ein erhöhtes Seitenführungspotential [STREIT92].

Die Vergrößerung der Normalkraftdifferenz beim Wanken resultiert aus der Schwerpunktsverschiebung zum kurvenäußeren Rad hin. Die Absenkung des Schwerpunktes kann diesen Effekt nicht kompensieren.



**Bild 3-3:** Vergleich der stationären Normalkräfte eines horizontierten und eines wankenden Fahrzeugs bei Kurvenfahrt. (Spurweitenänderungen sind nicht dargestellt.) Das wankende Fahrzeug dreht um den Wankpol WP. Die Kräfte greifen am Schwerpunkt SP an.

Dieser Zusammenhang kann durch den Vergleich der Normalkraftdifferenzen gezeigt werden. Das stationäre Kräfte- und Momentengleichgewicht liefert zunächst für

a) das horizontierte Fahrzeug

$$mg = F_R^H + F_L^H$$

$$ma_y z_{SP} = \frac{l_{SW}}{2} (F_R^H - F_L^H)$$

und somit für die resultierende Normalkraftdifferenz:

$$\Delta F^H = F_R^H - F_L^H = 2ma_y \frac{z_{SP}}{l_{SW}}$$

und für

b) das wankende Fahrzeug

$$mg = F_R^W + F_L^W$$

$$ma_y(z_{WP} + \cos(w)\Delta z_{SP-WP}) = F_R^W \left( \frac{l_{SW}}{2} - \sin(w)\Delta z_{SP-WP} \right) - F_L^W \left( \frac{l_{SW}}{2} + \sin(w)\Delta z_{SP-WP} \right)$$

mit der Definition:  $\Delta z_{SP-WP} = z_{SP} - z_{WP}$ .

Die Normalkraftdifferenz berechnet sich zu:

$$\Delta F^W = F_R^W - F_L^W = \frac{2ma_y}{l_{SW}}(z_{WP} + \cos(w)\Delta z_{SP-WP}) + \frac{2mg}{l_{SW}} \sin(w)\Delta z_{SP-WP}$$

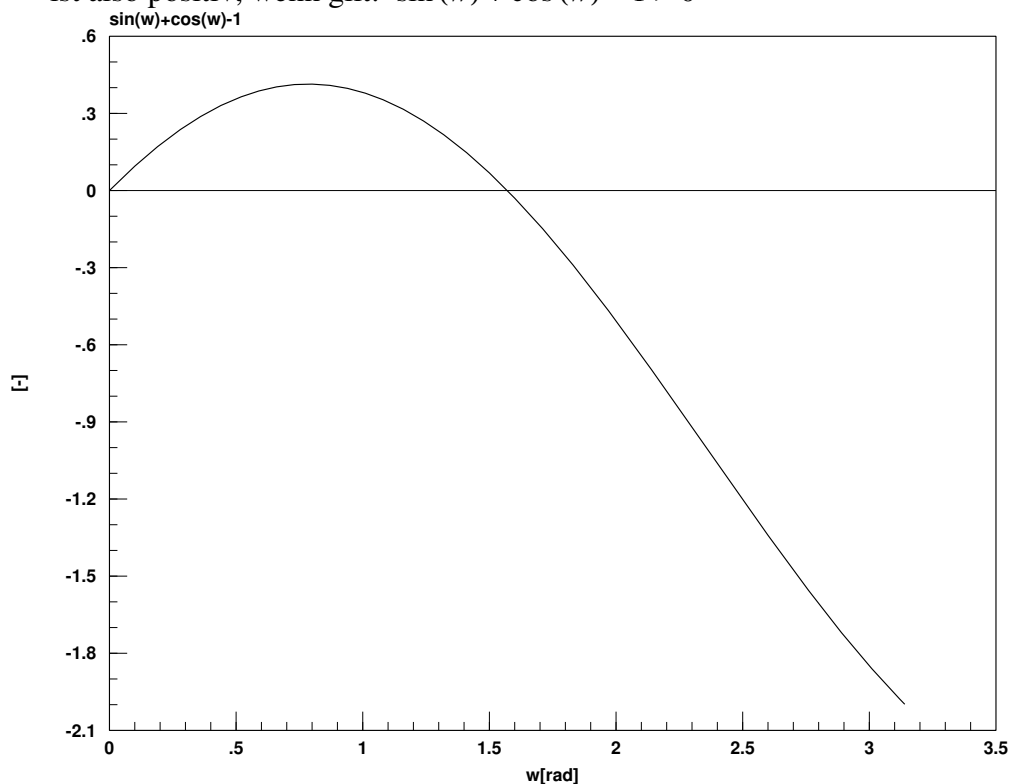
Der Vergleich der Normalkraftdifferenzen liefert:

$$\Delta F^{W-H} = \Delta F^W - \Delta F^H = \frac{2m\Delta z_{SP-WP}}{l_{SW}}(a_y(\cos(w) - 1) + g \sin(w))$$

Wird weiterhin angenommen, daß die Quereschleunigung der Erdbeschleunigung entspricht<sup>24</sup>, so läßt sich die Differenz weiter vereinfachen:

$$\Delta F^{W-H} = \frac{2mg\Delta z_{SP-WP}}{l_{SW}}(\cos(w) - 1 + \sin(w))$$

$\Delta F^{W-H}$  ist also positiv, wenn gilt:  $\sin(w) + \cos(w) - 1 > 0$



**Bild 3-4:** Darstellung des Winkelbereichs, in dem ein nicht wankendes Fahrzeug eine geringere Normalkraftdifferenz aufweist als ein wankendes Fahrzeug

<sup>24</sup>

entspricht Kurvenfahrt mit maximal möglicher Quereschleunigung.

Dies aber bis zu einem Winkel von  $90^\circ$  erfüllt (s. Bild 3.-4). Die Normalkraftdifferenz eines wankenden Fahrzeugs ist also immer größer als das eines horizontalen Fahrzeugs. Damit ist aber direkt ein kleineres Seitenführungspotential und somit ein höheres Unfallrisiko des wankenden Fahrzeugs verbunden.

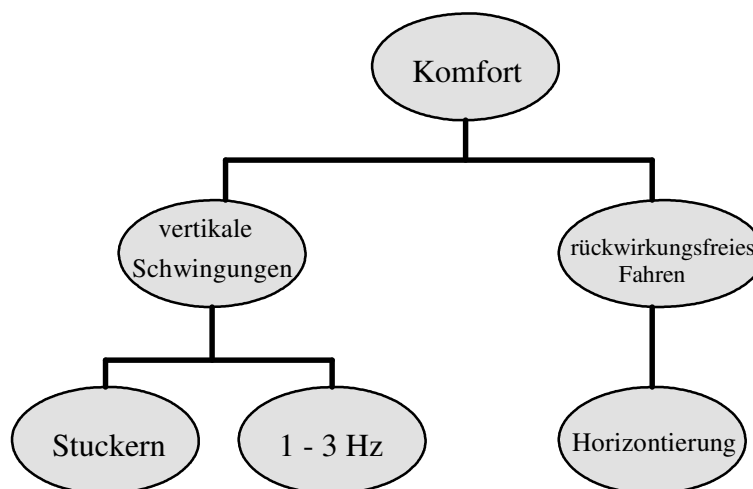
Neben den diskutierten Sicherheitsvorteilen bietet die Horizontierung durch die Unterdrückung der Aufbauschwingung auch einen Komfortgewinn. Im Idealfall wirkt auf den Fahrer nur noch die Beschleunigung, die direkt aus dem querdynamischen Manöver resultiert, während der Beschleunigungsanteil aus der Eigenbewegung entfällt.

Die Horizontierung wird durch ein Simulationsexperiment im Zeitbereich bestimmt. Dabei wird das Fahrzeug einer Querschleunigung von  $8\frac{m}{s^2}$  ausgesetzt. Der zeitliche Verlauf des Wankwinkels  $w$  wird quadratisch über der Zeit integriert:

$$W = \frac{1}{T_E} \int_0^{T_E} w^2(t) dt \quad (3.4)$$

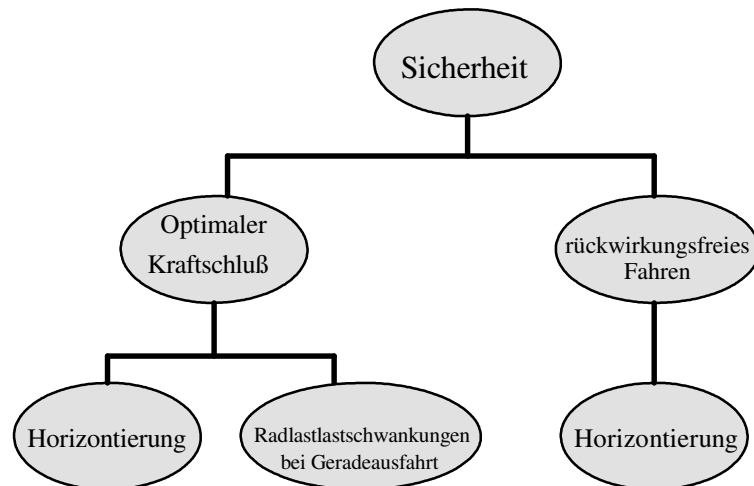
Die **Niveauregulierung** ist ein weiterer Aspekt, der im Zusammenhang mit der aktiven Feder gefordert wird. Dieser Punkt bezieht sich auf die langsame Regelung des relativen Abstandes zwischen Aufbau und Rädern. Ziel ist die beladungsunabhängige Niveaueinstellung, so daß grundsätzlich gleiches Einfederungspotential garantiert werden kann. Da diese Forderung weder signifikante Komfort- noch Sicherheitsaspekte aufweist, und das Kriterium durch die Forderung nach Horizontierung überdeckt wird, soll im Folgenden dieser Punkt nicht weiter getrennt behandelt werden. Vielmehr wird die Güte der Niveauregulierung auch durch das Kriterium  $W$  überprüft. Allerdings muß dieser Aspekt sehr wohl bei der Frage nach der notwendigen Reglerstruktur beachtet werden.

Die Einzelkomponenten von Sicherheit und Komfort sind in Bild 3-5 und 3-6 dargestellt.



**Bild 3-5:** Aufteilung des Komfortbegriffs für passive Fahrwerke





**Bild 3-6: Aufteilung des Sicherheitsbegriffs für passive Fahrwerke**

Mit diesen Vorüberlegungen ergeben sich vier qualitative Ziele für das Fahrwerk. Gleichzeitig ist die Frage zu diskutieren, durch welche Maßnahmen diese Forderungen erfüllt werden können. Bei diesen Betrachtungen sollen lediglich die Feder und Dämpfer zur Disposition stehen.

minimiere Beschleunigungen im niederfrequenten Bereich!  $\Rightarrow \min(B_1)$

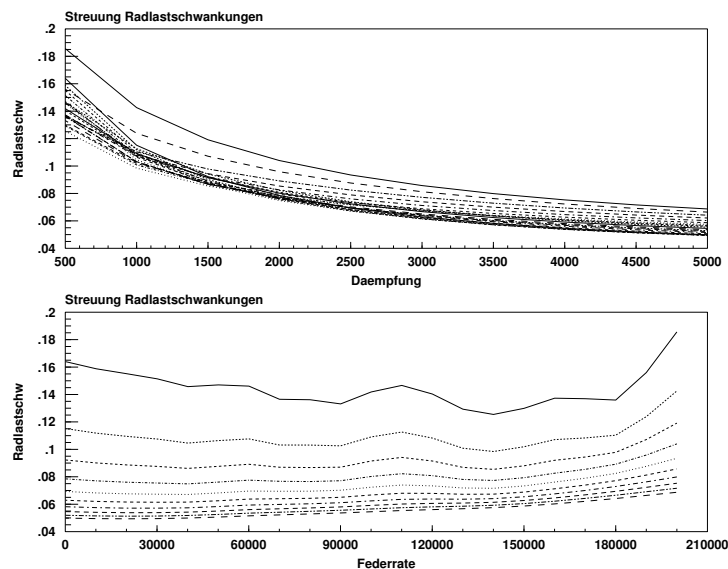
Hier ist eine Minimierung des Maximums des Amplitudenspektrums der Vertikalbeschleunigung des Aufbaus gefordert. Dies ist bei passiven Fahrwerken nur durch eine relativ weiche Dämpfer- und Federauslegung zu erreichen.

minimiere Stuckern!  $\Rightarrow \min(B_2)$

Das Stuckern ist fast ausschließlich durch die Dämpferauslegung bestimmt. Eine Minimierung des Stuckerns kann also nur durch eine sehr weiche Dämpferauslegung erreicht werden. Da eine harte Federauslegung die Radbewegung in den Aufbau leitet, wird sich gleichzeitig eine weiche Federauslegung günstig auswirken.

minimiere Radlastschwankungen!  $\Rightarrow \min(S)$

Die Minimierung der Radlastschwankungen ist in sehr starkem Maße von der Dämpferauslegung bestimmt (Bild 3-7). Eine harte Dämpferauslegung führt zur Bedämpfung der Räder und damit zur Reduktion der Radlastschwankungen.

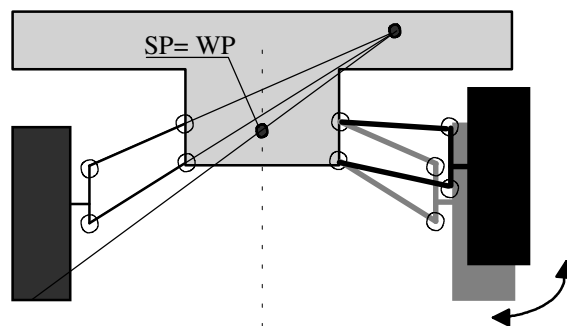


**Bild 3-7:** Einfluß des Dämpfers und der Feder auf die Radlastschwankungen bei Geradeausfahrt<sup>25</sup>

Bild 3-7 zeigt ebenfalls, daß die Radlastschwankungen bei Geradeausfahrt durch eine weiche Federauslegung günstig beeinflusst werden.

minimiere Wankwinkel!  $\Rightarrow \min(W)$

Bei passiven Fahrwerken kann eine vollständige Horizontierung nur durch eine Achskinematik erreicht werden, die mit großen Spurweitenänderungen bei Ein- und Ausfedern verknüpft ist (vgl. Bild 3-8). Da diese Spurweitenänderungen Seitenkräfte an den Rädern bei Geradeausfahrt nach sich ziehen, führt diese Achskinematik zu einem schlechten Geradeauslauf und einer großen Lenkunruhe.



**Bild 3-8:** Achskinematik, bei der Schwerpunkt SP und der Wankpol WP zusammenfallen. Rechtes Rad mit Einfederung und damit zusammenhängender Spurweitenänderung dargestellt.

Aus diesem Grund wird üblicherweise eine Achskinematik gewählt, die nur geringe Spurweitenänderungen bewirkt. Eine Minimierung des Wankwinkels bei Kurvenfahrt erfolgt durch den Einsatz von Stabilisatoren<sup>26</sup> und durch eine sehr

<sup>25</sup> Darstellung entspricht inhaltlich dem Bild 1-1.

<sup>26</sup> entfallen im Fall der aktiven Feder, Einfluß des Stabilisators auf das Eigenlenkverhalten wird durch die variable Wankmomentenaufteilung ersetzt

harte Federabstimmung. Damit das Schwingungsverhalten des Aufbaus nicht unterdämpft ist, ist allerdings auch eine entsprechend harte Dämpferauslegung erforderlich.

Zusammengefaßt lassen sich die folgenden Forderungen an die Feder-/Dämpferauslegung aufstellen:

	Feder	Dämpfer
Aufbaubewegung	weich	weich
Stuckern	sehr weich	sehr weich
Sicherheit	weich	relativ hart
Horizontierung	sehr hart	sehr hart
C-Klasse (Serie)	mittel	relativ hart

**Tabelle 3-1: Anforderungen an die Feder- und Dämpferauslegung in passiven Fahrwerken**

Aus dieser Zusammenstellung wird deutlich, daß zwischen den einzelnen Forderungen Konflikte bestehen. Durch Vergleich der notwendigen Bedingungen zur Erfüllung der Einzelkriterien kann eine qualitative Konflikttabelle erstellt werden.

	$B_1$	$B_2$	$S$	$W$
$B_1$		kein Konflikt	Teilkonflikt	Konflikt
$B_2$	kein Konflikt		Teilkonflikt	Konflikt
$S$	Teilkonflikt	Teilkonflikt		Teilkonflikt
$W$	Konflikt	Konflikt	Teilkonflikt	

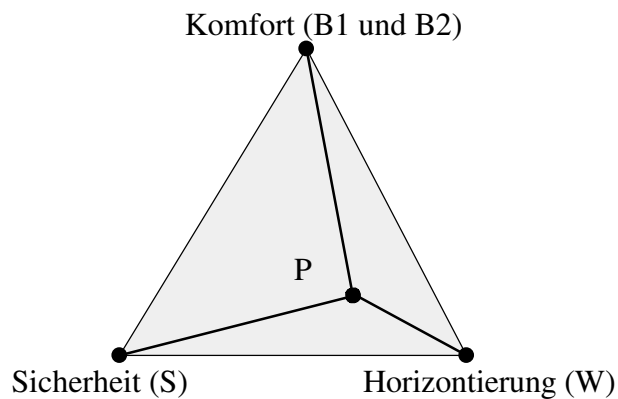
**Tabelle 3-2: Qualitative Zusammenstellung der Zielkonflikte**

Es besteht also lediglich zwischen  $B_1$  und  $B_2$ , also der Forderung nach Minimierung der Aufbaubeschleunigung im niederfrequenten und hochfrequenten Bereich kein Konflikt<sup>27</sup>. Alle anderen Ziele stehen dagegen in einem vollständigen oder zumindest in einem teilweisen Konflikt<sup>28</sup>. Faßt man also die Forderungen  $\min(B_1)$  und  $\min(B_2)$  zusammen, so ergibt sich insgesamt ein Konfliktdreieck. Diese Information kann anschaulicher graphisch dargestellt werden. Dabei stellt der Punkt P den Kompromiß zwischen den drei Kriterien dar. Durch Verschiebung dieses Punktes verändert sich die Güte der Einzelkriterien. Dabei zieht die Verbesserung

<sup>27</sup> Dieser Aspekt macht deutlich, daß auch die getrennte Kriterienbildung weitere notwendige Entwurfsziele unberücksichtigt läßt. Eine sehr weiche Feder- und Dämpferauslegung wird nach den bisherigen Überlegungen die Kriterien  $B_1$  und  $B_2$  minimieren. Da eine solche Auslegung ein langes Nachschwingen des Aufbaus nach sich zieht, wird eine Abstimmung im Fahrbetrieb dagegen sicher eine härtere Dämpfer- und Federauslegung als günstig erscheinen lassen. Außerdem läßt eine weiche Auslegung der passiven Elemente die tatsächlich vorhandene Federwegbegrenzung außer acht. Da die vorgestellten Kriterien jedoch nur zur Veranschaulichung der Reglereffekte benutzt werden sollen, wird auf eine Erweiterung der Kriterien verzichtet. Die Reglerauslegung wird sich nicht an diesen (unvollständigen) Kriterien orientieren.

<sup>28</sup> Ein Teilkonflikt beschreibt die Konstellation, daß nicht alle Ausprägungen, aber mindestens eine der beiden Ziele miteinander in Konflikt stehen.

eines Kriteriums grundsätzlich die Verschlechterung mindestens eines anderen Kriteriums nach sich<sup>29</sup>.



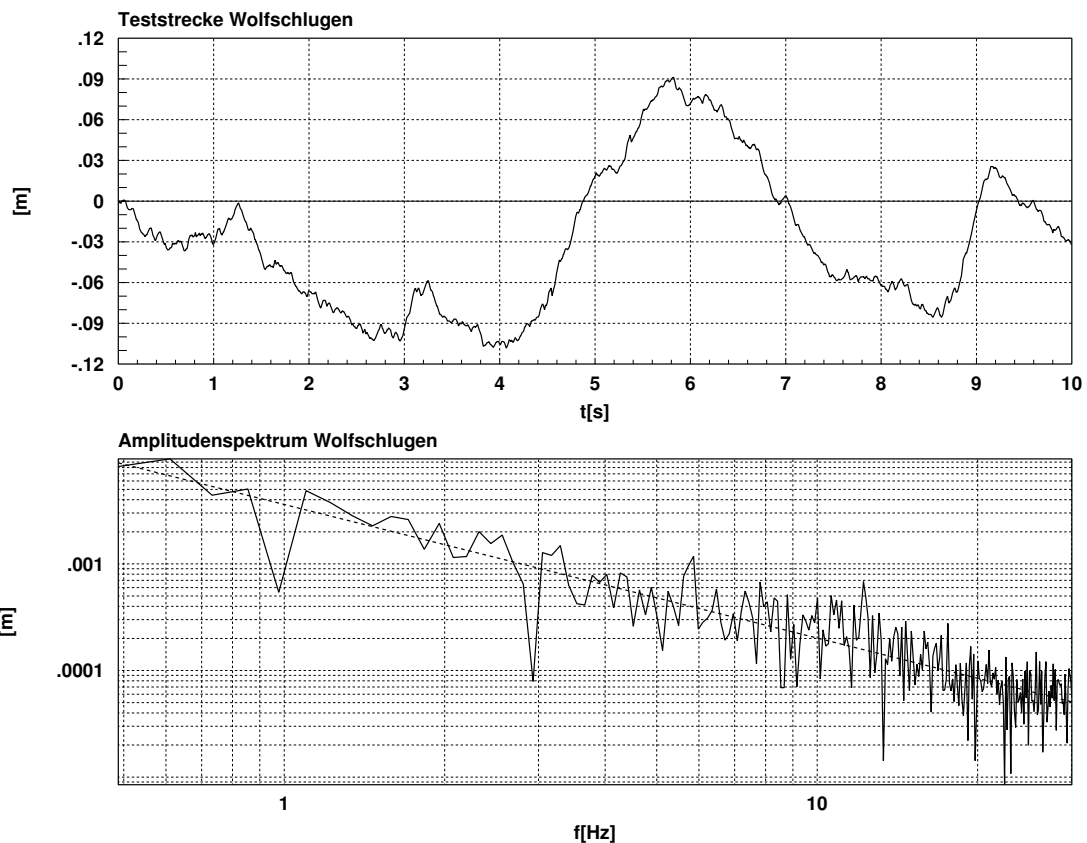
**Bild 3-9: Konfliktdreieck des passiven Fahrwerks**

Die Grenzkurve in Bild 1-1 zeigt also nicht alle Aspekte des Entwurfskonflikts für Fahrwerke. Mit den angegebenen Berechnungsvorschriften können jetzt die noch fehlenden Konfliktgraphiken in Analogie zu Abbildung 1-1 qualitativ berechnet werden.

Dazu muß allerdings der Amplitudenverlauf eines synthetischen (z.B. nach [BRAUN69]) oder realen Straßenverlaufs vorliegen. Für die weiteren Untersuchungen soll hier der vermessene Straßenverlauf "Wolfschlugen" die Grundlage bilden. Bild 3-10 zeigt den Straßenverlauf mit zugehörigem Amplitudenspektrum in doppellogarithmischer Darstellung. Die Fahrgeschwindigkeit beträgt dabei  $20\frac{m}{s}$ .

<sup>29</sup>

Dies gilt natürlich nur für den Fall, daß bereits eine optimale Lösung gefunden wurde. Der sich dann ergebende Zielkonflikt kann durch den Begriff der pareto optimalen Punkte beschrieben werden [FLETCH86].



**Bild 3-10:** Zeitsignal eines vermessenen Straßenverlaufs (oberes Bild) und zugehöriges Amplitudenspektrum (unten dargestellt)

Der Amplitudenverlauf kann in dieser Darstellung analog zu [BRAUN69] durch eine Gerade der Form

$$\log_{10}A(f) = m \log_{10}f + b \text{ bzw. } A(f) = f^m 10^b \quad (3.5)$$

approximiert werden (in Bild 3-10 durch die gestrichelte Linie dargestellt). Die lineare Regression liefert für  $m$  und  $b$  die folgenden Werte:

$$m = -1.2532, b = -2.4424$$

Den Berechnungen der neuen Konfliktgraphiken liegt das in Kapitel 5 hergeleitete Gesamtfahrzeugmodell zugrunde. Alle vier Räder werden bei dieser Untersuchung zeitparallel mit dem gleichen Anregungssignal beaufschlagt<sup>30</sup>, so daß sich bei annähernd gleicher Achsdynamik vorne und hinten fast ausschließlich eine Hubanregung ergibt. Die Federn und Dämpfer variieren bei diesen Untersuchungen in sehr weiten Bereichen. Bild 3-11 zeigt oben den Konflikt zwischen dem Komfortkriterium  $B_1$  und dem Sicherheitskriterium  $S$ . Links unten ist der mittlere Wankwinkel  $W$  gegenüber  $B_1$  aufgetragen, während rechts unten der Konflikt zwischen Stuckern  $B_2$  und Sicherheit  $S$  dargestellt ist.

<sup>30</sup>

Ein solcher Versuch ist im realen Fahrzeug nur auf einem Prüfstand durchführbar.

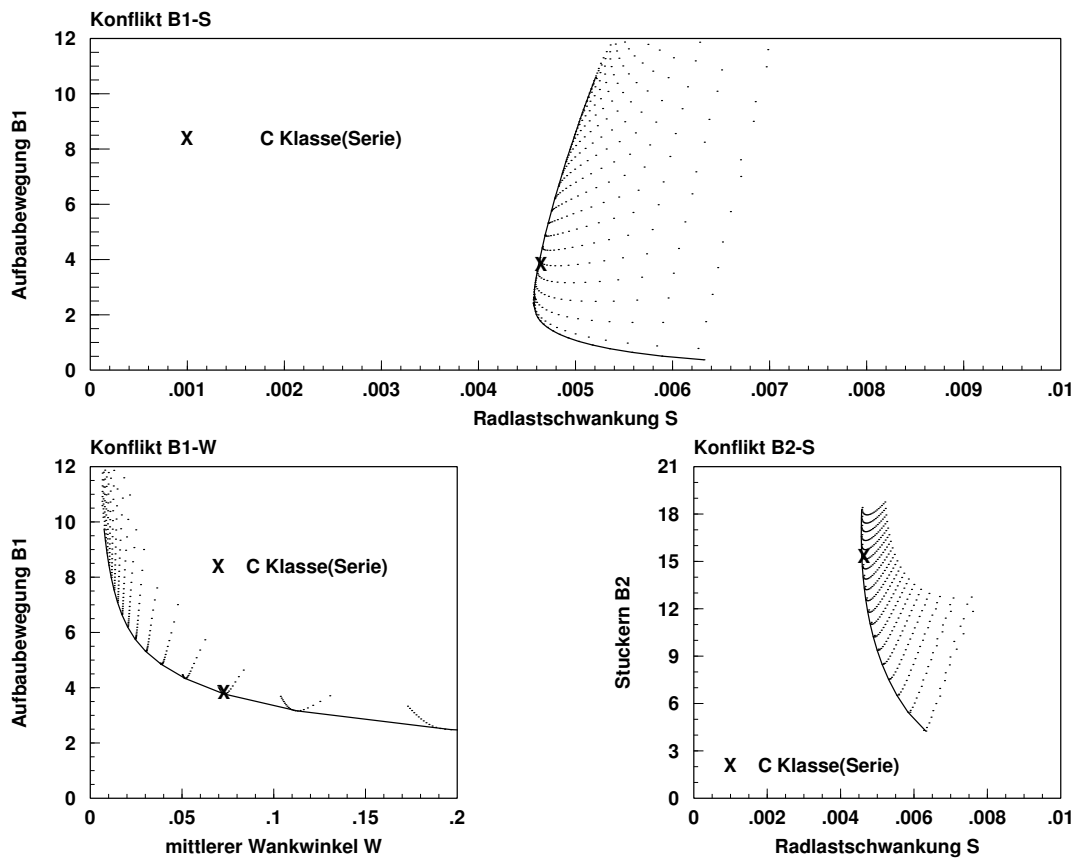


Bild 3-11: erweiterte Konfliktdiagramme

Der Serienfahrzeug (C-Klasse Mercedes-Benz) ist durch eine Markierung in den Einzelgraphiken dargestellt. Das Serienkonzept liegt praktisch direkt auf den drei Grenzkurven. Im Rahmen der Möglichkeiten eines passiven Fahrwerks ist hier also tatsächlich eine optimale Lösung gefunden worden.

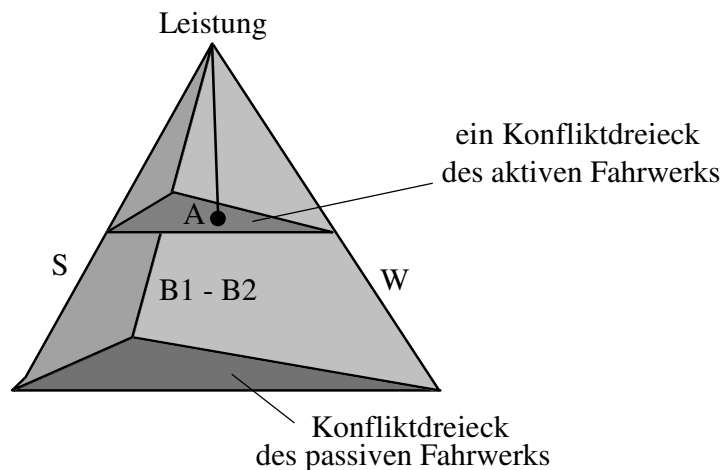
Bei aktiven Eingriffen kommen, neben den angesprochenen vier Zielgrößen, zwei weitere Bewertungskriterien hinzu:

- die hydraulische Leistung, die durch den Regler gefordert wird und
- die Hardwarekosten.

Der Aspekt der Hardwarekosten soll hier zunächst ausgeklammert werden.

Da die zur Regelung aufgewendete Leistung mit den drei resultierenden Aspekten des passiven Fahrwerks gleichermaßen in Konflikt steht, alle drei Kriterien aber gleichzeitig durch einen erhöhten Leistungseinsatz verbessert werden können, muß das Konfliktproblem dreidimensional dargestellt werden (Bild 3-12). Dabei markiert die dunkle Fläche das Konfliktdreieck aus Bild 3-9. Auf dieser Fläche ist die aufgewendete Leistung minimal (nämlich Null). Die drei Kriterien des passiven Fahrwerks finden sich jetzt nicht in den drei Punkten der Pyramide, sondern sind durch die drei Kanten des Körpers dargestellt. Also besteht die Optimierungsaufgabe hier in der

- Minimierung des Abstandes zwischen dem Punkt P und den drei Kanten der Kriterien und in der
- Maximierung der Entfernung des Punktes A vom Leistungsmaximum der Regleraktivität (theoretisch unendlich).



**Bild 3-12: Konfliktpyramide des aktiven Fahrwerks**

Um zu einer analogen Bewertung der aufzuwendenden Leistung zu kommen, wird ein Gesamtleistungsbedarf über alle Frequenzen berechnet. Dabei liegt dieser Berechnung die Überlegung zugrunde, daß die Leistung im vorliegenden Fall von dem Systemdruck  $p_{sys}$ , der hydraulisch wirksamen Fläche  $F$  und der Plungergeschwindigkeit<sup>31</sup>  $\dot{u}$  abhängt. Da der Plungerzylinder im wesentlichen nur in eine Richtung wirksam ist und zudem bei einer Abwärtsbewegung des Aufbaus nur Stellenergie notwendig ist, wenn die dynamische Kraft größer sein soll als die statische Kraft, wird die Leistung  $P$  nahezu nur in einer Bewegungsrichtung abgefordert und ist damit halb so groß, wie theoretisch berechnet. Ausgehend von der allgemeinen Definition der Leistung kann dann die folgende Berechnung vorgenommen werden:

$$P = \frac{dA}{dt} = K \frac{du}{dt} = \frac{1}{2} p_{sys} F \dot{u} \quad (3.6)$$

<sup>31</sup> Plunger: einseitig wirksamer Hydraulikzylinder.

Der gesamte Leistungsbedarf resultiert durch die Integration des Amplitudenspektrums  $A_u^\bullet(f)$  der Zylindergeschwindigkeit, das sich auf der vorgegebenen Fahrbahn  $A_w(f)$  einstellt und entspricht der Varianz der Leistung  $P$ <sup>32</sup>.

$$\text{Var}[P] = \frac{1}{2} p_{\text{sys}} F \int_{f=0}^{\infty} A_u^\bullet(f) A_w(f) df \quad (3.7)$$

Es wird also die Aufgabe darin bestehen, ein Konzept zu finden, das die drei Kriterien möglichst gut erfüllt und gleichzeitig die aufgewendete Leistung  $P$  minimiert. Dabei muß gleichermaßen über verschiedene Stelleingriffe, wie auch über unterschiedliche Sensor- und Regelkonzepte nachgedacht werden. Da die drei Aspekte eng miteinander verknüpft sind und sich gegenseitig bedingen, wird das Problem in einem integralen Ansatz beleuchtet.

---

<sup>32</sup> Grundlage für diese Darstellung der Varianz der Leistung ist die Parsevallsche Gleichung [FÖLL86].



## 4 Hardware- und Energiekonzepte

Die Hardwarekonfiguration der aktiven und passiven Elemente bestimmen die Verbesserungsmöglichkeiten des Gesamtkonzeptes. Die Regelungsstruktur kann nur im Rahmen dieser Voraussetzungen das Verhalten gegenüber dem unregulierten Verhalten verbessern. Aus diesem Grund ist es entscheidend, die Ziele für das aktive Fahrwerk mit der Hardwarekonfiguration abzustimmen. Die Konzepte können durch die Art des Stelleingriffs und in der zur Verfügung gestellten Energie unterschieden werden. Im Folgenden sollen die verschiedenen Möglichkeiten, die sich für die aktive Feder anbieten, dargestellt und diskutiert werden.

### Stellerkonzepte

Es sind verschiedene Eingriffsmöglichkeiten zur Beeinflussung der Aufbau- und Radbewegung möglich. In Kombination mit den bekannten passiven Feder- und Dämpfereinheiten sind hydraulische, elektromagnetische und elektromechanische Steller denkbar. Wendet man sich alternativen Konzepten ohne konventionelle Feder-/Dämpferelemente zu, so tritt die Hydropneumatik in den Vordergrund [z.B. LOTT88]. Verzichtet man auf stationäre Eingriffe und damit auf Niveauregulierung und Wankausgleich, so ist auch eine ausschließliche Beeinflussung der Dämpfungseigenschaften möglich [z.B. WILLU95].

### Eingriffskonzept und Stellenergie der aktiven Elemente

Die Eingriffskonzepte für die aktive Feder können in drei Gruppen eingeteilt werden:

➤ Vollaktive Systeme

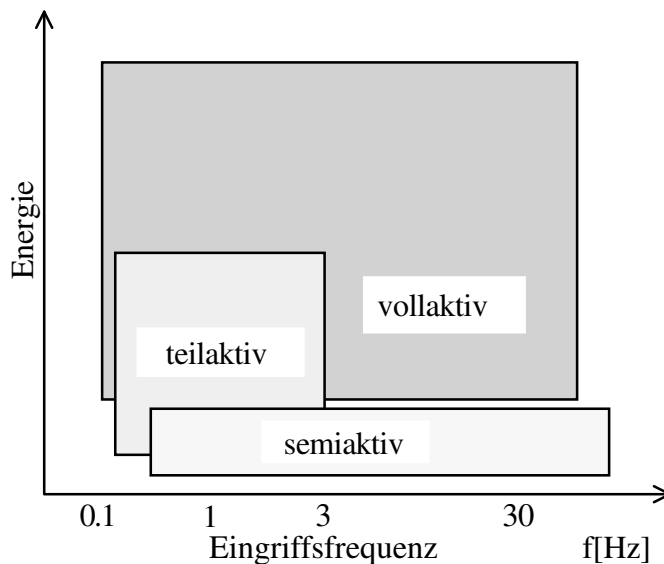
Die vollaktiven Systeme können aktiv Kräfte stellen und greifen bis zu sehr hohen Frequenzen in die Systemdynamik ein. Die Eingriffsfrequenz der Regelung ist nahezu unbegrenzt. Diese Systeme können daher sowohl die Aufbaubewegung als auch die Radbewegung beeinflussen. Der Energiebedarf der vollaktiven Systeme ist allerdings sehr hoch.

➤ Teilaktive Systeme

Ebenso wie die vollaktiven Systeme können die teilaktiven Systeme aktiv Kräfte stellen. Allerdings ist die Eingriffsfrequenz auf die Beeinflussung der Aufbaudynamik begrenzt. Die Regelung der Raddynamik wird hier bewußt ausgespart. Bei diesen teilaktiven Systemen müssen also die passiven Elemente für eine ausreichende Raddämpfung sorgen (siehe Kap. 7). Durch die Bandbegrenzung des teilaktiven Ansatzes ist die aufzuwendende Stellenergie um ein vielfaches geringer als bei den vollaktiven Systemen (bis zu 80%).

## ➤ Semiaktive Systeme

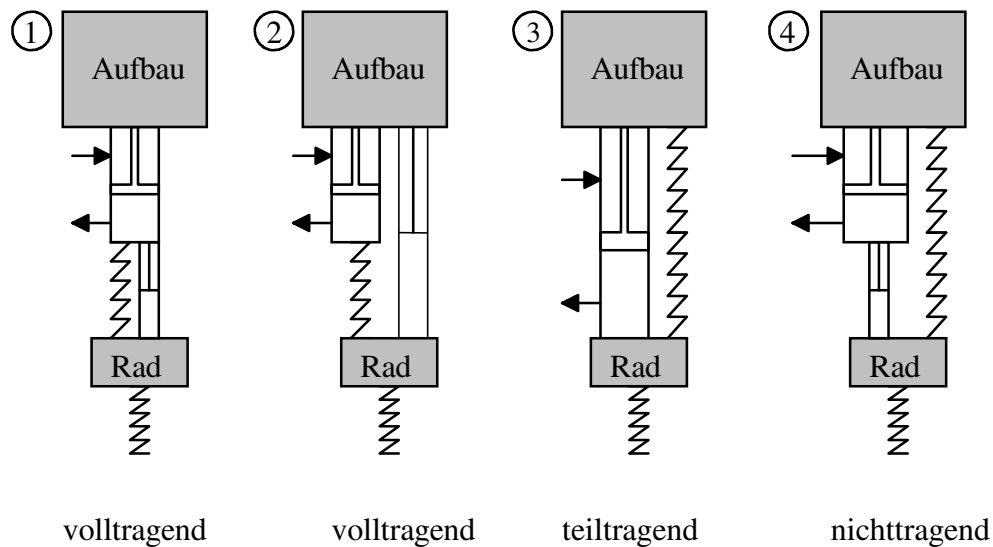
Semiaktive Systeme können keine aktiven Kräfte stellen, benötigen aber sehr wenig Stellenergie. Die Eingriffsfrequenz kann theoretisch unbegrenzt sein, ohne den Energiebedarf wesentlich zu erhöhen. Ein typischer semiaktiver Ansatz ist das Konzept der variablen Dämpfereinstellung. Der Regelungseingriff ist nichtlinear, was einen wesentlich schwierigeren Regelungsentwurf nach sich zieht. Das Konzept erlaubt keine Beeinflussung des stationären Verhaltens.



**Bild 4-1:** schematische Darstellung des Zusammenhangs zwischen vollaktiven/teilaktiven/semiaktiven Eingriffen und der benötigten Energie

### Abstützung

Neben dieser Unterscheidung können die Konzepte in volltragende und teiltragende Systeme eingeteilt werden. Volltragende Systeme stützen durch die Steller das gesamte Fahrzeuggewicht, teiltragende Systeme nur einen Teil der Aufbaumasse ab. Bei teiltragenden Systemen muß also ein Teil der statischen Last durch passive Elemente abgestützt werden. Hier sind folgende Konfigurationen möglich:



**Bild 4-2: Konfigurationsmöglichkeiten aktiver Stellelemente mit konventionellen Feder- und Dämpferelementen**

Die verschiedenen Konfigurationen sind direkt mit verschiedenen regelungstechnischen Konzepten verknüpft. System 3 muß vollaktiv sein, da sich die Radbewegungen über den Hydraulikzylinder direkt in den Aufbau übertragen. Das System 4 bietet keine Möglichkeit, das stationäre Verhalten des Aufbaus zu beeinflussen, da das Stellelement nur über den Dämpfer eingreifen kann. Hier wird also überhaupt keine statische Last über das Stellelement abgestützt. System 1 läßt zwar eine hohe Funktion erwarten, ist aber aus konstruktiven Gründen aufwendig<sup>33</sup> und auch aus regelungstechnischer Sicht schwieriger zu bearbeiten. System 2 bietet aufgrund des Einflusses des parallelen Dämpfers die Möglichkeit eines teilaktiven Eingriffs, ist konstruktiv nicht zu aufwendig und kann durch die volltragende Eigenschaft auch das stationäre Verhalten beeinflussen.

### Tilger

Eine weitere Möglichkeit, über die Grenzen eines konventionellen Fahrwerks hinauszugehen, besteht in dem Einsatz von Tilgern an den Radaufhängungen [WILLU71]. Der Tilger wird dabei so abgestimmt, daß eine Bedämpfung der Radeigenfrequenz möglich ist, ohne die Aufbaubeschleunigungen zu erhöhen. Willumeit zeigt, daß durch diese Maßnahme eine erhebliche Reduktion der Radlastschwankungen erreicht werden kann.

In Zusammenwirkung mit einem teilaktiven Eingriff erscheint der Einsatz von Tilgern als ein sinnvolles "Add-On". Der aktive Eingriff ist dabei auf die Beeinflussung der niederfrequenten Aufbaubewegungen beschränkt, während die Tilger die hochfrequenten Radbewegungen dämpfen. Da im Falle des aktiven Fahrwerks die passiven Dämpferelemente alleine zur Bedämpfung der Radeigenbewegung eingesetzt werden<sup>34</sup>, läßt diese Kombination eine noch günstigere Dämpferabstimmung zu<sup>35</sup>, so daß ein beträchtlicher Komfortgewinn zu erwarten ist.

<sup>33</sup> Vor allen Dingen ist das Problem des begrenzten Bauraums konstruktiv nur äußerst schwierig zu lösen.

<sup>34</sup> siehe Kapitel 7: Feder- und Dämpferdesign

<sup>35</sup> Im Grenzfall ist der Verzicht der Dämpfer möglich.

Dem stehen allerdings deutlich höhere Hardwarekosten und ein deutliches Mehrgewicht des Fahrzeugs gegenüber.

### **Weitere Maßnahmen**

Entscheidet man sich für einen Eingriff, der eine Horizontierung ermöglicht, so können weitere Modifikationen in den passiven Fahrwerkselementen durchgeführt werden. Hier ist an erster Stelle der Stabilisator zu nennen, der in passiven Fahrwerken den stationären Wankwinkel bei Kurvenfahrt vermindert. Da durch die Horizontierung der Wankwinkel bei Kurvenfahrt gleich Null oder aber zumindest sehr klein ist, hat der Stabilisator in einem aktiven Fahrwerk seine Funktion verloren. Zudem ist zu beachten, daß der Stabilisator bei einer einseitigen Straßenanregung erheblich komfortmindernd wirkt, da in diesem Fall der Stabilisator die Störung durch seine Federwirkung auf das gegenüberliegende Rad weiterleitet und über die damit verknüpfte Beeinflussung der Aufbaubewegung zu einer verstärkten Wankanregung führt. Dieses Dilemma der passiven Fahrwerke kann umgangen werden, indem auf den Stabilisator verzichtet und die Horizontierung alleine durch den aktiven Eingriff gewährleistet wird. Durch diese Maßnahme ist ein beträchtlicher Komfortgewinn zu erwarten, dem jedoch ein größerer Energieaufwand gegenübersteht. Da der Stabilisator durch die Abstützkräfte bei Kurvenfahrt maßgeblich das querdynamische Verhalten beeinflußt, muß beim Verzicht auf den Stabilisator diese Funktion durch die aktiven Elemente übernommen werden. Diesem Problem wird durch die variable Wankmomentenaufteilung begegnet, die situationsabhängig das aus Kurvenfahrt resultierende Wankmoment so auf die Achsen verteilt, daß über einen weit größeren fahrdynamischen Bereich ein konstant günstiges Fahrverhalten vorliegt, als es bei passiven Fahrwerken möglich ist. Das Konzept der variablen Wankmomentenaufteilung wird in Kapitel 8 erörtert.

Weitere Möglichkeiten erstrecken sich vor allen Dingen auf vereinfachte Achskonstruktionen, die auf Maßnahmen zur Minimierung der Sturzwinkeländerung bei Seitenneigung des Aufbaus<sup>36</sup> verzichten können. So modifizierte Achsen weisen im Gegenzug ein verbessertes Spurlinienverhalten beim Einfedern auf.

### **Hardwarekonzept des Versuchsträgers**

Als Versuchsträger liegt ein modifiziertes C-Klasse-Fahrzeug von Mercedes-Benz vor. In dem Versuchsträger ist das volltragende System 2 realisiert, das einen teilaktiven Reglereingriff sinnvoll erscheinen läßt. Dazu wurden Feder und Dämpfer der Serienausführung durch Federbeine mit integrierten Plungerzylindern ersetzt. Die Verwendung der aktiven Stellelemente macht den Verzicht auf den Stabilisator möglich.

Dieser Versuchsträger bildet die Grundlage für das im Folgenden hergeleitete Fahrzeugmodell, an dem dann die neuen Regelkonzepte für die aktive Federung entwickelt werden.

---

<sup>36</sup> Dieser Effekt tritt sowohl bei Querlenker- als auch bei Raumlagerachsen auf. Speziell die Raumlagerachse ist jedoch so konzipiert, daß die Sturzänderung klein bleibt.

## 5 Modellierung

Um einerseits Simulationsuntersuchungen und andererseits regelungstechnische Synthese betreiben zu können, ist ein Modell des Fahrzeugs notwendig, das alle wesentlichen Eigenschaften darstellt. Gleichzeitig soll aber eine analytische Vorgehensweise bei der Reglersynthese möglich sein. Es wird daher ein Modell hergeleitet, das bewußt Vereinfachungen in Kauf nimmt. Durch die eingeführte Matrixschreibweise kann eine Übersichtlichkeit erreicht werden, die analytische Ansätze möglich macht. Es wird dann die Aufgabe des Reglerentwurfs sein, den Regler so robust zu gestalten, daß die gemachten Vereinfachungen das Gesamtverhalten nur unwesentlich beeinflussen.

### 5.1 Modellvorstellung und die Vereinfachungen

Es soll der Versuchsträger mit aktiver Feder (modifizierte C-Klasse) modelliert werden. Die zugrunde liegende Modellvorstellung ist in Bild 5-1 schematisch dargestellt. Der Aufbau wird als eine starre Platte angenommen. Die Achsen finden nur durch Darstellung einer masselosen Stange Berücksichtigung. Die Radbewegungen sollen ausschließlich vertikal verlaufen. Als aktives Stellelement wird ein Hydraulikzylinder verwendet, der auf eine lineare Feder drückt. Parallel dazu ist ein linearer Dämpfer angeordnet. Feder-/Dämpfereinheit und Hydraulikzylinder sind als Federbein ausgeführt, also physikalisch am gleichen Ort angeordnet. Es sind keine Federbeinstützlager berücksichtigt, die zwischen dem Federbein und Aufbau angebracht sind<sup>37</sup>. Der Reifen wird nur durch eine punktförmige Radmasse und eine lineare Radfeder modelliert. Auf die Modellierung einer Reifendämpfung wird verzichtet, da diese Dämpfung nur sehr klein ist. Zudem kann durch diese Modellvereinfachung auf eine sonst notwendige Differentiation des Straßensignals verzichtet werden<sup>38</sup>. Weiterhin sollen die Achsen parallel angeordnet sein<sup>39</sup>. Die relativen Quer- und Längsbewegungen zwischen Achsen und Aufbau finden in dem Modell keine Berücksichtigung, da diese Bewegungen durch die aktiven Elemente nicht beeinflußt werden können und für den Komfort nur eine untergeordnete Bedeutung haben. Das Modell betrachtet also ausschließlich vertikale Bewegungen sowie das Nick- und Wankverhalten. Allerdings sind die querdynamischen Einflüsse aus Kurvenfahrt und Bremsen/Beschleunigen in ihrer Auswirkung auf die Aufbau- und Radbewegung in das Modell integriert. Weitere fahrdynamische Untersuchungen wie die Konsequenzen der aktiven Wankmomentenabstützung können an diesem Modell nicht untersucht werden. In Zusammenwirkung mit dem Regler findet dieser Aspekt aber durch die variable Wankmomentenaufteilung<sup>40</sup>

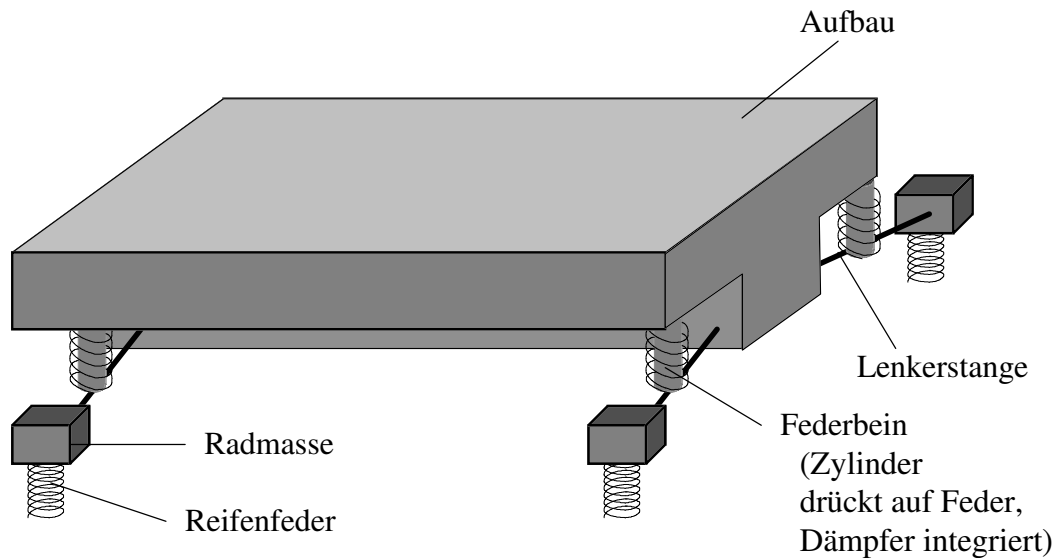
<sup>37</sup> Ansätze für ein Modell mit Federbeinstützlager werden in [DUPL96b] erörtert.

<sup>38</sup> Die Integration abgeleiteter Eingangssignale in die Zustandsdarstellung, wie zum Beispiel in [FÖLL92] erläutert, ist im Matrixfall allgemein nicht mehr möglich. Es ist vielmehr die Vertauschbarkeit -also Diagonalität - von bestimmten Matrizen notwendig. Diese Bedingung ist aber in dem vorliegenden Fall verletzt.

<sup>39</sup> Diese Einschränkung, wie auch andere geometrische Vereinbarungen, können ohne Probleme aufgehoben werden. Es ändert sich dadurch nur die konkrete Formulierung der Matrizen. Die Problemstruktur bleibt erhalten.

<sup>40</sup> s. Kapitel 8

implizit Berücksichtigung und wird in [STREIT92] für den Fall der aktiven Feder eingehend beleuchtet.



**Bild 5-1:** Vertikalmmodell eines Fahrzeugs mit aktiver Feder.

Von der Modellvorstellung 5-1 wird ein mathematisches Modell entwickelt, an dem alle weiteren Untersuchungen durchgeführt werden.

## 5.2 Bemaßungen und Definitionen

Ausgehend von Bild 5-1 erfolgt zunächst die Definition der verschiedenen geometrischen Daten sowie die Bemaßung des Modells. Des weiteren werden die grundlegenden Zustandsgrößen eingeführt. Die Definitionen der Zustandsgrößen und Bemaßungen sind in Bild 5-2 anschaulich dargestellt. Auf die Daten und Geometrieverhältnisse der Federbeine wird im Anschluß eingegangen.

### Der Aufbau

Der Aufbau wird verwindungssteif angenommen<sup>41</sup>, d.h. das dynamische Verhalten ist durch die Aufbaumasse  $m_A$  und die Trägheitsmomente um Nick- und Wankachse  $J_x$  und  $J_x$  charakterisiert. Alle resultierenden Kräfte wirken am Schwerpunkt  $SP$ . Die Orientierung des Aufbaus liegt durch die Schwerpunkthöhe  $z_A$ , den Nickwinkel  $n$  und den Wankwinkel  $w$  fest.  $n$  und  $w$  sind dabei so definiert, daß Bremsen (im unregelmäßigen Fall) einen positiven Nickwinkel, und eine Linkskurve einen positiven Wankwinkel verursachen. Der Aufbau wird durch die Lenkerlager und die vier Federbeine abgestützt. Außerdem wirken eine Störkraft  $F_Z$  und die beiden Störmomente  $M_N$  und  $M_W$  -aus Bremsen/Beschleunigen und Kurvenfahrt- auf den

<sup>41</sup> Die real vorhandene Karosserieelastizität wird zu den Federn geschlagen. Die Berechnung der resultierenden Federkennwerte wird durch die in Kapitel 9 erörterte Parameteridentifikation durchgeführt.

Aufbau. Die Schwerpunkthöhe  $SP$  wird mit  $z_{A0}$  angegeben, während Nick- und Wankpol durch  $z_{N0}$  und  $z_{W0}$  definiert sind (Bild 5-3).

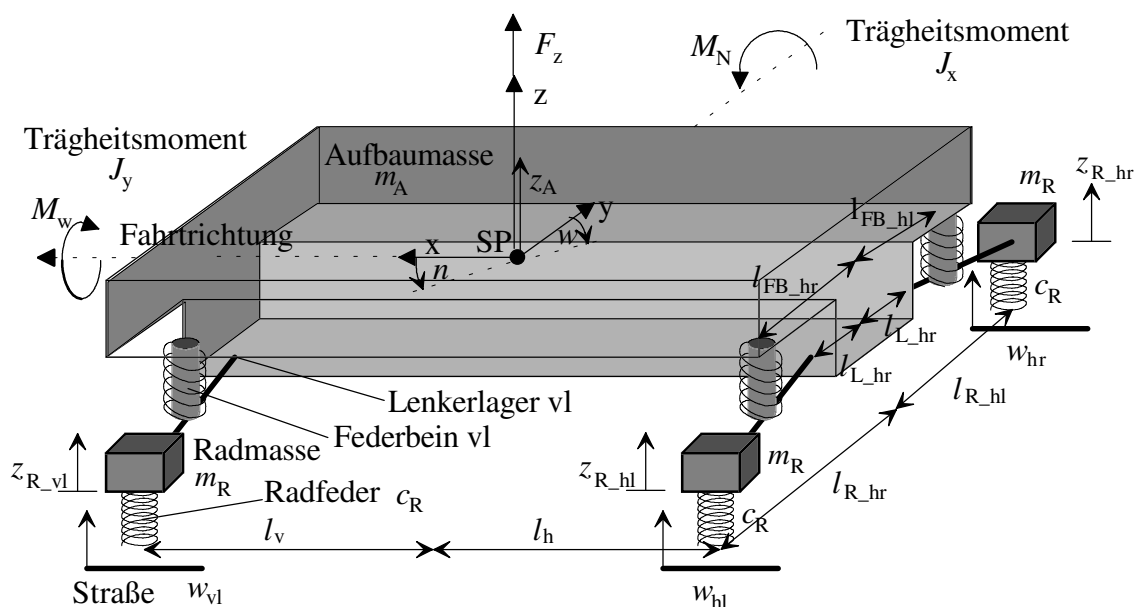


Bild 5-2: Modellbemaßung

### Achsen, Federbeine und Räder

Da die Achsen parallel angeordnet sein sollen, beträgt der Abstand vom Schwerpunkt zu der jeweiligen  $x$ -Koordinate vorne  $l_v$  und hinten  $l_h$ . Lenkerlager, Federbeine und Räder haben an den vier Ecken daher jeweils die gleiche  $x$ -Koordinate.

Die  $y$ -Koordinaten vom Schwerpunkt zu den Lagern werden mit  $l_{L_vr}$ ,  $l_{L_vl}$ ,  $l_{L_hr}$  und  $l_{L_hl}$  angegeben (Bild 5-3). Analoges gilt für die  $y$ -Koordinaten der Federbeine ( $l_{FB_vr}$ ,  $l_{FB_vl}$ ,  $l_{FB_hr}$ ,  $l_{FB_hl}$ ) und der Räder ( $l_{R_vr}$ ,  $l_{R_vl}$ ,  $l_{R_hr}$ ,  $l_{R_hl}$ ). Die  $z$ -Koordinaten lauten in der entsprechenden Nomenklatur für die Lager  $z_{L_vr}$ ,  $z_{L_vl}$ ,  $z_{L_hr}$ ,  $z_{L_hl}$ , für die untere Federbeinposition an der Lenkerstange  $z_{FBL_vr}$ ,  $z_{FBL_vl}$ ,  $z_{FBL_hr}$ ,  $z_{FBL_hl}$ , für die obere Federbeinposition am Aufbau  $z_{FBA_vr}$ ,  $z_{FBA_vl}$ ,  $z_{FBA_hr}$ ,  $z_{FBA_hl}$  und für die Räder  $z_{R_vr}$ ,  $z_{R_vl}$ ,  $z_{R_hr}$ ,  $z_{R_hl}$ . Die unteren  $z$ -Koordinaten der Plungerzylinder werden mit  $z_{P_vr}$ ,  $z_{P_vl}$ ,  $z_{P_hr}$ ,  $z_{P_hl}$  angegeben, die absoluten Zylinderwege mit  $u_{vr}$ ,  $u_{vl}$ ,  $u_{hr}$ ,  $u_{hl}$ <sup>42</sup>. Federn und Dämpfer des Aufbaus<sup>43</sup>, die jeweils rechts und links gleich sein sollen, werden durch  $c_{Av}$ ,  $c_{Ah}$  und  $b_{Av}$ ,  $b_{Ah}$  definiert.

Die Räder sind über die Radfeder  $c_R$  mit der Straße verbunden. Die Radmasse  $m_R$  soll für alle vier Räder gleich sein.

<sup>42</sup> Die Plungerwege sind in dieser Darstellung redundant, da sie sich aus oberer Federbeinposition und der unteren Koordinate des Plungerzylinders berechnen lassen. Da der Plungerweg aber den Reglereingang darstellt, wird diese Größe hier explizit dargestellt.

<sup>43</sup> im Unterschied zur Radfeder und einer (möglichen) Reifendämpfung.

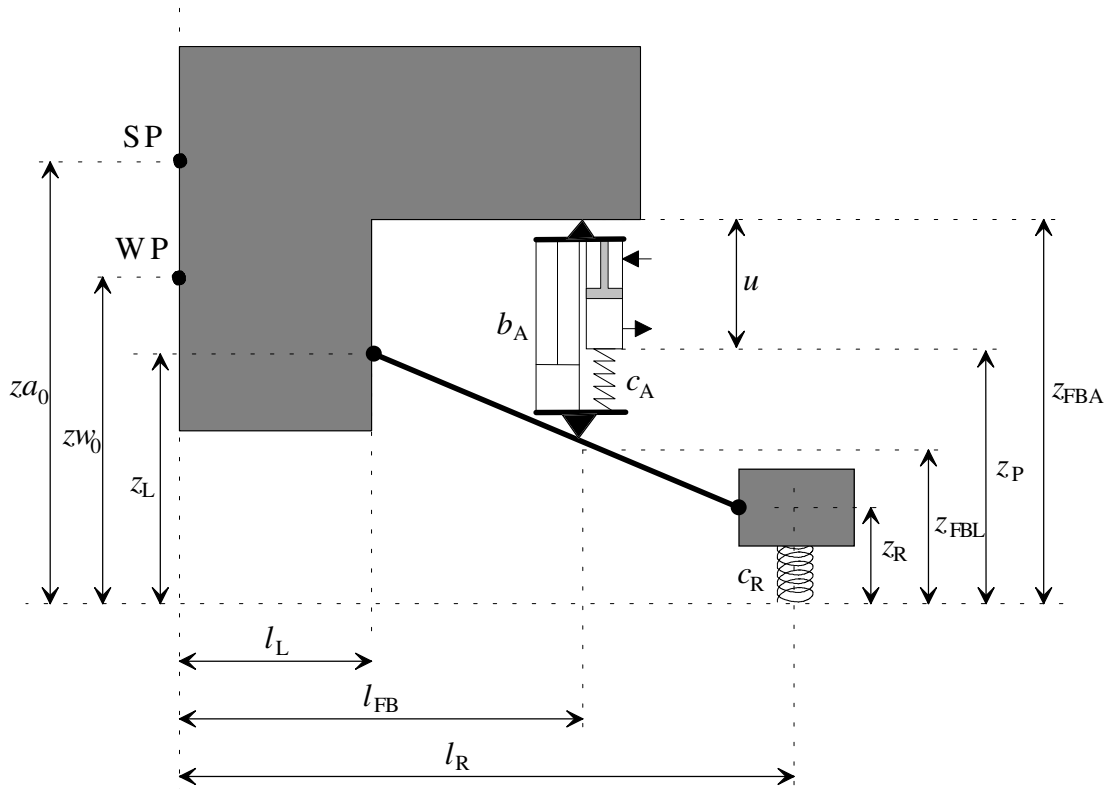


Bild 5-3: Bemaßung der Achsgeometrie und des Federbeins

### Straße

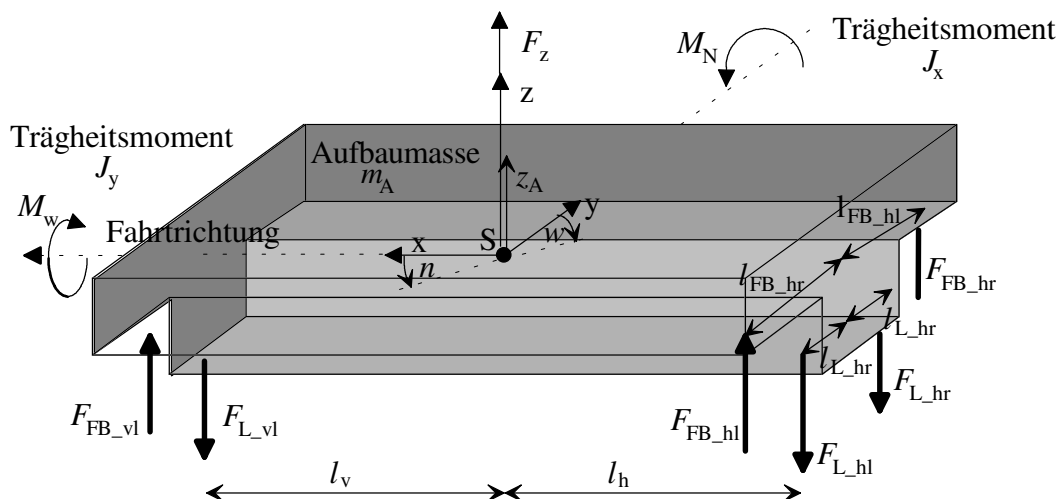
Das Straßensignal wirkt über die Radfedern auf das gesamte Modell. Dieser Einfluß wird durch  $w_{vr}, w_{vl}, w_{hr}, w_{hl}$  (Bild 5-2) dargestellt.

## 5.3 Herleitung der Bewegungsgleichungen

### 5.3.1 Aufbau

Am Aufbau greifen Lagerkräfte und Federbeinkräfte an. Zudem sind die Störkräfte und -momente wirksam.





**Bild 5-4: Kräfte, die auf den Aufbau wirken**

Die angestrebte analytische Vorgehensweise für den Reglerentwurf macht ein lineares Modell für das Fahrzeug notwendig. Voraussetzung für die Linearisierbarkeit des Modells sind die Forderungen, daß der

- Nick- und Wankwinkel klein bleibt,
- alle Kräfte senkrecht am Aufbau angreifen und
- sich die Schwerpunkthöhe nur geringfügig ändert.

Da sowohl die Fahrwerkskonstruktion wie auch die Regelung die Voraussetzungen für eine Linearisierbarkeit der Strecke günstig beeinflussen, können diese Vereinfachungen akzeptiert werden. Die Herleitung der linearen Bewegungsgleichungen erfolgen unter Berücksichtigung der geometrischen Verhältnisse, wie sie in Bild 5-4 dargestellt wurden.

### Huben

$$m_A \ddot{z}_A = (F_{FB_{vr}} + F_{FB_{vl}} + F_{FB_{hr}} + F_{FB_{hl}}) - (F_{L_{vr}} + F_{L_{vl}} + F_{L_{hr}} + F_{L_{hl}}) + F_Z \quad (5.1)$$

### Nicken

$$\left( J_X + m_A z_{N0}^2 \right) \ddot{n} = (F_{FB_{hr}} + F_{FB_{hl}} - F_{L_{hr}} - F_{L_{hl}}) l_h - (F_{FB_{vr}} + F_{FB_{vl}} - F_{L_{vr}} - F_{L_{vl}}) l_v + M_N \quad (5.2)$$

### Wanken

$$\left( J_Y + m_A z_{W0}^2 \right) \ddot{w} = F_{FB_{vl}} l_{FB_{vl}} + F_{FB_{hl}} l_{FB_{hl}} - F_{FB_{vr}} l_{FB_{vr}} - F_{FB_{hr}} l_{FB_{hr}} + \\ - F_{L_{vl}} l_{L_{vl}} - F_{L_{hl}} l_{L_{hl}} + F_{L_{vr}} l_{FB_{vr}} + F_{L_{hr}} l_{L_{hr}} + M_W \quad (5.3)$$

Um die Differentialgleichungen zusammenfassen zu können, werden zunächst weitere Größen definiert:

Trägheitsmoment um den Nickpol

$$J_N := J_X + m_A z_{N0}^2 \quad (5.4)$$

Trägheitsmoment um den Wankpol

$$J_W := J_Y + m_A z_{W0}^2 \quad (5.5)$$

Matrix der Massenträgheiten

$$\Theta_A = \begin{pmatrix} m_A & 0 & 0 \\ 0 & J_N & 0 \\ 0 & 0 & J_W \end{pmatrix} \quad (5.6)$$

Die Kräfte werden in Vektoren zusammengefaßt:

$$\underline{F}_{FB} = \begin{pmatrix} F_{FB\_vr} \\ F_{FB\_vl} \\ F_{FB\_hr} \\ F_{FB\_hl} \end{pmatrix} \quad \text{und} \quad \underline{F}_L = \begin{pmatrix} F_{L\_vr} \\ F_{L\_vl} \\ F_{L\_hr} \\ F_{L\_hl} \end{pmatrix}$$

Somit vereinfacht sich die Darstellung zu

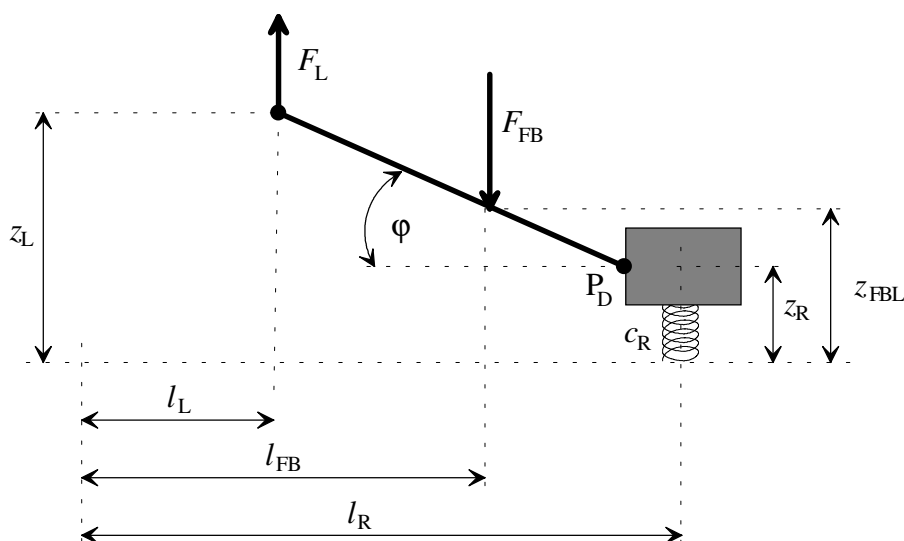
$$\Theta_A \begin{pmatrix} \ddot{z}_A \\ \ddot{n} \\ \ddot{w} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ -l_v & -l_v & l_h & l_h \\ -l_{FB\_vr} & l_{FB\_vl} & -l_{FB\_hr} & l_{FB\_hl} \end{pmatrix} \underline{F}_{FB} - \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ -l_v & -l_v & l_h & l_h \\ -l_{L\_vr} & l_{L\_vl} & -l_{L\_hr} & l_{L\_hl} \end{pmatrix} \underline{F}_L + \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix}.$$

Werden die Matrizen der geometrischen Bindungen definiert,

$$T_{G\_FB} = \begin{pmatrix} 1 & -l_v & -l_{FB\_vr} \\ 1 & -l_v & l_{FB\_vl} \\ 1 & l_h & -l_{FB\_hr} \\ 1 & l_h & l_{FB\_hl} \end{pmatrix} \quad \text{und} \quad T_{G\_L} = \begin{pmatrix} 1 & -l_v & -l_{L\_vr} \\ 1 & -l_v & l_{L\_vl} \\ 1 & l_h & -l_{L\_hr} \\ 1 & l_h & l_{L\_hl} \end{pmatrix} \quad (5.7)$$

so vereinfacht sich die Darstellung noch einmal.

$$\Theta_A \begin{pmatrix} \ddot{z}_A \\ \ddot{n} \\ \ddot{w} \end{pmatrix} = T_{G\_FB}^T \underline{F}_{FB} - T_{G\_L}^T \underline{F}_L + \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix} \quad (5.8)$$

**Bestimmung der Lagerkraft****Bild 5-5: Bestimmung der Lagerkraft durch Momentengleichgewicht um  $P_D$** 

Setzt man das Momentengleichgewicht um den Punkt  $P_D$  an und geht weiter davon aus, daß das Rad in diesem Punkt drehbar gelagert ist, so ergibt sich folgende Beziehung<sup>44</sup>:

$$\underline{0} = (L_R - L_{FB})\underline{F}_{FB} - (L_R - L_L)\underline{F}_L$$

mit den Matrizen

$$L_R = \text{diag} \begin{bmatrix} l_{R\_vr} \\ l_{R\_vl} \\ l_{R\_hr} \\ l_{R\_hl} \end{bmatrix}, L_L = \text{diag} \begin{bmatrix} l_{L\_vr} \\ l_{L\_vl} \\ l_{L\_hr} \\ l_{L\_hl} \end{bmatrix} \text{ und } L_{FB} = \text{diag} \begin{bmatrix} l_{FB\_vr} \\ l_{FB\_vl} \\ l_{FB\_hr} \\ l_{FB\_hl} \end{bmatrix}. \quad (5.9)$$

Somit ergibt sich<sup>45</sup>:

$$\underline{F}_L = (L_R - L_L)^{-1} (L_R - L_{FB})\underline{F}_{FB}$$

Durch die Umformung

$$\begin{aligned} (L_R - L_L)^{-1} \cdot (L_R - L_{FB}) &= (L_R - L_L)^{-1} \cdot (L_R - L_{FB} + L_L - L_L) = \\ &= \underbrace{(L_R - L_L)^{-1} \cdot (L_R - L_L)}_{I_4} - \underbrace{(L_R - L_L)^{-1} \cdot (L_{FB} - L_L)}_{:=H} \end{aligned}$$

und der Matrix der Hebelverhältnisse<sup>46</sup>

<sup>44</sup> Die Längenangaben sind bereits die resultierenden Hebelarme. Der Winkel muß daher nicht berücksichtigt werden.

<sup>45</sup> Diese Berechnung kann über den Pythagoras verallgemeinert werden. Dies ist vor allen Dingen dann notwendig, wenn die Achsen nicht parallel angeordnet sind. Die Matrizen der geometrischen Bindungen müssen in diesem Fall die unterschiedlichen x-Komponenten berücksichtigen. Die z-Komponente muß allerdings in den Matrizen für die linearisierte Darstellung gleich angenommen werden.

<sup>46</sup> Die Hebelverhältnisse werden unterschiedlich definiert. Hier wird diese Formulierung gewählt, da sich auf diese Weise die einfachste Darstellung ergibt.

$$H = (L_{FB} - L_L)(L_R - L_L)^{-1} \quad (5.10)$$

kann die Lagerkraft über die Matrix  $H$  direkt aus der Federbeinkraft berechnet werden.

$$\underline{F}_L = (I_4 - H)\underline{F}_{FB} \quad (5.11)$$

Falls die Lenker parallel angeordnet sind, kann eine analoge Formulierung der Hebelverhältnisse über die Matrizen der geometrischen Bindungen erfolgen.  $H$  wird dann wie folgt definiert:

$$H = (T_{G_{FB}} - T_{G_L})(T_{G_R} - T_{G_L})^{-1} \quad (5.12)$$

### Lagerkraft in Aufbaugleichungen einsetzen

Die gewonnene Lagerkraft kann nun in (5.8) eliminiert werden.

$$\Theta_A \begin{pmatrix} \ddot{z}_A \\ \ddot{n} \\ \ddot{w} \end{pmatrix} = T_{G_{FB}}^T \underline{F}_{FB} - T_{G_L}^T (I_4 - H) \underline{F}_{FB} + \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix} = \underbrace{\left( T_{G_{FB}}^T - T_{G_L}^T (I_4 - H) \right)}_{T_G^{*T}} \underline{F}_{FB} + \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix}$$

Mit der Einführung der Matrix

$$T_G^{*T} = T_{G_{FB}}^T - T_{G_L}^T (I_4 - H) \quad (5.13)$$

vereinfacht sich also die Darstellung zu

$$\Theta_A \begin{pmatrix} \ddot{z}_A \\ \ddot{n} \\ \ddot{w} \end{pmatrix} = T_G^{*T} \underline{F}_{FB} + \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix} \quad (5.14)$$

### Kräfte zwischen Aufbau und Federbein

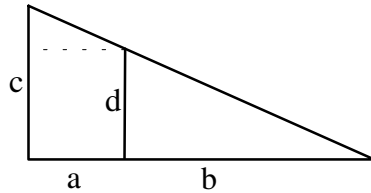
Die Kräfte, die vom Federbein auf den Aufbau wirken, werden von dem Feder-Dämpfer-System bestimmt. Dabei ist die Stauchung der Federung zwischen Plunger und Lenkerstange sowie die Relativweggeschwindigkeit zwischen Aufbau (am Ort des Federbeins) und Lenkerstange für den Dämpfer zu berücksichtigen. Werden Feder und Dämpfer in

$$A_1 = \begin{pmatrix} c_{Av} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_{Av} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{Ah} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{Ah} \end{pmatrix} \text{ und } A_2 = \begin{pmatrix} b_{Av} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & b_{Av} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & b_{Ah} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & b_{Ah} \end{pmatrix} \quad (5.15)$$

zusammengefaßt, so ergibt sich die Federbeinkraft zu (Bild 5-3)

$$\underline{F}_{FB} = A_1(\underline{z}_{FBL} - \underline{z}_P) + A_2 \begin{pmatrix} \dot{\underline{z}}_{FBL} \\ \dot{\underline{z}}_{FBA} \end{pmatrix} \quad (5.16)$$

Die Koordinate  $\underline{z}_{FBL}$  bezeichnet die z-Koordinaten des Kraftangriffspunktes des Federbeins an der Lenkerstange. Zur Berechnung dieser Koordinate müssen die geometrischen Verhältnisse an der Lenkerstange betrachtet werden (Bild 5-3).



**Bild 5-6: Strahlensatz zur Bestimmung der z-Koordinate des Lenkerlagers**

Nach Bild 5-6 gilt allgemein:

$$\frac{c-d}{a} = \frac{c}{a+b}$$

und im skalaren Fall aus Bild 5-3:

$$\frac{z_L - z_R}{l_L - l_R} = \frac{z_L - z_{FBL}}{l_L - l_{FB}} \text{ bzw. } (l_L - l_{FB})(z_L - z_R) = (l_L - l_R)(z_L - z_{FBL})$$

Vektoriell lautet die Beziehung dann

$$(L_L - L_{FB})(\underline{z}_L - \underline{z}_R) = (L_L - L_R)(\underline{z}_L - \underline{z}_{FBL}).$$

Nach  $\underline{z}_{FBL}$  aufgelöst ergibt sich zunächst

$$\underline{z}_{FBL} = \underline{z}_L - (L_L - L_R)^{-1}(L_L - L_{FB})(\underline{z}_L - \underline{z}_R)$$

und mit der Matrix  $H^{47}$

$$\underline{z}_{FBL} = \underline{z}_L - H(\underline{z}_L - \underline{z}_R) = (I_4 - H)\underline{z}_L + H\underline{z}_R. \quad (5.17)$$

Damit die Gleichung nur Zustandsgrößen verwendet, müssen die z-Koordinaten der Lenkerlager durch die drei Aufbaukoordinaten ausgedrückt werden.

$$\underline{z}_L = T_{G-L} \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} \quad (5.18)$$

Damit geht (5.17) über in

$$\underline{z}_{FBL} = (I_4 - H)T_{G-L} \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} + H\underline{z}_R \quad (5.19)$$

<sup>47</sup>

Die Matrix H ist hier also identisch mit der Matrix der Wegübersetzungen. Vergleiche dazu [REIM 89] S.201.

Diese Beziehung wird nun in die Federbeingleichung (5.16) eingesetzt.

$$\underline{F}_{FB} = A_1 \left( (I_4 - H)T_{G,L} \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} + H\underline{z}_R - \underline{z}_P \right) + A_2 \left( (I_4 - H)T_{G,L} \begin{pmatrix} \dot{z}_A \\ n \\ w \end{pmatrix} + H\dot{\underline{z}}_R - \dot{\underline{z}}_{FBA} \right)$$

Wird der relative Stellweg des Zylinders eingeführt,  $\underline{u} = \underline{z}_{FBA} - \underline{z}_P$  und berücksichtigt man

$$\underline{z}_{FBA} = T_{G,FB} \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix}, \quad (5.20)$$

also insgesamt  $\underline{z}_P = T_{G,FB} \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} - \underline{u}$ ,

so folgt für die Federbeinkräfte

$$\underline{F}_{FB} = A_1 \left( ((I_4 - H)T_{G,L} - T_{G,FB}) \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} + H\underline{z}_R + \underline{u} \right) + A_2 \left( ((I_4 - H)T_{G,L} - T_{G,FB}) \begin{pmatrix} \dot{z}_A \\ n \\ w \end{pmatrix} + H\dot{\underline{z}}_R \right)$$

Berücksichtigt man hier die bereits definierte Matrix

$$T_G^{*T} = T_{G,FB}^T - T_{G,L}^T(I_4 - H) \text{ und daraus direkt } T_G^* = T_{G,FB} - (I_4 - H)T_{G,L},$$

so folgt insgesamt

$$\underline{F}_{FB} = A_1 H\underline{z}_R + A_2 H\dot{\underline{z}}_R + A_1 \underline{u} - A_1 T_G^* \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} - A_2 T_G^* \begin{pmatrix} \dot{z}_A \\ n \\ w \end{pmatrix}. \quad (5.21)$$

### Federbeinkraft in Aufbaugleichung einsetzen

Die resultierende Federbeingleichung wird nun in die Aufbaudifferentialgleichung (5.14) eingesetzt.

$$\Theta_A \begin{pmatrix} \ddot{z}_A \\ n \\ w \end{pmatrix} + T_G^{*T} A_2 T_G^* \begin{pmatrix} \dot{z}_A \\ n \\ w \end{pmatrix} + T_G^{*T} A_1 T_G^* \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} = T_G^{*T} A_1 H\underline{z}_R + T_G^{*T} A_2 H\dot{\underline{z}}_R + T_G^{*T} A_1 \underline{u} + \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix} \quad (5.22)$$

### 5.3.2 Räder

Nachdem mit (5.22) die Bewegungsgleichungen für die drei Aufbaufreiheitsgrade bestimmt sind, erfolgt im zweiten Schritt die Herleitung der Differentialgleichungen für die Radbewegungen. Dazu muß zunächst die am Rad wirkende Kraft berechnet werden (Bild 5-6).

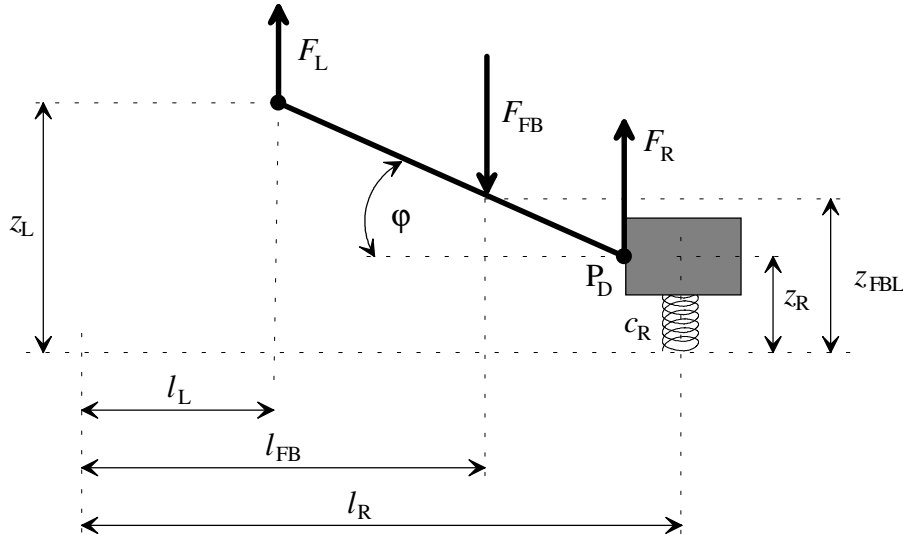


Bild 5-6: Kräftebilanz an der Lenkerstange

Das Kräftegleichgewicht an der Lenkerstange liefert<sup>48</sup>:

$$\underline{F}_R = \underline{F}_{FB} - \underline{F}_L \stackrel{(5.11)}{=} \underline{F}_{FB} - (I_4 - H)\underline{F}_{FB} = H\underline{F}_{FB}$$

und damit

$$\underline{F}_R = H\underline{F}_{FB}. \quad (5.23)$$

#### Bewegungsgleichungen der Räder

Aus Bild 5-6 kann die Bewegungsgleichung für das Rad direkt entnommen werden.

$$m_R \ddot{z}_R = -c_R(z_R - w) - \underline{F}_R = -c_R(z_R - w) - H\underline{F}_{FB}$$

Durch Einsetzen der Federbeingleichung (5.21) folgt:

$$m_R \ddot{z}_R = -c_R(z_R - w) - H \left( A_1 H z_R + A_2 H \dot{z}_R + A_1 \underline{u} - A_1 T_G^* \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} - A_2 T_G^* \begin{pmatrix} \dot{z}_A \\ \dot{n} \\ \dot{w} \end{pmatrix} \right)$$

bzw.

<sup>48</sup> Die Matrix H entspricht hier ebenfalls der Matrix der Kraftübersetzungen. Vergleiche dazu [REIM89]. An dieser Stelle ist festzuhalten, daß bei einer exakten Betrachtung der kinematischen Bindungen einer Doppelquerlenkerachse die Weg- und Kraftübersetzung unterschiedlich sind.

$$m_R \ddot{\underline{z}}_R + HA_2 H \dot{\underline{z}}_R + (HA_1 H + I_4 c_R) \underline{z}_R = c_R \underline{w} - HA_1 \underline{u} + HA_1 T_G^* \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} + HA_2 T_G^* \begin{pmatrix} \dot{z}_A \\ n \\ w \end{pmatrix} \quad (5.24)$$

### 5.3.3 Differentialgleichung für Aufbau und Räder

Aus den beiden getrennten Differentialgleichungen für Aufbau (5.22) und Räder (5.24)

$$\Theta_A \begin{pmatrix} \ddot{z}_A \\ n \\ w \end{pmatrix} + T_G^{*T} A_2 T_G^* \begin{pmatrix} \dot{z}_A \\ n \\ w \end{pmatrix} + T_G^{*T} A_1 T_G^* \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} = T_G^{*T} A_1 H \underline{z}_R + T_G^{*T} A_2 H \dot{\underline{z}}_R + T_G^{*T} A_1 \underline{u} + \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix}$$

und

$$m_R \ddot{\underline{z}}_R + HA_2 H \dot{\underline{z}}_R + (HA_1 H + I_4 c_R) \underline{z}_R = c_R \underline{w} - HA_1 \underline{u} + HA_1 T_G^* \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} + HA_2 T_G^* \begin{pmatrix} \dot{z}_A \\ n \\ w \end{pmatrix}$$

kann nun das Gesamtsystem in die Zustandsform gebracht werden:

$$\begin{pmatrix} \dot{z}_A \\ \dot{n} \\ \dot{w} \\ \dot{z}_R \\ \ddot{z}_A \\ \ddot{n} \\ \ddot{w} \\ \ddot{z}_R \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0_{3 \times 3} & 0_{3 \times 4} & I_3 & 0_{3 \times 4} \\ 0_{4 \times 3} & 0_{4 \times 4} & 0_{4 \times 3} & I_4 \\ -\Theta_A^{-1} T_G^{*T} A_1 T_K^* & \Theta_A^{-1} T_G^{*T} A_1 H & -\Theta_A^{-1} T_G^{*T} A_2 T_K^* & \Theta_A^{-1} T_G^{*T} A_2 H \\ \frac{1}{m_R} HA_1 T_G^* & -\frac{1}{m_R} (c_R I_4 + HA_1 H) & \frac{1}{m_R} HA_2 T_G^* & -\frac{1}{m_R} HA_2 H \end{pmatrix} \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \\ \underline{z}_R \\ \dot{z}_A \\ \dot{n} \\ \dot{w} \\ \dot{z}_R \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0_{3 \times 4} \\ 0_{4 \times 4} \\ 0_{3 \times 4} \\ I_4 \frac{c_R}{m_R} \end{pmatrix} \underline{w} + \begin{pmatrix} 0_{3 \times 3} \\ 0_{4 \times 3} \\ \Theta_A^{-1} \\ 0_{4 \times 3} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0_{3 \times 4} \\ 0_{4 \times 4} \\ \Theta_A^{-1} T_K^* A_1 \\ -\frac{1}{m_R} HA_1 \end{pmatrix} \underline{u} \quad (5.25)$$

Für spätere Berechnungen sollen hier folgende Abkürzungen gewählt werden

$$A_{sub} = \begin{pmatrix} -\Theta_A^{-1} T_G^{*T} A_1 T_K^* & \Theta_A^{-1} T_G^{*T} A_1 H & -\Theta_A^{-1} T_G^{*T} A_2 T_K^* & \Theta_A^{-1} T_G^{*T} A_2 H \\ \frac{1}{m_R} HA_1 T_G^* & -\frac{1}{m_R} (c_R I_4 + HA_1 H) & \frac{1}{m_R} HA_2 T_G^* & -\frac{1}{m_R} HA_2 H \end{pmatrix} \quad (5.26)$$



$$B_{sub} = \begin{pmatrix} \Theta_A^{-1} T_K^* A_1 \\ -\frac{1}{m_R} H A_1 \end{pmatrix} \quad (5.28)$$

$$E_{sub} = \begin{pmatrix} \Theta_A^{-1} & 0_{3 \times 4} \\ 0_{4 \times 3} & I_4 \frac{c_R}{m_R} \end{pmatrix} \quad (5.29)$$

$$\underline{x} = \left( z_A \quad n \quad w \quad \underline{z}_R \quad \dot{z}_A \quad \dot{n} \quad \dot{w} \quad \dot{w} \quad \dot{\underline{z}}_R \right)^T \quad (5.30)$$

und

$$\underline{u}^* = \left( \underline{u} \quad F_Z \quad M_N \quad M_W \quad \underline{w} \right)^T. \quad (5.31)$$

Hiermit ist die geschlossene Darstellung des Fahrzeugmodells angegeben. Die Zustandsdarstellung nimmt dann die folgende Form an:

$$\dot{\underline{x}} = \underbrace{\begin{pmatrix} 0_{7 \times 7} & I_{7 \times 7} \\ A_{sub} & \end{pmatrix}}_{A_{SIM}} \underline{x} + \underbrace{\begin{pmatrix} 0_{7 \times 11} \\ B_{sub} & E_{sub} \end{pmatrix}}_{B_{SIM}} \underline{u}^* \quad (5.32)$$

In Bild 5-7 sind die charakteristischen Eigenschaften des Modells (5.32) dargestellt<sup>49</sup>. Das linke obere Bild zeigt die Eigenwertverteilung. Die Eigenwerte, die nahe an der Imaginärachse liegen, sind für die Aufbaubewegung maßgeblich, während die schnellen Eigenwerte die hochfrequenten Radbewegungen charakterisieren. Das Frequenzspektrum der Aufbaubeschleunigung rechts oben zeigt die beiden Resonanzstellen des Systems im Aufbau- und Radfrequenzbereich bei circa 1.3 und 12 Hz. Die Überlagerung der beiden Schwingungsformen spiegelt sich ebenfalls in den Sprungantworten der Aufbaubeschleunigung und der Radposition wider.

<sup>49</sup>

Das Amplitudendiagramm und die Zeitantworten wurden durch die Vorgabe einer Straßenanregung berechnet. Dabei wurde für alle Fußpunkte der gleiche Verlauf angenommen. In den Darstellungen spiegelt sich also alleine das Hubverhalten wieder.

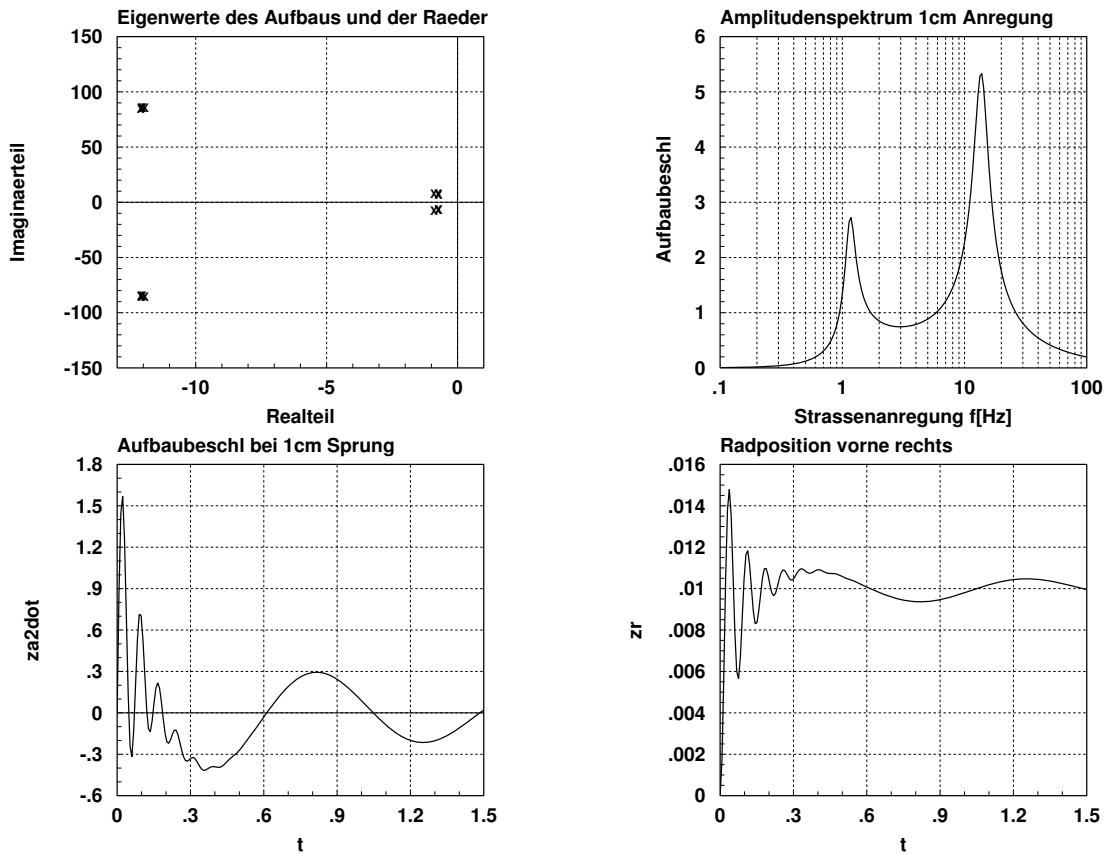


Bild 5-7: Polstellendiagramm, Frequenzspektrum und Sprungantworten von Aufbaubeschleunigung und Radkoordinate des unregulierten Systems

### 5.3.4 Stationäre Lösung

An dieser Stelle interessiert die Frage, wie der Aufbau und die Räder stationär dem Straßenverlauf folgen. Dazu werden in den Differentialgleichungen für Aufbau und Räder der Störvektor  $\begin{pmatrix} F_Z & M_N & M_W \end{pmatrix}_0^T$  und die zeitlichen Ableitungen gleich Null gesetzt. Für den Aufbau ergibt sich dann

$$T_G^{*T} A_1 T_G^* \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix}_0 = T_G^{*T} A_1 H z_{R0} + T_G^{*T} A_1 \underline{u}_0 \quad (5.33)$$

und für die Räder

$$(c_R I_4 + H A_1 H) z_{R0} = H A_1 T_G^* \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix}_0 + c_R \underline{w}_0 - H A_1 \underline{u}_0. \quad (5.34)$$

Wird diese Gleichung von links mit  $T_G^{*T} H^{-1}$  multipliziert und wie folgt umsortiert

$$T_G^{*T} A_1 H \underline{z}_{R0} + T_G^{*T} A_1 \underline{u}_0 = -T_G^{*T} c_R H^{-1} \underline{z}_{R0} + T_G^{*T} A_1 T_G^* \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix}_0 + T_G^{*T} H^{-1} c_R \underline{w}_0,$$

so kann durch Einsetzen die Aufbaugleichung direkt vereinfacht werden:

$$T_G^{*T} H^{-1} c_R \underline{z}_{R0} = T_G^{*T} H^{-1} c_R \underline{w}_0$$

bzw. durch Linksmultiplikation mit  $\left(T_G^{*T} H^{-1} c_R\right)^{-1}$  direkt die stationäre Radposition angegeben werden.

$$\underline{z}_{R0} = \underline{w}_0 \quad (5.35)$$

Für den Aufbau folgt mit (5.35)

$$T_G^{*T} A_1 T_G^* \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix}_0 = T_G^{*T} A_1 H \underline{w}_0 + T_G^{*T} A_1 \underline{u}_0$$

bzw.

$$T_G^* \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix}_0 = H \underline{w}_0 + \underline{u}_0.$$

Da  $T_G^*$  nicht quadratisch und damit nicht invertierbar ist, wird diese Matrix linear unabhängig erweitert<sup>50</sup>, so daß einerseits die Invertierbarkeit gewährleistet ist, und andererseits eine vierte Zustandsgröße, die Verspannung  $\kappa$  eingeführt wird<sup>51</sup>.

$$T_{GE}^* = \left( T_G^* \quad (T_G^*)_{Sp3} \cdot * \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ -1 \\ -1 \end{bmatrix} \right) \quad (5.36)$$

Die Gleichung mit dem erweiterten Zustandsvektor lautet nun:

$$T_{GE}^* \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \\ \kappa \end{pmatrix}_0 = H \underline{w}_0 + \underline{u}_0$$

Durch Invertierung können die stationären Zustände des Aufbaus berechnet werden.

<sup>50</sup> Die Matrixerweiterung wird analog zu der später erläuterten Vorgehensweise bei der variablen Wankmomentenaufteilung [STREI92] vorgenommen.

<sup>51</sup> Die Pseudoinverse liefert numerisch fast genau das gleiche Ergebnis, allerdings entfällt die Möglichkeit, eine weitere Information zu gewinnen.

$$\begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \\ \kappa \end{pmatrix}_0 = T_{GE}^{*-1}(H\underline{w}_0 + \underline{u}_0) \quad (5.37)$$

## 5.4 Ausgangsgleichungen

Mit (5.25) ist die Dynamik des Systems beschrieben. In einem weiteren Schritt ist es notwendig, alle interessierenden Ausgangsgleichungen für die Zustandsdarstellung zu bestimmen. Dabei sind zunächst einmal natürlich die Zustandsgrößen selbst von Interesse. Ebenso werden die zweiten Ableitungen der drei Aufbaufreiheitsgrade und die Radbeschleunigungen benötigt. Darüber hinaus sollen alle im Versuchsträger vorliegenden Meßwerte nachgebildet werden. Zu Kontroll- und Bewertungszwecken sind zusätzlich die Vertikalbeschleunigungen an den Sitzen, die Latschwege und die vier Relativwege zwischen Aufbau und Fahrbahn in die Ausgangsgleichung des Gesamtsystems aufzunehmen.

### 5.4.1 Zustandsgrößen

Die Zustandsgrößen können sofort angegeben werden:

$$\begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \\ \ddots \\ z_R \\ \bullet \\ z_A \\ \bullet \\ n \\ \bullet \\ w \\ \bullet \\ z_R \end{pmatrix} = I_{14} \cdot \underline{x} \quad (5.38)$$

Die Beschleunigungen ergeben sich direkt aus der Struktur des Differentialgleichungssystems:

$$\begin{pmatrix} \ddots \\ z_A \\ \bullet \\ n \\ \bullet \\ w \\ \bullet \\ z_R \end{pmatrix} = A_{sub} \underline{x} + \begin{pmatrix} B_{sub} & E_{sub} \end{pmatrix} \underline{u}^* \quad (5.39)$$

## 5.4.2 Messungen

Im Versuchsträger liegen

1. vier Aufbaubeschleunigungen an den Eckpunkten der Karosserie,
2. vier Radbeschleunigungen,
3. vier Relativwege zwischen Aufbau und Lenkerstange an den Federbeinpositionen sowie die
4. Quer- und Längsbeschleunigung

als gemessene Größen vor.

Die vier gemessenen **Aufbaubeschleunigungen**  $\ddot{z}_{A\_vr}$ ,  $\ddot{z}_{A\_vl}$ ,  $\ddot{z}_{A\_hr}$ ,  $\ddot{z}_{A\_hl}$  können mit der Matrix

$$T_{BS} = \begin{pmatrix} 1 & l_{x\_BS\_vr} & l_{y\_BS\_vr} \\ 1 & l_{x\_BS\_vl} & l_{y\_BS\_vl} \\ 1 & l_{x\_BS\_hr} & l_{y\_BS\_hr} \\ 1 & l_{x\_BS\_hl} & l_{y\_BS\_hl} \end{pmatrix}, \quad (5.40)$$

die die geometrische Lage der Beschleunigungssensoren definiert, direkt aus den zweiten Ableitungen der drei Freiheitsgrade berechnet werden:

$$\begin{pmatrix} \ddot{z}_{A\_vr} \\ \ddot{z}_{A\_vl} \\ \ddot{z}_{A\_hr} \\ \ddot{z}_{A\_hl} \end{pmatrix} = T_{BS} \begin{pmatrix} \ddot{z}_A \\ \ddot{n} \\ \ddot{w} \end{pmatrix} \quad (5.41)$$

Die **Beschleunigungen der drei Freiheitsgrade** Huben, Nicken, Wanken wurden bereits durch Gleichung (5.39) definiert. Insgesamt ergibt sich also:

$$\begin{pmatrix} \ddot{z}_{A\_vr} \\ \ddot{z}_{A\_vl} \\ \ddot{z}_{A\_hr} \\ \ddot{z}_{A\_hl} \end{pmatrix} = T_{BS} \begin{pmatrix} \ddot{z}_A \\ \ddot{n} \\ \ddot{w} \end{pmatrix} = T_{BS} A_{sub,Z1:3} \underline{\ddot{x}} + T_{BS} \begin{pmatrix} B_{subZ1:3} & E_{subZ1:3} \end{pmatrix} \underline{\ddot{u}}^* \quad (5.42)$$

Die **Radbeschleunigungen**  $\ddot{z}_R$  wurden ebenfalls bereits durch Gleichung (5.39) definiert:

$$\ddot{z}_R = A_{sub,Z4:7} \underline{\ddot{x}} + \begin{pmatrix} B_{subZ4:7} & E_{subZ4:7} \end{pmatrix} \underline{\ddot{u}}^* \quad (5.43)$$

Die **Relativwege am Federbein**  $\ddot{z}_{FB}^{rel}$  können aus der Differenz zwischen der z-Koordinate des Federbeins am Aufbau  $\ddot{z}_{FBA}$  und an der Lenkerstange  $\ddot{z}_{FBL}$  berechnet werden (siehe dazu Bild 5-3):

$$\ddot{z}_{FB}^{rel} = \ddot{z}_{FBA} - \ddot{z}_{FBL}$$

Mit den Gleichungen (5.20) und (5.19) können die Relativwege auf die Zustandsgrößen zurückgeführt werden.

$$\begin{aligned} \underline{z}_{FB}^{rel} &= T_{G\_FB} \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} - \left( (I_4 - H) T_{G\_L} \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} + H \underline{z}_R \right) \\ &= \underbrace{(T_{G\_FB} - (I_4 - H) T_{G\_L})}_{T_G^*} \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} - H \underline{z}_R \end{aligned}$$

Insgesamt ergibt sich also:

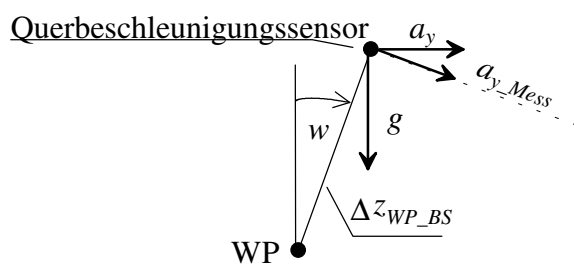
$$\underline{z}_{FB}^{rel} = -H \underline{z}_R + T_G^* \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} \quad (5.44)$$

Ebenso werden im Fahrzeug die **Längs- und Querbeschleunigung** gemessen. Hier ist zu beachten, daß sich diese Meßwerte jeweils aus

1. einem Eigenbewegungsanteil durch Nick- bzw. Wankbeschleunigung,
2. einem g-Anteil durch absolute Winkel und
3. aus der Quer- und Längsbeschleunigung durch Kurvenfahrt und Bremsen/Beschleunigen

zusammensetzen.

Der Zusammenhang ist für den Querbeschleunigungssensor im Bild 5-8 dargestellt.



**Bild 5.8:** Bestimmung der Einzelanteile der Messung des Querbeschleunigungssensors

Der Eigenbewegungsanteil resultiert aus Nick- und Wankbewegungen, die über die Hebelarme  $\Delta z_{NP\_BS}$  und  $\Delta z_{WP\_BS}$ , also dem Abstand zwischen Nick- bzw. Wankpol und der z-Koordinate des jeweiligen Beschleunigungssensors, eine Längs- und Querbeschleunigung erzeugen. Bei nicht verschwindenden Wank- oder Nickwinkeln liefert der g-Anteil einen weiteren fehlerhaften Anteil für die beiden Beschleunigungssensoren<sup>52</sup>.

<sup>52</sup> Der g-Anteil beeinflusst natürlich gleichermaßen alle Beschleunigungssensoren. Allerdings kann dieser Einfluß durch die konstruktive Ausführung der Sensoren in der linearisierten Darstellung vernachlässigt werden, da der Winkel hier mit dem Kosinus eingeht.

Für die gemessene Querbeschleunigung lautet nach Bild 5-8 die resultierende Gleichung also:

$$a_{y\_Mess} = \cos(w)a_y + \ddot{w} \Delta z_{WP\_BS} + \sin(w)g \quad (5.45)$$

In linearisierter Darstellung geht (5.45) zusammen mit der analogen Gleichung für die Längsbeschleunigungsmessung über in

$$\begin{pmatrix} a_{x\_Mess} \\ a_{y\_Mess} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \Delta z_{NP\_BS} \ddot{n} \\ \Delta z_{WP\_BS} \ddot{w} \end{pmatrix} + g \begin{pmatrix} n \\ w \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} a_x \\ a_y \end{pmatrix}. \quad (5.46)$$

Da  $a_x$  bzw.  $a_y$  nicht direkt in das Modell übergeben werden, sondern vielmehr die wirksamen Momente  $M_N$  und  $M_W$  aus querdynamischen Manövern, ist (5.46) weiter umzuformen.

Die Beschleunigungen  $a_x$  und  $a_y$  greifen am Schwerpunkt an und bewirken über den Hebelarm zwischen jeweiligem Momentanpol und Schwerpunkt ein Moment, das auf den Aufbau wirkt. Die Momente können also folgendermaßen ausgedrückt werden:

$$M_N = (z_{A0} - z_{N0})m_A a_x \quad (5.47)$$

$$M_W = (z_{A0} - z_{W0})m_A a_y \quad (5.48)$$

Mit der Abkürzung

$$\Delta z_{SP\_NP} := z_{A0} - z_{N0} \quad (5.49)$$

sowie

$$\Delta z_{SP\_WP} := z_{A0} - z_{W0} \quad (5.50)$$

können zunächst die Gleichungen (5.47) und (5.48) zusammengefaßt werden.

$$\begin{pmatrix} M_N \\ M_W \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \Delta z_{SP\_NP} m_A & 0 \\ 0 & \Delta z_{SP\_WP} m_A \end{pmatrix} \begin{pmatrix} a_x \\ a_y \end{pmatrix} \quad (5.51)$$

Somit können in der Gleichung (5.46) die Längs- und Querbeschleunigung eliminiert werden.

$$\begin{pmatrix} a_{x\_Mess} \\ a_{y\_Mess} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \Delta z_{NP\_BS} \ddot{n} \\ \Delta z_{WP\_BS} \ddot{w} \end{pmatrix} + g \begin{pmatrix} n \\ w \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{1}{\Delta z_{SP\_NP} m_A} & 0 \\ 0 & \frac{1}{\Delta z_{SP\_WP} m_A} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} M_N \\ M_W \end{pmatrix} \quad (5.52)$$

Es ergibt sich also für die Gleichung (5.46) die folgende Zustandsdarstellung:

$$\begin{aligned}
 \begin{pmatrix} a_{x\_Mess} \\ a_{y\_Mess} \end{pmatrix} &= \left[ \begin{pmatrix} \Delta z_{NP\_BS} & 0 \\ 0 & \Delta z_{WP\_BS} \end{pmatrix} A_{sub,Z2:3} + g \begin{pmatrix} 0_{2 \times 1} & I_2 & 0_{2 \times 8} \end{pmatrix} \right] \underline{x} + \\
 &+ \left[ \begin{pmatrix} \Delta z_{NP\_BS} & 0 \\ 0 & \Delta z_{WP\_BS} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} B_{sub,Z2:3} & E_{sub,Z2:3} \end{pmatrix} \right. \\
 &\left. 0_{2 \times 5} \begin{pmatrix} \Delta z_{SP\_NPM_A} & 0 \\ 0 & \Delta z_{SP\_WPM_A} \end{pmatrix}^{-1} 0_{2 \times 4} \right] \underline{u}^*
 \end{aligned} \tag{5.53}$$

### 5.4.3 Kriterien

Um den **Komfort** des Fahrwerks realistisch beurteilen zu können, sind die Aufbaubeschleunigungen an den vier Sitzpositionen von Interesse. Hier fließt neben der Aufbaubeschleunigung die Nick- und Wankbeschleunigung ein. Mit den entsprechenden geometrischen Längenangaben berechnen sich diese Beschleunigungswerte wie folgt:

$$\begin{pmatrix} \ddots \\ z_{Svr} \\ \ddots \\ z_{Svl} \\ \ddots \\ z_{Shr} \\ \ddots \\ z_{Shl} \end{pmatrix} = \underbrace{\begin{pmatrix} 1 & -l_{Svr\_x} & -l_{Svr\_y} \\ 1 & -l_{Svl\_x} & l_{Svl\_y} \\ 1 & l_{Shr\_x} & -l_{Shr\_y} \\ 1 & l_{Shl\_x} & l_{Shl\_y} \end{pmatrix}}_{T_{S4 \times 3}} \begin{pmatrix} \ddots \\ z_A \\ \ddots \\ n \\ \ddots \\ w \end{pmatrix} \tag{5.54}$$

Hier soll die Matrix mit den geometrischen Längenangaben durch  $T_{S4 \times 3}$  abgekürzt werden:

$$T_{S4 \times 3} = \begin{pmatrix} 1 & -l_{Svr\_x} & -l_{Svr\_y} \\ 1 & -l_{Svl\_x} & l_{Svl\_y} \\ 1 & l_{Shr\_x} & -l_{Shr\_y} \\ 1 & l_{Shl\_x} & l_{Shl\_y} \end{pmatrix} \tag{5.55}$$

In Zustandsform dargestellt, können die vier Beschleunigungswerte wie folgt berechnet werden:

$$\begin{pmatrix} \ddots \\ z_{Svr} \\ \ddots \\ z_{Svl} \\ \ddots \\ z_{Shr} \\ \ddots \\ z_{Shl} \end{pmatrix} = T_{S4 \times 3} A_{sub,Z1:3} \underline{x} + T_{S4 \times 3} \begin{pmatrix} B_{sub,Z1:3} & E_{sub,Z1:3} \end{pmatrix} \underline{u}^*$$

Die **Fahrsicherheit** wird durch die dynamischen Radlastschwankungen beurteilt, die sich aus den Relativwegen zwischen Rad und Straße berechnen.

$$\underline{z}_{R\_rel} = \underline{z}_R - \underline{w} \tag{5.56}$$



Zur Beurteilung des **stationären Verhaltens** des Aufbaus werden die Relativkoordinaten  $z_{AF}$ ,  $n_{AF}$ ,  $w_{AF}$  zwischen Aufbau und Fahrbahn benötigt<sup>53</sup>. Dazu muß der z-Abstand zwischen den vier Fußpunkten  $\underline{w}$  und den z-Koordinaten  $z_{AR}$  des Aufbaus an dieser Position herangezogen werden.  $z_{AR}$  läßt sich analog zu den Federbein- und Lenkerlagerpositionen mit der Matrix der geometrischen Bindungen  $T_{G\_R}$  berechnen:

$$z_{AR} = T_{G\_R} \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} \quad (5.57)$$

Damit folgt für die vier Relativabstände  $z_{AF}^{rel}$  zwischen Aufbau und Fahrbahn:

$$z_{AF}^{rel} = z_{AR} - \underline{w} = T_{G\_R} \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} - \underline{w}$$

Durch linear unabhängige Erweiterung der Matrix  $T_{G\_R}$  zu

$$T_{GE\_R} = \left( T_{G\_R} \quad (T_{G\_R})_{Sp3} \cdot * \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ -1 \\ -1 \end{bmatrix} \right) \quad (5.58)$$

können durch Inversion Relativkoordinaten zwischen Aufbau und Fahrbahn berechnet werden. Durch die Erweiterung der Matrix  $T_{G\_R}$  wird eine vierte Relativinformation -die Verspannung  $\kappa$  zwischen Aufbau und Fahrbahn- gewonnen:

$$\begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \\ \kappa \end{pmatrix}_{AF}^{rel} = T_{GE\_R}^{-1} z_{AF}^{rel} = T_{GE\_R}^{-1} T_{G\_R} \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} - T_{GE\_R}^{-1} \underline{w} \quad (5.59)$$

Diese Gleichung kann sofort vereinfacht werden, da mit

$$T_{GE\_R}^{-1} T_{GE\_R} = I_4 \text{ und somit } T_{GE\_R}^{-1} T_{G\_R} = T_{GE\_R}^{-1} (T_{GE\_R})_{S1:3} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

insgesamt für die Relativkoordinaten aus (5.59) die folgende Beziehung folgt:

$$\begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \\ \kappa \end{pmatrix}_{AF}^{rel} = \begin{pmatrix} I_3 \\ 0_{3 \times 1} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} - T_{GE\_R}^{-1} \underline{w} \quad (5.60)$$

<sup>53</sup> Es ist nicht möglich, zur Beurteilung des stationären Verhaltens nur vier Relativwege zu verwenden. Steht das Fahrzeug nicht auf einer ebenen Straße, ist es physikalisch unmöglich, alle Relativwege auf Null zu regeln. Dagegen kann dies für die drei Relativkoordinaten Huben, Wanken, Nicken durch die Regelung immer gewährleistet werden. Die vierte Größe -die Verspannung- wird dann immer ungleich Null sein.

## 5.5 Hydraulikzylindermodell

In dem bisher entwickelten Modell wurde das dynamische Verhalten der Zylinder ausgeklammert. Der Systemeingriff  $\underline{u}$  kann jedoch von der Regelung nicht direkt vorgegeben werden. Vielmehr erfolgt die Ansteuerung der Zylinder über die Vorgabe von Ventilströmen. Proportional dazu stellen die Ventile Ölströme ein, die zu der Bewegung der Hydraulikzylinder führen. Es liegt also auf der Hand, daß die Zylinderdynamik in das Modell integriert werden muß, um realistische Untersuchungen zu ermöglichen. Fischer zeigt, daß die Dynamik zwischen Ventilstrom und Zylinderstellung mit guter Näherung als  $IT_1$ -Verhalten approximiert werden kann [FISCH94]. Für das dynamische Verhalten der Hydraulikzylinder wird also folgendes Modell angenommen:

$$T_{Pl} \dot{\underline{u}} + \underline{u} = K_{Pl} \int_{t=0}^{t_{end}} i dt \quad (5.61)$$

Im Laplace-Bereich geht diese Darstellung über in:

$$\underline{u} = (T_{PLS} + I_4)^{-1} K_{Pl} \frac{1}{s} i. \quad (5.62)$$

Die Matrizen  $T_{Pl}$  und  $K_{Pl}$  haben Diagonalform.

## 6 Reglerentwurf

Der Reglerentwurf stellt die zentrale Aufgabe dieser Arbeit dar. Dabei gliedert sich die Entwurfsproblematik zunächst formal in zwei Bereiche auf:

1. Bestimmung der Reglerstruktur und
2. Parametrierung des Reglers

In Kapitel 2 wurden verschiedene Reglerkonzepte und -strukturen aus der Literatur diskutiert. Bis auf die vorgestellten Zustandsraummethoden basieren alle Ansätze auf empirischen Überlegungen. Dabei wird nicht allgemein erörtert, inwieweit die jeweils verwendete Reglerstruktur die Systemdynamik beeinflussen kann und ob die Struktur im Hinblick auf die gestellten Ziele vollständig ist. Dies gilt insbesondere für den Aspekt der Realisierbarkeit im Fahrzeug, wo neben den theoretischen Überlegungen noch Aspekte der Sensorik und Robustheit hinzukommen müssen. Die klassischen Zustandsraummethoden, die einen systematischen und vollständigen Reglerentwurf ermöglichen, können im vorliegenden Fall keine Lösung liefern, da die notwendige Integration dynamischer Anteile in die Reglerstruktur nicht ohne weiteres für das vorliegende MIMO-System<sup>54</sup> möglich ist.

Ein weiteres Problem der bisherigen Vorgehensweise ist in der Bestimmung der Reglerparameter zu sehen. All den vorgestellten Ansätzen ist die numerische oder manuelle Bestimmung der Reglerparametrierung gemeinsam. Damit ist bei jedem neuen Versuchsträger oder einer Variation der Ziele diese Parametrierungsproblematik erneut zu lösen. Wie bereits in Kapitel 2.3 erläutert, ist die erreichbare Lösung aber von der Reglerstruktur selbst abhängig und bei rein numerischer Vorgehensweise nicht vorab bekannt. Bei einer empirischen Vorgehensweise ist die Formulierung der Optimierungskriterien daher nur qualitativ möglich<sup>55</sup>. Die Parameteroptimierung führt fast zwangsläufig zu unbefriedigenden Ergebnissen<sup>56</sup> und erfordert aufwendige manuelle Eingriffe.

Es wird daher hier erstmalig ein Entwurfsverfahren entwickelt, das sowohl die Frage nach der Reglerstruktur als auch die Frage nach der Reglerparametrierung analytisch beantwortet. **Ziel ist es, einen Algorithmus zu entwerfen, der einen automatisierten Reglerentwurf für jedes beliebige Fahrzeug ermöglicht.** Dazu werden im Folgenden zwei Reglerstrukturen entwickelt, die auf die Problematik der aktiven Feder abgestimmt sind. Der erste Reglerentwurf stellt eine Kaskadenstruktur mit unterlagerter Plungerlagerregelung dar, während der zweite Ansatz auf diese Wegregelung verzichtet und dadurch weitere regelungstechnische Vorteile aufweist. Um die Frage nach der Reglerstruktur befriedigend zu lösen, müssen die in Kapitel 3 erörterten Konfliktzusammenhänge berücksichtigt werden. Es wird dargestellt, daß eine befriedigende Lösung nur dann erreicht werden kann, wenn die Regelung Filterelemente und andere dynamische Elemente integriert. Reine Zustandsregler scheiden damit als Entwurfswerkzeug aus. Das Design dynamischer Zustandsregler<sup>57</sup> ist aber mit erheblichen Problemen

<sup>54</sup> MIMO-System: Multiinput Multioutput System

<sup>55</sup> z.B.: Minimiere die Aufbaubeschleunigung!

<sup>56</sup> obwohl die Kriterien tatsächlich optimal erfüllt sind.

<sup>57</sup> Zustandsregler + Beobachter

verknüpft, da einerseits die Entwurfsproblematik mindestens zweistufig zu sehen ist und andererseits die damit verknüpften Entwurfsverfahren keinen anschaulichen Zugang bieten und somit der Zusammenhang zur Physik leicht aus den Augen verloren geht.

Die zwei hier vorgeschlagenen Reglertypen beinhalten solche Filter und Integratoren. Sie führen daher zu einer Erhöhung der Systemordnung. Die Frage nach der Güte der Reglerstruktur<sup>58</sup> ist nicht im vorab beweisbar<sup>59</sup>, sondern kann erst im nachhinein und im Vergleich mit anderen Ansätzen beurteilt werden. Im Verlauf dieser Arbeit wurden über zehn verschiedene Ansätze entwickelt. Die hier vorgeschlagenen Ansätze zeigten dabei die besten Ergebnisse.

Die analytische Berechnung des Verhaltens des geschlossenen Regelkreises ermöglicht durch den Vergleich mit einem Wunschverhalten für die Aufbaudynamik die allgemeingültige Herleitung für die Reglerparametrierung. Es handelt sich hier um eine Kombination von Frequenzmethode und einem verallgemeinerten Polvorgabeverfahren im Matrixfall.

## 6.1 Systemdarstellung für den Reglerentwurf

Für die weitere Betrachtung erweist sich eine Umformung der inertialen Systemdarstellung (5.25) als sinnvoll. Dazu wird der Latschweg  $\underline{z}_{R\_rel}$  (5.56) eingeführt:

$$\underline{z}_{R\_rel} = \underline{z}_R - \underline{w}$$

Hintergrund für die Modellumformung ist die fehlende Steuerbarkeit der absoluten Radkoordinaten<sup>60</sup>. Da demgegenüber die Aufbaukoordinaten durch die Plungerwege beliebig beeinflusst werden können, ist hier also keine Modifikation der Darstellung notwendig.

Gleichzeitig soll das Gesamtsystem im Laplace-Bereich dargestellt werden. Dieses Vorgehen hat vor allen Dingen eine verbesserte Übersichtlichkeit zum Ziel.

Durch Einsetzen von (5.56) in (5.25) bei gleichzeitiger Laplace-Transformation<sup>61</sup> folgt:

$$\begin{bmatrix} \Theta A s^2 + T_G^{*T} A_2 T_G^* s + T_G^{*T} A_1 T_G^* \\ z_A \\ n \\ w \end{bmatrix} = T_G^{*T} [A_1 + A_2 s] H \underline{z}_{R\_rel} + T_G^{*T} [A_1 + A_2 s] H \underline{w} + T_G^{*T} A_1 \underline{u} + \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix} \quad (6.1)$$

$$H[m_R H^{-2} s^2 + A_2 s + A_1 + H^{-2} c_R] H \underline{z}_{R\_rel} = -H[m_R H^{-2} s^2 + A_2 s + A_1] H \underline{w} - H A_1 \underline{u} + H[A_1 + A_2 s] T_G^* \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} \quad (6.2)$$

**Dies ist die Systemdarstellung, an der alle folgenden Berechnungen durchgeführt werden.**

<sup>58</sup> Damit ist zum Beispiel die Frage nach der zu verwendenden Filterordnung oder der Integration von Hochpaßfiltern etc. gemeint.

<sup>59</sup> Diese Problematik ist analog zu dem Lösungsansatz einer Differentialgleichung zu betrachten. Erst nach Einsetzen des Ansatzes kann eine Aussage über die Güte des Ansatzes getroffen werden (Differentialgleichung gelöst oder nicht gelöst).

<sup>60</sup> Der stationäre Wert der absoluten Radkoordinate ist alleine durch die Straßenkoordinate bestimmt, also nicht durch die Plungerwege steuerbar. Siehe: stationäre Betrachtungen im Kapitel 5.

<sup>61</sup> Die Laplace-Transformation wird z.B. in [FÖLL92] erläutert.

## 6.2 Ziele und Vorgehensweise

Die qualitativen Ziele wurden bereits in Kapitel 3 erörtert. Nachfolgend sollen diese Ziele genauer auf ihr Konfliktpotential hin untersucht werden.

### Physikalische Grenzen

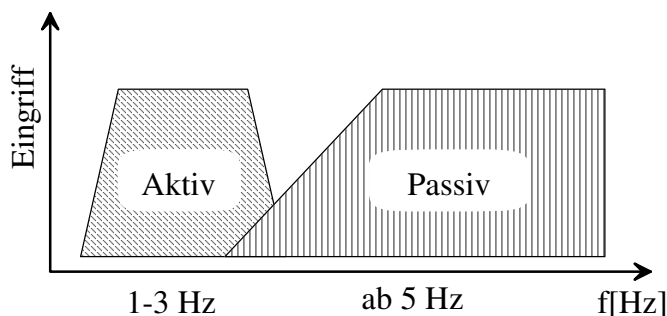
Zunächst soll untersucht werden, ob unter idealen Bedingungen eine beliebige Beeinflussung der Aufbau- und Raddynamik möglich ist. Dazu wird von den Gleichungen (6.1) und (6.2) ausgegangen. Es soll gefordert werden, daß einerseits der Aufbau in Ruhe gehalten werden soll und andererseits die Latschwege konstant bleiben. Die Gleichungen gehen dann über in:

$$\begin{aligned} \underline{u}_{KA} &= -[I_4 + A_1^{-1}A_2s]H\underline{w} \quad \text{und} \\ \underline{u}_{KR} &= -[A_1^{-1}m_RH^{-2}s^2 + I_4 + A_1^{-1}A_2s]H\underline{w} \end{aligned} \quad (6.3)$$

Die beiden Steuerstrategien sind nur gleich, falls die Radmasse zu Null angenommen wird. Es ist also auch bei beliebig hohem Energieaufwand keine beliebige Beeinflussung von Sicherheit und Komfort gleichzeitig möglich. Vielmehr muß in jedem Fall ein Kompromiß eingegangen werden. Es stellt sich also jetzt die Frage, auf welchen Aspekt der Schwerpunkt der Regelung gelegt werden soll.

### Schwerpunkt der Regelung und Entwurfskonzept

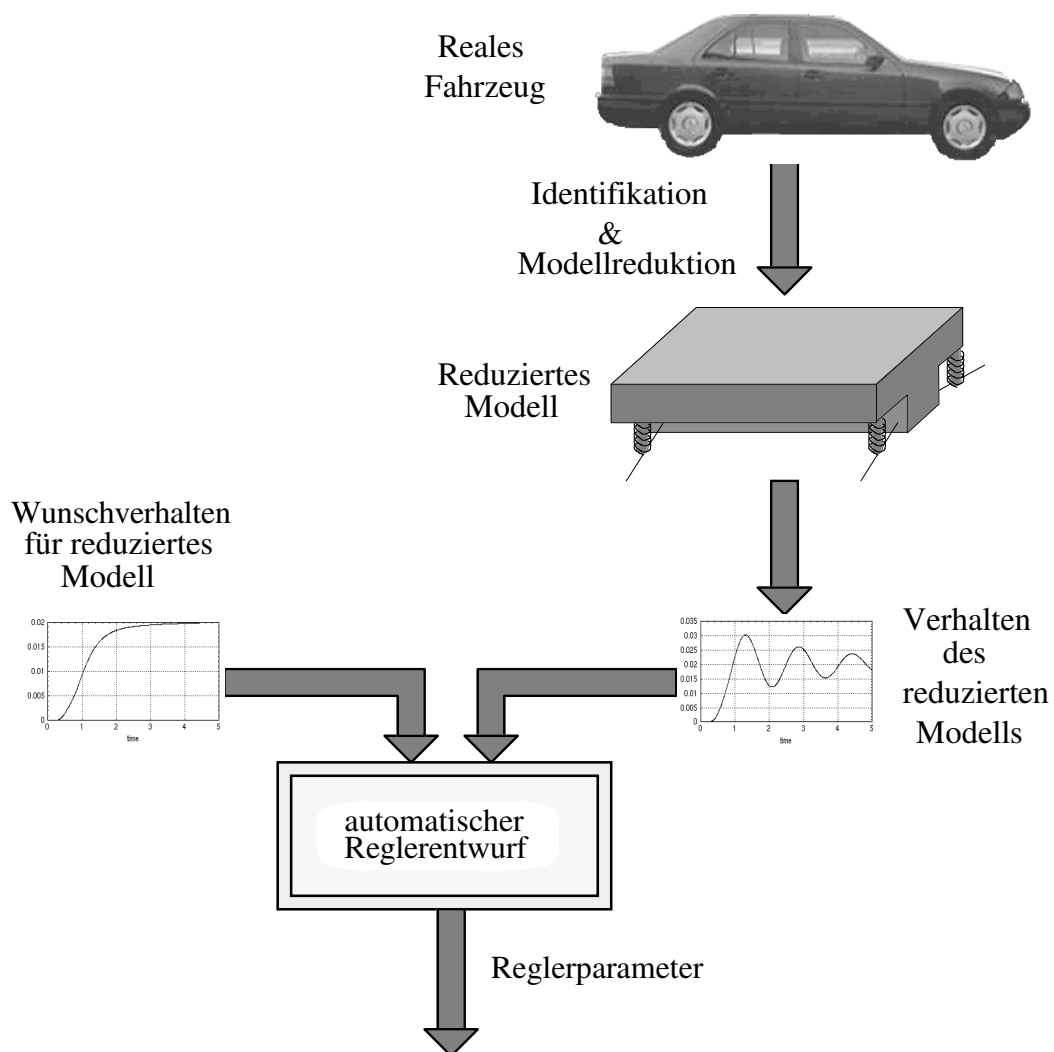
Wird eine aktive Beeinflussung des Sicherheitsaspektes angestrebt, so ist die Beeinflussung der Raddynamik notwendig. Aufgrund des hochfrequenten Eingriffs ist dieses Vorgehen mit einem hohen Energieaufwand verbunden. Es erscheint daher sinnvoll, den Reglerentwurf auf Komfort hin auszulegen. Um den Energieeinsatz weiter zu limitieren, wird der Reglerentwurf mit einer Filterwirkung ausgelegt, so daß der Regler nicht in den Radfrequenzbereich eingreift. Es ist dann die Aufgabe der passiven Feder-/Dämpferelemente, für eine ausreichende Raddämpfung zu sorgen. Eine Filterintegration in das Regelkonzept ist auch aus Gründen der Störempfindlichkeit unbedingt erforderlich, da im Fahrzeug naturgemäß alle Meßdaten einen hohen Rauschanteil beinhalten. Bild 6-1 zeigt die frequenzmäßige Aufteilung der Aufgaben zwischen aktiven und passiven Elementen des Fahrwerks. Dabei sind die passiven Elemente nach neuen Gesichtspunkten so zu entwerfen, daß beide Fahrwerkskomponenten sinnvoll zusammenarbeiten.



**Bild 6-1:** Aufteilung der Eingriffsfrequenzen der aktiven und passiven Elemente

Um eine analytische Berechnung des Reglers zu ermöglichen, ist eine Reduktion des Modells (6.1) und (6.2) notwendig. Dazu soll die Dynamik der Räder bis auf stationäre Einflüsse aus der Modelldarstellung eliminiert werden. Dieses Vorgehen gewährleistet neben der angestrebten Verringerung der Modellordnung die Entwicklung eines Regelkonzeptes, das auf die Regelung der Aufbaufreiheitsgrade spezialisiert ist. Wird diese Modellreduktion nicht durchgeführt, so muß bei einem analytischen Vorgehen und dem Ziel, einen vollständigen Reglerentwurf zu garantieren, die Radbewegung explizit in den Regler integriert werden. Dies ist aber aus Energiebetrachtungen unerwünscht.

Wie bereits in Kapitel 2.3 erläutert, soll der Regler durch die Vorgabe eines Wunschverhaltens<sup>62</sup> parametrisiert werden. Dies erfolgt durch einen Vergleich des allgemein berechneten Verhaltens des geschlossenen Regelkreises und einer Wunschübertragungsfunktion gleicher Ordnung (Bild 6.2). Dieses Vorgehen berücksichtigt den Umstand, daß Aufbaubewegungen immer in Relation zum konkreten Straßensignal gesehen werden müssen<sup>63</sup>.



**Bild 6.2:** Konzept der Reglerparametrierung

<sup>62</sup> Ein geeignetes Wunschverhalten wird in Kapitel 6.6.3 und 6.7.3 hergeleitet.

<sup>63</sup> Eine sehr große Anregung von der Straße wird immer eine sehr hohe Aufbaubeschleunigung nach sich ziehen!

Damit der Reglerentwurf sinnvoll gestaltet werden kann, soll nachfolgend dargelegt werden, welche Struktur die resultierende Übertragungsfunktion des geschlossenen Regelkreises haben muß und was daraus für die resultierende Aufbaubewegung folgt.

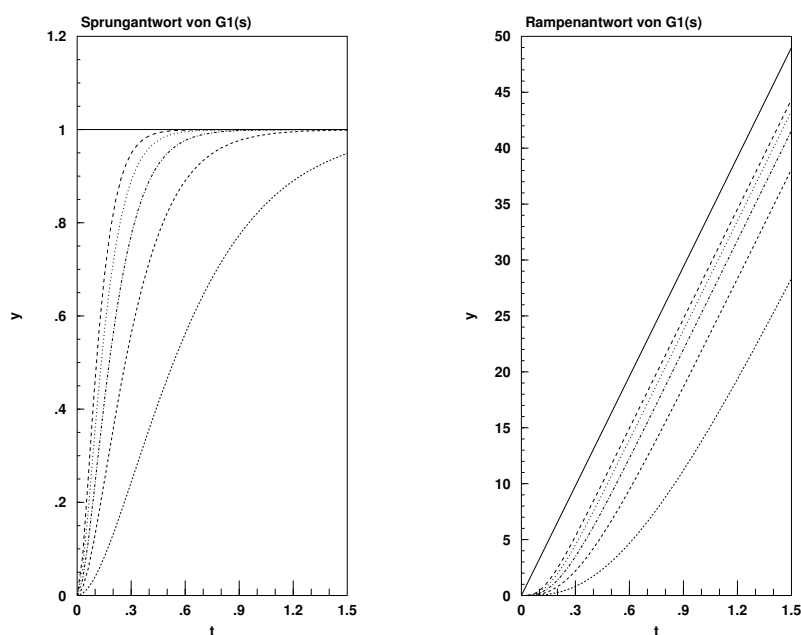
### Was kann für die Aufbaubewegung erwartet werden?

Zunächst einmal muß erkannt werden, daß eine gewisse Aufbaubewegung notwendig ist, da der Fahrzeugaufbau stationär dem Straßenprofil folgen muß. Die Regelung so auszulegen, daß die absolute Aufbaugeschwindigkeit bzw. -beschleunigung auf Null geregelt wird, ist also nicht sinnvoll und würde zu einem unrealisierbaren Entwurf führen<sup>64</sup>.

Es stellt sich also die Frage, welches Wunschverhalten für den Aufbau angestrebt wird. Nahelegend erscheint die Forderung nach einem streng aperiodischen Verhalten des Aufbaus. Die geforderte Übertragungsfunktion zwischen Fußpunktanregung und der Aufbaukoordinate könnte also lauten<sup>65</sup>:

$$z_A(s) = G_1(s)w(s) \text{ mit } G_1(s) = \frac{1}{a_2s^2 + a_1s + 1}$$

Betrachtet man jedoch als Eingangssignal eine Rampe ( $w(t) = k \cdot t$ ), so weist das  $PT_N$ -Glied eine bleibende Abweichung zwischen Ein- und Ausgangssignal auf (Bild 6-3). Dies bedeutet, daß das Fahrzeug bei einer Bergfahrt proportional zur Anstiegsgeschwindigkeit an relativem Niveau verlieren würde, und im Grenzfall bis auf die Plungerendlager fahren würde. Ein  $PT_N$ -Verhalten ist also ein nicht realisierbarer Entwurfsansatz.



**Bild 6-3:** Sprung- und Rampenantwort eines  $PT_N$ -Systems

Es stellt sich somit die Frage, welche Bedingungen für ein Konvergenzverhalten auf ein rampenförmiges Eingangssignal hin vorliegen müssen.

Es soll zunächst von einer allgemeinen skalaren Übertragungsfunktion ausgegangen werden.

$$y = G_2(s)u$$

<sup>64</sup> ist aber theoretisch möglich.

<sup>65</sup> Die Frage der Systemordnung soll hier zunächst außer acht gelassen werden.

Als Kriterium für die Konvergenz wird die Differenz zwischen Ein- und Ausgangssignal betrachtet.

$$\Delta := y - u = G_2(s)u - u \stackrel{!}{=} 0 \text{ für } t \rightarrow \infty$$

Soll als Eingangssignal eine Rampe verwendet werden, so kann im Laplace-Bereich  $u$  folgendermaßen angegeben werden:

$$u = \frac{1}{s^2}$$

Also geht die Differenz über in

$$\Delta := G_2(s) \frac{1}{s^2} - \frac{1}{s^2} = \frac{Z - N}{N \cdot s^2}.$$

Für den Grenzwert muß dann gefordert werden

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \Delta(t) = \lim_{s \rightarrow 0} s \Delta(s) = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{Z - N}{N \cdot s} \stackrel{!}{=} 0.$$

Für die Übertragungsfunktion wird nun eine allgemeine lineare Übertragungsfunktion angenommen:

$$G_2(s) = \frac{Z}{N} = \frac{a_n s^n + a_{n-1} s^{n-1} + \dots + a_1 s + 1}{b_n s^n + b_{n-1} s^{n-1} + \dots + b_1 s + 1}$$

Die Grenzwertbetrachtung liefert:

$$\begin{aligned} \lim_{t \rightarrow \infty} \Delta(t) &= \lim_{s \rightarrow 0} s \Delta(s) = \lim_{s \rightarrow 0} s \left( G_2(s) \frac{1}{s^2} - \frac{1}{s^2} \right) = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{Z - N}{N \cdot s} = \\ &= \lim_{s \rightarrow 0} \frac{(a_n s^n + a_{n-1} s^{n-1} + \dots + a_1 s + 1) - (b_n s^n + b_{n-1} s^{n-1} + \dots + b_1 s + 1)}{(b_n s^n + b_{n-1} s^{n-1} + \dots + b_1 s + 1) \cdot s} = \\ &= \lim_{s \rightarrow 0} \frac{(a_n - b_n) s^n + (a_{n-1} - b_{n-1}) s^{n-1} + \dots + (a_1 - b_1) s}{(b_n s^n + b_{n-1} s^{n-1} + \dots + b_1 s + 1) \cdot s} = \\ &= \lim_{s \rightarrow 0} \frac{(a_n - b_n) s^{n-1} + (a_{n-1} - b_{n-1}) s^{n-2} + \dots + (a_1 - b_1)}{b_n s^n + b_{n-1} s^{n-1} + \dots + b_1 s + 1} = \\ &= a_1 - b_1 \stackrel{!}{=} 0 \end{aligned}$$

Also ergibt sich als Konvergenzbedingung:

$$a_1 = b_1 \tag{6.4}$$

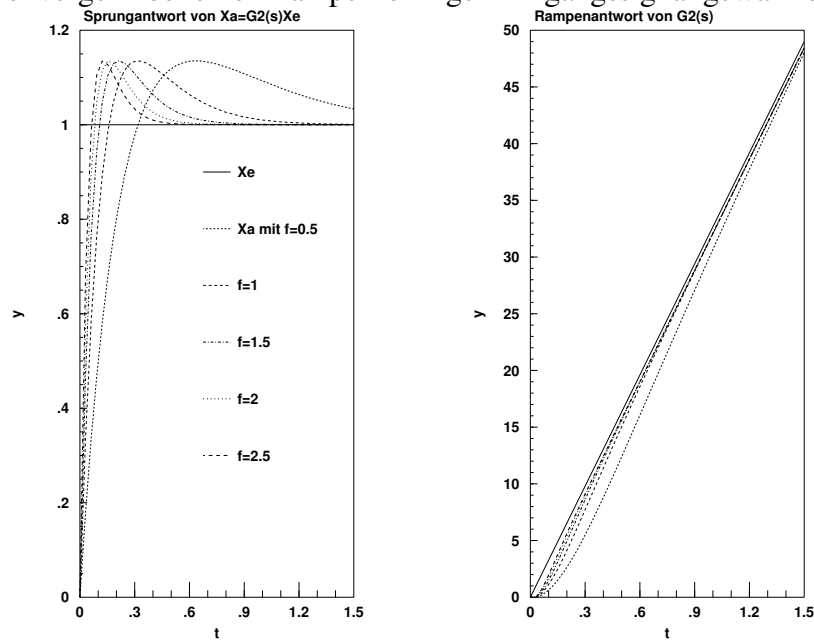
Es müssen daher diese beiden Koeffizienten identisch sein, damit das geforderte Konvergenzverhalten garantiert ist.

Angewandt auf das Problem der Wunschübertragungsfunktion bedeutet dies, daß auf jeden Fall ein D-Anteil im resultierenden Gesamtverhalten als Realisierbarkeitsbedingung



notwendig ist. Dies hat wiederum zur Folge, daß die Sprungantwort stabiler Systeme<sup>66</sup>  $G_2(s)$  ein Überschwingverhalten aufweisen muß. Diese Zusammenhänge sind im Bild 6-4 dargestellt.

Für  $G_2(s) = \frac{b_1s + 1}{b_2s^2 + b_1s + 1}$  sind für verschiedenen Parametrierungen die Sprung- und Rampenantworten aufgetragen. Die Sprungantwort von  $G_2(s)$  weist also ein Überschwingverhalten auf, während die Konvergenz bei einem rampenförmigen Eingangssignal gewährleistet ist.



**Bild 6-4:** Sprung- und Rampenantworten eines  $PDT_N$ -Systems

<sup>66</sup>

also mindestens alle  $b_i > 0$

## 6.3 Modellreduktion

Die Modellreduktion hat neben der Verminderung der Modellordnung vor allen Dingen die Eliminierung der Raddynamik aus der Modellbeschreibung zum Ziel. Durch diese Vorgehensweise wird die Berechnung eines analytischen Reglers möglich, der allein auf die Aufbaudynamik wirken soll.

Dazu wird zunächst die stationäre Raddynamik in Abhängigkeit der Aufbau- und Plungerposition berechnet. Aus der ursprünglichen Differentialgleichung für die Radbewegung (6.2) folgt durch Herausstreichen der Dynamikanteile

$$[A_1 H + H^{-1} C_R] \underline{z}_{R\_rel} = -A_1 H \underline{w} - A_1 \underline{u} + A_1 T_G^* \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix}$$

bzw. nach Linksmultiplikation mit  $[H + A_1^{-1} H^{-1} C_R]^{-1} A_1^{-1}$  und anschließender Umstellung

$$\underline{z}_{R\_rel} = [H + A_1^{-1} H^{-1} C_R]^{-1} T_G^* \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} - [H + A_1^{-1} H^{-1} C_R]^{-1} H \underline{w} - [H + A_1^{-1} H^{-1} C_R]^{-1} \underline{u}.$$

Um diese Berechnung weiter zu vereinfachen, wird die folgende Approximation durchgeführt:

$$[H + A_1^{-1} H^{-1} C_R]^{-1} \approx [A_1^{-1} H^{-1} C_R]^{-1} = \frac{1}{C_R} H A_1 \quad (6.5)$$

Also folgt für den stationären Latschweg:

$$\underline{z}_{R\_rel}^{stat} = \frac{1}{C_R} H A_1 \left[ T_G^* \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} - H \underline{w} - \underline{u} \right] \quad (6.6)$$

Mit dieser Gleichung kann der Latschweg in der Gleichung für den Aufbau eliminiert werden. Gleichzeitig wird in dieser Gleichung die Latschgeschwindigkeit herausgestrichen. Somit geht (6.2) über in:

$$\begin{aligned} \left[ \Theta_A s^2 + T_G^{*T} A_2 T_G^* s + T_G^{*T} A_1 T_G^* \right] \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} &= T_G^{*T} A_1 H \frac{1}{C_R} H A_1 \left[ T_G^* \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} - H \underline{w} - \underline{u} \right] + \\ &+ T_G^{*T} [A_1 + A_2 s] H \underline{w} + T_G^{*T} A_1 \underline{u} + \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix} \end{aligned}$$

und geordnet nach Zustandsgrößen

$$\left[ \Theta_A s^2 + T_G^{*T} A_2 T_G^* s + T_G^{*T} A_1 \left( I_4 - H_{cR}^{-1} H A_1 \right) T_G^* \right] \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} = T_G^{*T} A_1 \left( I_4 - H_{cR}^{-1} H A_1 \right) \underline{u} +$$

$$+ T_G^{*T} \left[ A_2 s + A_1 \left( I_4 - H_{cR}^{-1} H A_1 \right) \right] H \underline{w} + \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix}$$

Die folgende Abkürzung ermöglicht eine kompakte Darstellung des Modells:

$$A_1^\# = A_1 \left( I_4 - H_{cR}^{-1} H A_1 \right) \text{ und damit} \quad (6.7)$$

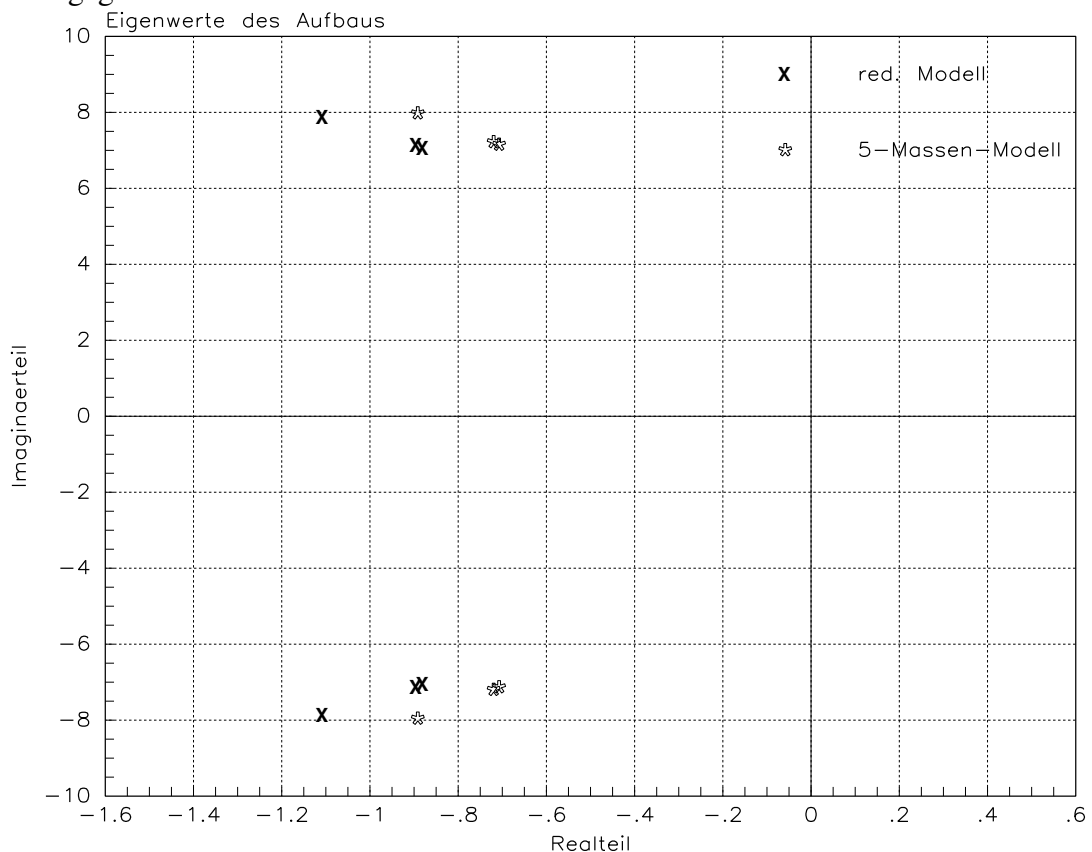
$$A_1^* = T_G^{*T} A_1^\# T_G^*$$

$$A_2^* = T_G^{*T} A_2 T_G^*$$

Damit nimmt die Darstellung für das reduzierte Modell die folgende Form an:

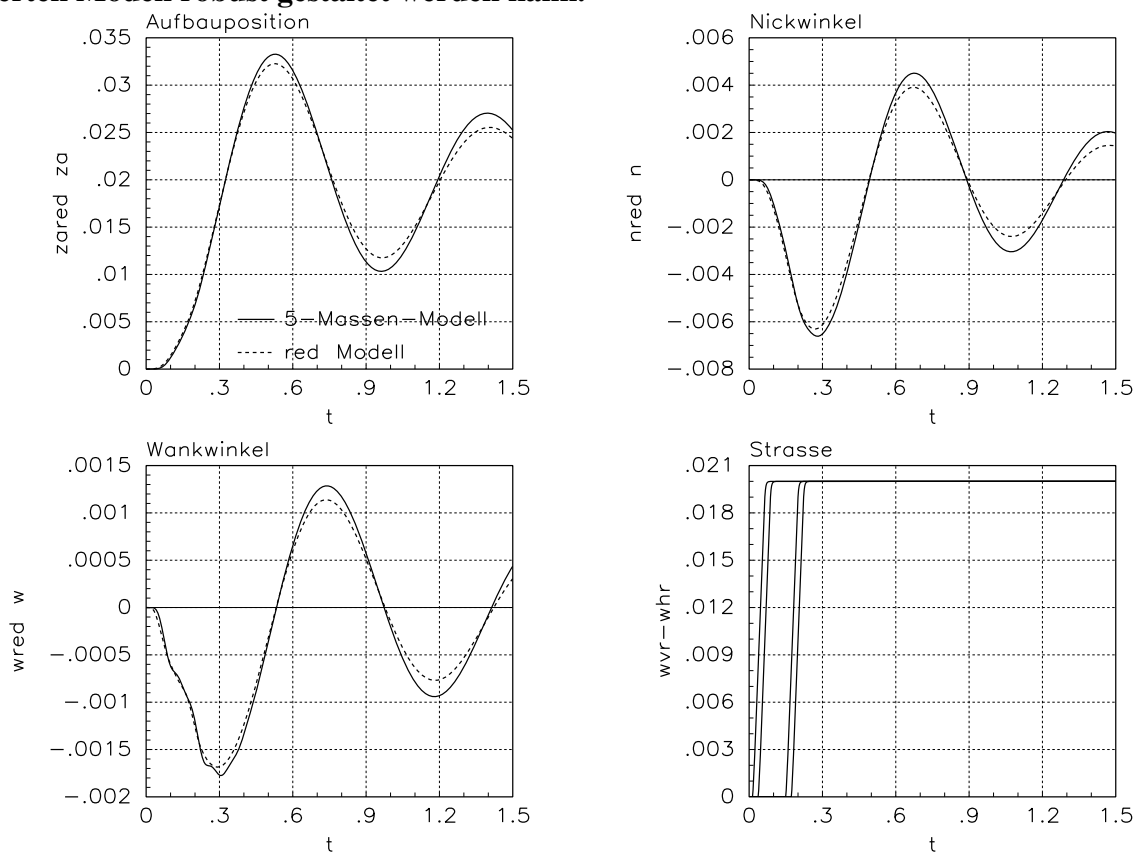
$$\left[ \Theta_A s^2 + A_2^* s + A_1^* \right] \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} = T_G^{*T} A_1^\# \underline{u} + T_G^{*T} [A_2 s + A_1^\#] H \underline{w} + \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix} \quad (6.8)$$

Die Eigenwertanalyse für die drei Aufbaufreiheitsgrade ist im unteren Bild dargestellt. Das reduzierte Modell weist also nur Fehler in den Realteilen auf. Die Imaginäranteile werden sehr gut wiedergegeben.



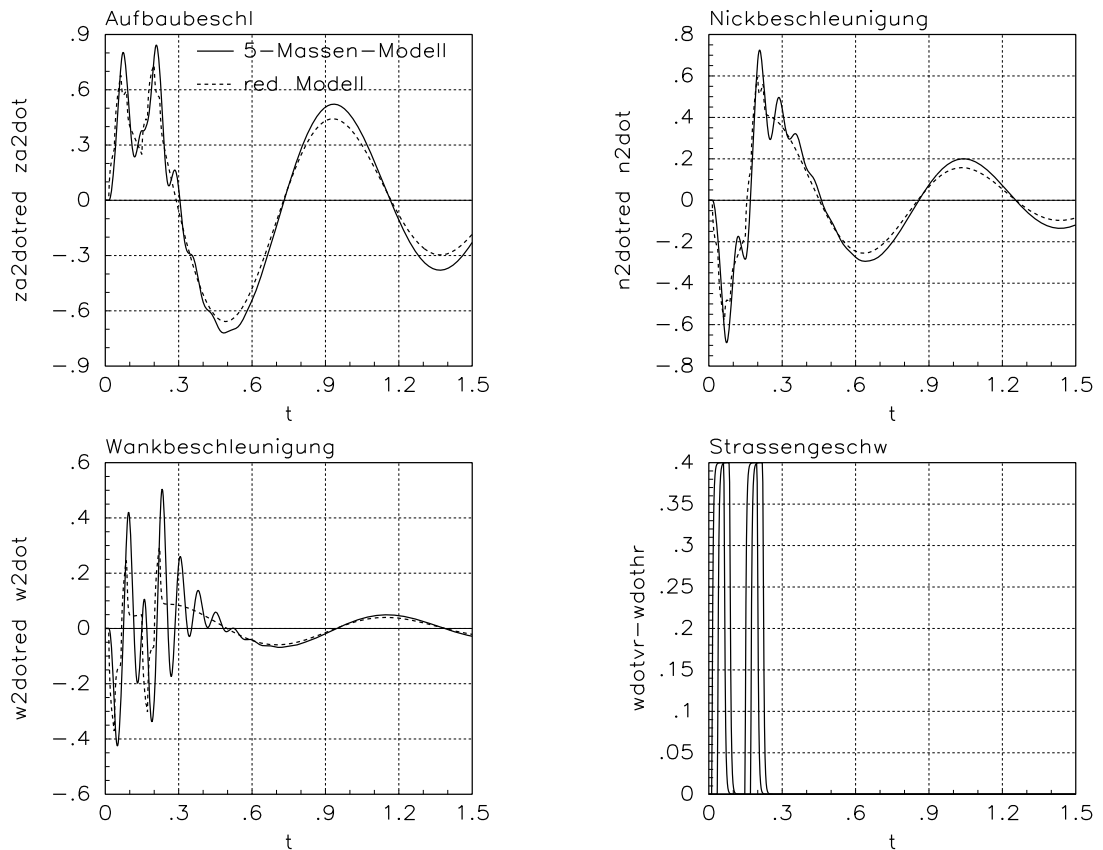
**Bild 6-5: Vergleich der Eigenwerte des Aufbau zwischen reduziertem Modell und Gesamtmodell**

Die Sprungantwort (Bild 6.6) zeigt die Qualität der Approximation des reduzierten Modells. Es liegt lediglich ein Amplitudenverlust gegenüber dem Gesamtmodell vor, jedoch kein Phasenverlust. Da die Amplituden des reduzierten Modells geringer ausfallen, als die des Gesamtmodells, ist zusätzlich zu erwarten, daß eine Reglersynthese an dem reduzierten Modell robust gestaltet werden kann.



**Bild 6-6:** Sprungantwort des Gesamtmodells und des reduzierten Modells

Der Vergleich der Beschleunigungskurven zeigt den erwarteten Effekt der Modellreduktion. Das reduzierte Modell gibt die niederfrequenten Anteile des Aufbau sehr gut wieder, während die hochfrequenten Anteile, die aus den Radbewegungen resultieren, vernachlässigt werden.



**Bild 6-7: Sprungantwort des Gesamtmodells und des reduzierten Modells**

Die Reglerstruktur ist nun so zu entwerfen, daß die Bedingungen für die Modellreduktion von der Regelung nicht verletzt werden. Konkret heißt dies, daß der Regler nicht im Radfrequenzbereich eingreifen darf. Ist dies sichergestellt, so wird eine Beruhigung der Aufbaubewegung durch die Regelung zu einer weiteren Modellübereinstimmung zwischen reduziertem Modell und Gesamtmodell führen, da eine verringerte Aufbaubewegung auch reduzierte Radbewegungen nach sich zieht. Geringe Radbewegungen<sup>67</sup> sind aber genau die Voraussetzung für die Anwendbarkeit des reduzierten Modells.

<sup>67</sup>

im Aufbaufrequenzbereich

## 6.4 Reglerelemente und Reglerstruktur

Es stellt sich nun die konkrete Frage nach der notwendigen Reglerstruktur, die zur Lösung der Designaufgabe notwendig ist. Dazu sollen zunächst die Anforderungen an die Regelung näher betrachtet werden. In Kapitel 3 wurden die qualitativen Anforderungen bereits beschrieben:

1. Komfort
2. Sicherheit
3. Niveauregulierung
4. Horizontierung
5. Energie

Aus diesen Aspekten können die notwendigen Reglerbausteine abgeleitet werden.

zu 1.

Der Komfort ist nach [FRAN94] maßgeblich durch die Aufbaubeschleunigung bestimmt. Es ist also naheliegend, die Beschleunigungen der drei Aufbaufreiheitsgrade Huben, Nicken, Wanken zur Regelung heranzuziehen.

zu 2.

Der Sicherheitsaspekt soll im Regelkonzept nicht explizit berücksichtigt werden, da hier ein Konflikt mit der Energie und dem Komfort vorliegt. Die Regelung soll so ausgelegt werden, daß sie keine nachteilige Beeinflussung der Raddynamik mit sich bringt. Dies wird durch die Integration von Filterelementen sichergestellt. Es ist dann die Aufgabe der passiven Feder-/Dämpferelemente, für eine ausreichende Raddämpfung zu sorgen<sup>68</sup>. Gleichzeitig ist bekannt, daß eine beruhigte Aufbaubewegung geringere Radlastschwankungen nach sich zieht. Die Regelung der Aufbaubewegung wird also indirekt auch eine Verbesserung des Sicherheitsaspektes nach sich ziehen.

zu 3.

Der Forderung nach Komfort steht die Notwendigkeit gegenüber, stationär dem Straßenprofil zu folgen. Es ist daher eine regelungstechnische Kopplung an die Straße notwendig. Dazu werden die drei Relativkoordinaten

$$\begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix}_{AF}^{rel} = \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} - \left( T_{GE,R}^{-1} \right)_{Z1:3} w$$

zwischen Aufbau und Fahrbahn herangezogen (siehe (5.60)). Um eine bleibende Regelabweichung zu verhindern, müssen diese Koordinaten über Integratoren in das Regelkonzept einfließen.

zu 4.

Der Begriff der Horizontierung erstreckt sich vor allen Dingen auf das Aufbauverhalten bei Kurvenfahrt und Bremsen/Beschleunigen. Wie bereits in Kapitel 3

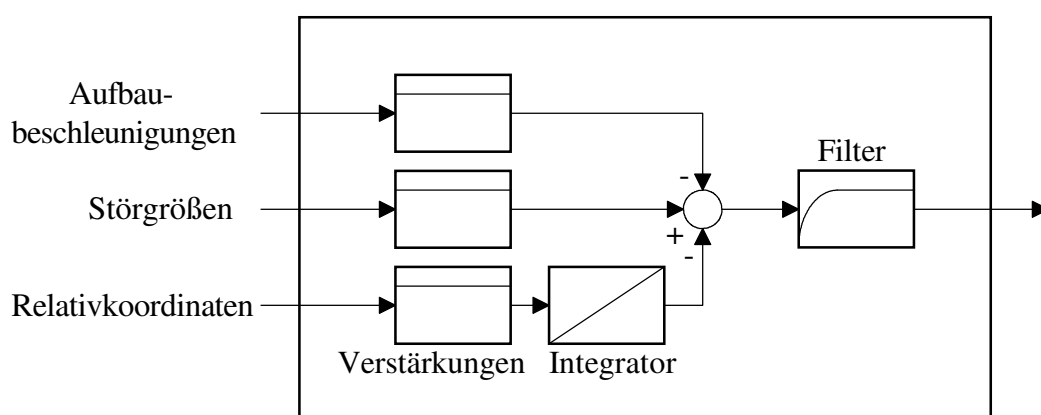
<sup>68</sup> Das damit verknüpfte Entwurfsverfahren wird später erörtert.

erläutert, ist eine Horizontierung in diesen Situationen sowohl für den Komfort, als auch für die Sicherheit maßgebend. Es sind also Maßnahmen notwendig, die das Wanken und Nicken bei fahrdynamischen Manövern reduzieren. Diese Aufgabe überdeckt sich zum Teil mit der Aufgabe der Niveauregulierung, die einer Abweichung der Relativkoordinaten (5.60) entgegenwirkt. Da aber dieser Anteil nur eine geringe Dynamik aufweisen soll, ist eine Störgrößenkompensation notwendig. Dazu ist die meßtechnische Erfassung der Störmomente  $M_N$  und  $M_W$  über die Längs- und Querschleunigung erforderlich. Diese Störmomente werden dann direkt auf den Regelausgang aufgeschaltet. Im idealen Fall wird diese Störgrößenkompensation eine querdynamische Störung so ausgleichen, daß die Regelung nicht eingreifen muß. Hier ist allerdings Vorsicht geboten, da die gemessene Quer- und Längsbeschleunigung auch Eigenbewegungsanteile des Aufbaus beinhaltet (vgl. (5.46)). Da die Störgrößen positiv aufgeschaltet werden müssen, erfolgt auch eine positive Rückkopplung der Aufbaubewegung. Eine reine Störgrößenkompensation wird demnach auf jeden Fall zur Instabilität führen. Es ist daher einerseits eine meßtechnische Korrektur der gemessenen Quer- und Längsbeschleunigung notwendig, und andererseits eine robuste Reglerauslegung, die die fehlerhafte Aufschaltung ausregelt.

zu 5.

Der Energieproblematik wird zum einen durch die Integration von Filtern begegnet. Ein weiterer Einfluß besteht in einer geeigneten Vorgabe einer Wunschdynamik für den Aufbau. Dabei wird dieser Aspekt von der Überlegung bestimmt, daß die Differenz zwischen unregelmäßigem Verhalten und Wunschverhalten maßgeblich für den erforderlichen Energieaufwand ist. Je weiter das Wunschverhalten von dem unregelmäßigem Verhalten entfernt ist, um so mehr muß die Regelung eingreifen. Dieser Punkt betrifft nicht die Reglerstruktur selbst, sondern die Synthese eines geeigneten Wunschverhaltens. Diese Problematik wird später diskutiert.

Es kann also zunächst eine allgemeine Reglerstruktur definiert werden (Bild 6-8):



**Bild 6-8:** Schematische Darstellung der Reglerstruktur

### Weitere Anforderungen

Der Reglerentwurf muß weitere Aspekte berücksichtigen, um zu einem befriedigenden Ergebnis zu kommen.

➤ Vorgabe der gesamten Dynamik

Der Entwurfsgedanke basiert auf der Idee, die gesamte Aufbaudynamik durch die Vorgabe einer Wunschdynamik zu bestimmen. Damit dies möglich ist, muß der Regler eine ausreichende Anzahl von Freiheitsgraden<sup>69</sup> zur Verfügung stellen. Die resultierende Systemordnung<sup>70</sup> des geschlossenen Regelkreises muß also mit der Anzahl der frei vorzugebenden Reglermatrizen übereinstimmen. Dies ist durch die in Bild 6-8 skizzierte einfache Reglerstruktur nicht möglich. Vielmehr muß die Reglerstruktur durch weitere dynamische Elemente erweitert werden, die die Eingangsgrößen weiterverarbeiten. Hier liegt der eigentliche Designfreiheitsgrad für die Reglerstruktur.

➤ Minimale Reglerstruktur

Damit sich das Entwurfsverfahren möglichst einfach gestaltet, sollte die Reglerstruktur minimal sein. Die minimale Struktur wird einerseits durch den Wunsch bestimmt, die gesamte Dynamik festlegen zu wollen, und andererseits durch die allgemeinen Anforderungen an die Regelung, die qualitativen Kriterien<sup>71</sup> zu erfüllen.

➤ Robustheit und Störuneempfindlichkeit

Die Robustheit einer Regelung ist eine allgemeine Forderung, die hier eine besondere Bedeutung erhält, da sich die Systemparameter stark ändern können. Zudem ist das System starken Störungen ausgesetzt. Der Begriff der Robustheit wird üblicherweise mit der Frage der Reglerparametrierung verknüpft. Die Untersuchungen haben dagegen gezeigt, daß die Robustheit in erster Linie eine Funktion der Reglerstruktur ist. Liegt eine geeignete Struktur vor, so können die Systemparameter in weiten Bereichen variiert werden, ohne die Stabilität zu gefährden<sup>72</sup>. Es wird also die Aufgabe sein, eine robuste Struktur zu finden, die auf Störungen, Rauschen und Parameterschwankungen unempfindlich reagiert. Tendenziell ist die Aufgabe der Störuneempfindlichkeit bereits durch die skizzierte Reglerstruktur gelöst, da beide Regleranteile gleichermaßen Störungen entgegenwirken. Der Rauschempfindlichkeit wird durch die Filterintegration entgegengewirkt. Trotzdem muß auf diese Punkte im folgenden noch genauer eingegangen werden.

➤ Die Regelung der Verspannung  $\kappa$

Durch die Modellreduktion beschränkt sich das Regelkonzept auf die Beeinflussung der drei Aufbaufreiheitsgrade und der drei Relativkoordinaten. Es wurde aber bereits berechnet, daß in Relation zum Straßenprofil eine vierte Relativkoordinate, die Verspannung, entsteht (vgl. (5.59))<sup>73</sup>. Hier kann es durch

<sup>69</sup> entspricht der Anzahl der Parameter.

<sup>70</sup> Ordnung des charakteristischen Matrixpolynoms.

<sup>71</sup> Komfortsteigerung, Niveauregulierung, Horizontierung etc.

<sup>72</sup> Die Stabilitätsgüte ändert sich natürlich.

<sup>73</sup> Genau betrachtet, kann die hier interessierende Verspannung nur durch Auswertung einer der Abstützungskraft proportionalen Größe berechnet werden. Dazu ist entweder der Druck im Hydraulikzylinder oder aber der Plungerweg geeignet. Die Berechnung der Verspannung kann dann analog mit der Matrix  $T_{GE}^*$  erfolgen. Eine Approximation kann auch durch die Relativwege

b.w.



die Regelung zu einem Problem kommen, da diese Verspannung nicht von der Regelungsstruktur gesehen wird. Es ist daher möglich, daß über die Diagonalen zwei Zylinder ganz ein- bzw. ausgefahren werden. Dies geschieht in völliger Übereinstimmung mit den bisher diskutierten Regelzielen, da bei diesem Vorgang sowohl die Aufbau- als auch die drei Relativkoordinaten nicht verändert werden. Dieser Verspannungsvorgang resultiert aus nichtlinearen Vorgängen in den Ventilen, die bei einer angelegten Nullspannung trotzdem gewisse Ölmen- gen fördern. Durch die Integratorwirkung der Zylinder<sup>74</sup> kommt es dann zu einem langsamen Wegdriften. Die Regelstruktur muß also um den Eingang der Verspannung erweitert werden. Hier wird die Entwurfssystematik verlassen. Da es sich jedoch um eine einzige Größe handelt, ist dieses Zugeständnis vertretbar. Bei der Frage der notwendigen Reglerstrukturerweiterung ist zu beachten, daß zwar die drei Relativkoordinaten auf Null geregelt werden können, dies aber nicht gleichzeitig für die Verspannung erreichbar ist. Im Gegensatz zu den restli- chen Relativkoordinaten muß vielmehr für die Verspannung eine bleibende Re- gelabweichung akzeptiert werden, damit die oben diskutierten Regelziele erfüllt werden können. Die Verspannung wird also nicht über einen Integrator, sondern ausschließlich über einen Proportionalanteil in die Regelung eingehen. Der Ver- stärkungsfaktor ist manuell so einzustellen, daß im Regelbetrieb die Verspan- nung klein bleibt. Dies ist am besten auf einer völlig ebenen Straße im Stand vorzunehmen. Der Verstärkungsfaktor muß nun gerade so groß gewählt werden, daß die Verspannung verschwindet.

73

vorgenommen werden, wenn die Hydraulikzylinder eine gemeinsame Druckversorgung haben, so daß sich kleine Druckschw- kungen hier bereits ausgleichen können.

74

siehe zum Beispiel [FISCH93]

## 6.5 Meßtechnische Darstellung der benötigten Zustandsgrößen

In den bisherigen Betrachtungen wurde vorausgesetzt, daß die benötigten Zustandsgrößen für die Regelung bereitstehen. Im Gegensatz zu dieser Voraussetzung liefert keiner der zur Verfügung stehenden Sensoren diese Größen direkt. Es ist vielmehr jeweils eine Umrechnung notwendig.

Es stehen die folgenden Meßgrößen zur Verfügung:

- vier Vertikalbeschleunigungen an vier Ecken der Karosserie
- vier Relativwege an den Federbeinen
- die Quer- und Längsbeschleunigung

Die für die Regelung benötigten Zustandsgrößen müssen also aus diesen Signalen rekonstruiert werden.

### Berechnung der Aufbaubeschleunigungen Huben, Nicken, Wanken

Die Beschleunigungen der drei Freiheitsgrade können aus (5.41) durch Verwendung der Pseudoinversen der Matrix  $T_{BS}$  (s. (5.40)) aus den vier Vertikalbeschleunigungen berechnet werden<sup>75</sup>:

$$\begin{pmatrix} \ddot{z}_A \\ n \\ w \end{pmatrix} = \left( T_{BS}^T T_{BS} \right)^{-1} T_{BS}^T \begin{pmatrix} \ddot{z}_{A\_vr} \\ \ddot{z}_{A\_vl} \\ \ddot{z}_{A\_hr} \\ \ddot{z}_{A\_hl} \end{pmatrix} \quad (6.9)$$

### Berechnung der Relativkoordinaten

Die Relativkoordinaten zwischen Aufbau und Fahrbahn sind ebenfalls nicht direkt meßbar<sup>76</sup>. Es stehen zwar die Relativwege zwischen Aufbau und Lenkerstange am Federbein zur Verfügung, jedoch fehlt die Information über die Reifeneindrückung. Ausgangspunkt für die Approximation ist Gleichung (5.60):

$$\begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \\ \kappa \end{pmatrix}_{AF}^{rel} = \begin{pmatrix} I_3 \\ 0_{3 \times 1} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} - T_{GE\_RW}^{-1}$$

Für die zur Verfügung stehenden Sensorsignale wurde in (5.44) berechnet

<sup>75</sup> Die Pseudoinverse liefert das im Gauß'schen Sinne optimale Ergebnis. Durch die Sensorredundanz kann der Rauschabstand der resultierenden Zustandsgrößen verbessert werden. Stehen nur drei Vertikalbeschleunigungen zur Verfügung, so ist natürlich eine direkte Inversion notwendig.

<sup>76</sup> Eine Lösung könnte allerdings darin bestehen, durch optische oder ähnliche Meßverfahren direkt den Abstand zwischen Aufbau und Fahrbahn zu messen. Solche Sensoren stehen jedoch nicht zur Verfügung.

$$\underline{z}_{FB}^{rel} = -H\underline{z}_R + T_G^* \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix}.$$

Durch die Erweiterung

$$T_G^* = T_{GE}^* \begin{pmatrix} I_3 \\ 0_{3 \times 1} \end{pmatrix}$$

und anschließende Inversion der Matrix  $T_{GE}^*$  folgt:

$$\begin{pmatrix} I_3 \\ 0_{3 \times 1} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} = T_{GE}^{*-1} \underline{z}_{FB}^{rel} + T_{GE}^{*-1} H\underline{z}_R \quad (6.10)$$

(6.10) in (5.60) eingesetzt ergibt:

$$\begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \\ \mathbf{K} \end{pmatrix}_{AF}^{rel} = T_{GE}^{*-1} \underline{z}_{FB}^{rel} + T_{GE}^{*-1} H\underline{z}_R - T_{GE\_R}^{-1} \underline{w}$$

Falls die Lenker parallel angeordnet sind, gilt direkt aus (5.12) und (5.13)

$$T_{GE}^{*-1} H = T_{GE\_R}^{-1}$$

und daher

$$\begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \\ \mathbf{K} \end{pmatrix}_{AF}^{rel} = T_{GE}^{*-1} \underline{z}_{FB}^{rel} + T_{GE}^{*-1} H\underline{z}_R - T_{GE}^{*-1} H\underline{w} = T_{GE}^{*-1} \underline{z}_{FB}^{rel} + T_{GE}^{*-1} H(\underline{z}_R - \underline{w}).$$

Hier kann der Latschweg eingeführt werden:

$$\underline{z}_{R\_rel} = \underline{z}_R - \underline{w}$$

Also können die Relativkoordinaten exakt durch folgende Gleichung bestimmt werden:

$$\begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \\ \mathbf{K} \end{pmatrix}_{AF}^{rel} = T_{GE}^{*-1} \left( \underline{z}_{FB}^{rel} + H\underline{z}_{R\_rel} \right) \quad (6.11)$$

Um eine genaue Information über die Latschwege zu erhalten, ist die Messung der Radbeschleunigung notwendig<sup>77</sup>. Da dieses Meßsignal nicht zur Verfügung steht, wird eine

<sup>77</sup> Die Latschwege können durch Subtraktion der Gleichungen (6.1) und (6.2) berechnet werden.

stationäre Approximation der Latschwege vorgenommen. Dazu werden aus (5.22) alle Dynamikanteile herausgestrichen:

$$T_G^{*T} A_1 T_G^* \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} = T_G^{*T} A_1 H z_R + T_G^{*T} A_1 \underline{u} + \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix}$$

Dieser Gleichung kann eine vierte Zeile hinzugefügt werden, so daß eine Auflösung nach  $T_G^* \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix}^T$  möglich wird. Dazu wird die Matrix  $T_G^*$  zur Matrix  $T_{GE}^*$  erweitert. Gleichzeitig muß die Matrix

$$\mu_M = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & \mu \end{pmatrix} \text{ mit } -1 < \mu < 1$$

eingeführt werden. In dieser Matrix ist der Einfluß der variablen Wankmomentenaufteilung berücksichtigt<sup>78</sup>. Also folgt durch die Erweiterung

$$T_{GE}^{*T} A_1 T_G^* \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} = T_{GE}^{*T} A_1 H z_R + T_{GE}^{*T} A_1 \underline{u} + \mu_M \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix}$$

und nach Linksmultiplikation mit  $\left(T_{GE}^{*T} A_1\right)^{-1}$

$$T_G^* \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} = H z_R + \underline{u} + \left(T_{GE}^{*T} A_1\right)^{-1} \mu_M \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix}. \quad (6.12)$$

Werden aus der Differentialgleichung (5.24) für die Räder ebenfalls die Dynamikanteile herausgestrichen, so folgt nach Einsetzen von (6.12)

$$(H A_1 H + I_4 C_R) z_R = C_R \underline{w} - H A_1 \underline{u} + H A_1 \left( H z_R + \underline{u} + \left(T_{GE}^{*T} A_1\right)^{-1} \mu_M \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix} \right)$$

bzw.

$$C_R z_R = C_R \underline{w} + H A_1 \left(T_{GE}^{*T} A_1\right)^{-1} \mu_M \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix}.$$

Durch Einführen des gesuchten Latschweges  $z_{R\_rel} = z_R - \underline{w}$  ist die Approximation bestimmt:

<sup>78</sup>

Diese Systemerweiterung wird in Kapitel 8 erläutert.

$$\underline{z}_{R\_rel} \approx \frac{1}{c_R} H A_1 \left( T_{GE}^{*T} A_1 \right)^{-1} \mu_M \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix} \quad (6.13)$$

Also kann die folgende Näherung mit (6.11) und (6.13) für die Relativkoordinaten angegeben werden:

$$\begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \\ \kappa \end{pmatrix}_{AF}^{rel} \approx T_{GE}^{*-1} \left( \underline{z}_{FB}^{rel} + H \frac{1}{c_R} H \left( T_{GE}^{*T} \right)^{-1} \mu_M \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix} \right) \quad (6.14)$$

### Berechnung des Nick- und Wankmomentes

In (5.52) wurde bereits dargelegt, daß sich die gemessene Quer- und Längsbeschleunigung aus mehreren Anteilen zusammensetzt:

$$\begin{pmatrix} a_{x\_Mess} \\ a_{y\_Mess} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \Delta z_{NP\_BS} \ddot{n} \\ \Delta z_{WP\_BS} \ddot{w} \end{pmatrix} + g \begin{pmatrix} n \\ w \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{1}{\Delta z_{SP\_NPm_A}} & 0 \\ 0 & \frac{1}{\Delta z_{SP\_Wpm_A}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} M_N \\ M_W \end{pmatrix}$$

Dabei soll für die Berechnung des Nick- und Wankmomentes die folgende Berechnung zugrunde gelegt werden (vgl. (5.51)):

$$\begin{pmatrix} M_N \\ M_W \end{pmatrix} = m_A \begin{pmatrix} \Delta z_{SP\_NP} & 0 \\ 0 & \Delta z_{SP\_WP} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} a_x \\ a_y \end{pmatrix} \quad (6.15)$$

Durch Auflösen der Gleichung (5.52) lassen sich die Störmomente darstellen:

$$\begin{pmatrix} M_N \\ M_W \end{pmatrix} = m_A \begin{pmatrix} \Delta z_{SP\_NP} & 0 \\ 0 & \Delta z_{SP\_WP} \end{pmatrix} \left( \begin{pmatrix} a_{x\_Mess} \\ a_{y\_Mess} \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} \Delta z_{NP\_BS} \ddot{n} \\ \Delta z_{WP\_BS} \ddot{w} \end{pmatrix} - g \begin{pmatrix} n \\ w \end{pmatrix} \right)$$

Da die absoluten Winkel im Normalfall nur einen kleinen Anteil gegenüber den Eigenbewegungsanteilen liefern, wird auf diese Korrektur verzichtet<sup>79</sup>. Es folgt somit die Approximation:

$$\begin{pmatrix} M_N \\ M_W \end{pmatrix} \approx m_A \left[ \begin{pmatrix} \Delta z_{SP\_NP} & 0 \\ 0 & \Delta z_{SP\_WP} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} a_{x\_Mess} \\ a_{y\_Mess} \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} \Delta z_{SP\_NP} \Delta z_{NP\_BS} & 0 \\ 0 & \Delta z_{SP\_WP} \Delta z_{WP\_BS} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{n} \\ \ddot{w} \end{pmatrix} \right] \quad (6.16)$$

Die zur Korrektur benötigten Beschleunigungen stehen bereits durch (6.9) zur Verfügung.

<sup>79</sup>

Diese Approximation stellt dann ein Problem dar, wenn der Einfluß des g-Anteils dominant ist. Dies ist zum Beispiel in einer Steilkurve der Fall. Der Regelalgorithmus muß also so ausgelegt werden, das das Stabilitätsverhalten auch in diesem Fall nicht gefährdet ist.

## 6.6 Reglerentwurf mit unterlagerter Plungerregelung

Zunächst soll ein Regelkonzept vorgestellt werden, daß sich an der üblichen Vorgehensweise orientiert. Dabei besteht das Gesamtkonzept aus einer übergeordneten Regelstruktur, die Sollwegsignale an vier unterlagerte Regelkreise<sup>80</sup> liefert, die den geforderten Weg an den Hydraulikzylindern einstellen. Dieses Vorgehen hat neben der Anschaulichkeit des Konzeptes den Vorteil, daß durch die Plungerregelkreise auch ohne Eingriff der übergeordneten Regelstruktur bereits ein stabiles Gesamtsystem vorliegt. Die Inbetriebnahme einer solchen Kaskadenstruktur ist also unproblematisch. Verzichtet man dagegen auf diese Plungerregelung, so werden dem Gesamtsystem durch die Integratorwirkung der Zylinder vier grenzstabile Pole hinzugefügt. Sowohl manuelle als auch numerische Reglerparametrierungen werden durch diesen Umstand fast unmöglich.

### 6.6.1 Plungerregelkreis

Die Dynamik der unterlagerten Plungerregelkreise beeinflußt wesentlich die Gesamtdynamik. Es muß daher zunächst die Designproblematik dieser Regelkreise diskutiert werden. Bisherige Ansätze fordern neben der Stabilität der Plungerregelkreise ein sehr schnelles Ansprechverhalten, das heißt einen geringen Phasenverlust zwischen Sollweg- und Istwegsignal. Ziel ist es, ein gefordertes Sollwegsignal von der übergeordneten Strategie "möglichst schnell" umzusetzen. Dazu werden üblicherweise analoge Proportionalregler verwendet [FISCH94]. Dieser Regleransatz ist jedoch strukturell stöempfindlich [DUPL96b]. Desweiteren liegt kein Entwurfsverfahren vor, wie dieser unterlagerte Regler genau zu parametrieren ist.

#### *Plungerregelkreis als Filter*

Aufgrund der diskutierten Problematik liegt die Idee nahe, die Plungerregelung als Teil des Gesamtkonzeptes zu betrachten. Es wurde bereits dargelegt, daß eine Integration von Filtern in das Regelkonzept notwendig ist. Da der unterlagerte Regelkreis auf jeden Fall Phasenverlust mit sich bringt, stellt sich die Frage, ob dieser Regelkreis nicht so entworfen werden kann, daß er die gewünschte Filterwirkung des Gesamtkonzeptes übernimmt. In dem übergeordneten Konzept könnten in diesem Fall die Filter entfallen.

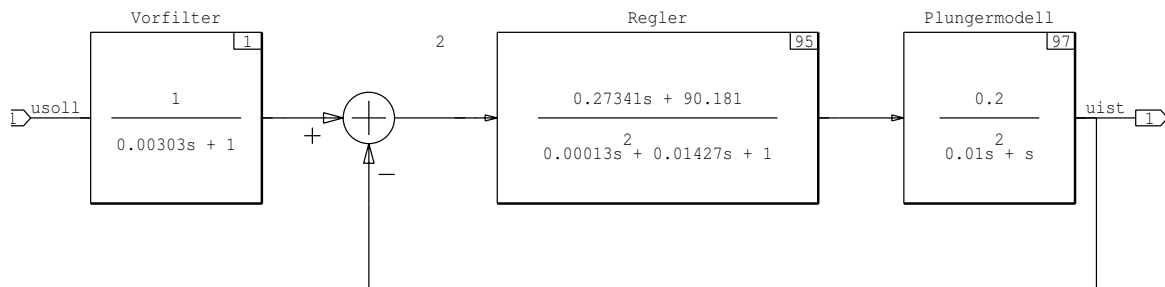
Dazu wird ein analytisches Entwurfsverfahren für einen  $PDT_2$ -Regler mit einem  $PT_1$ -Vorfilter vorgeschlagen (Bild 6-9). Das Verfahren wird in [DUPL96b] erläutert.

---

<sup>80</sup> Neueste Arbeiten zur Wegregelung von Hydraulikzylindern wurden von Duplitzer [DUPL96b] und Fischer [FISCH94] vorgelegt.

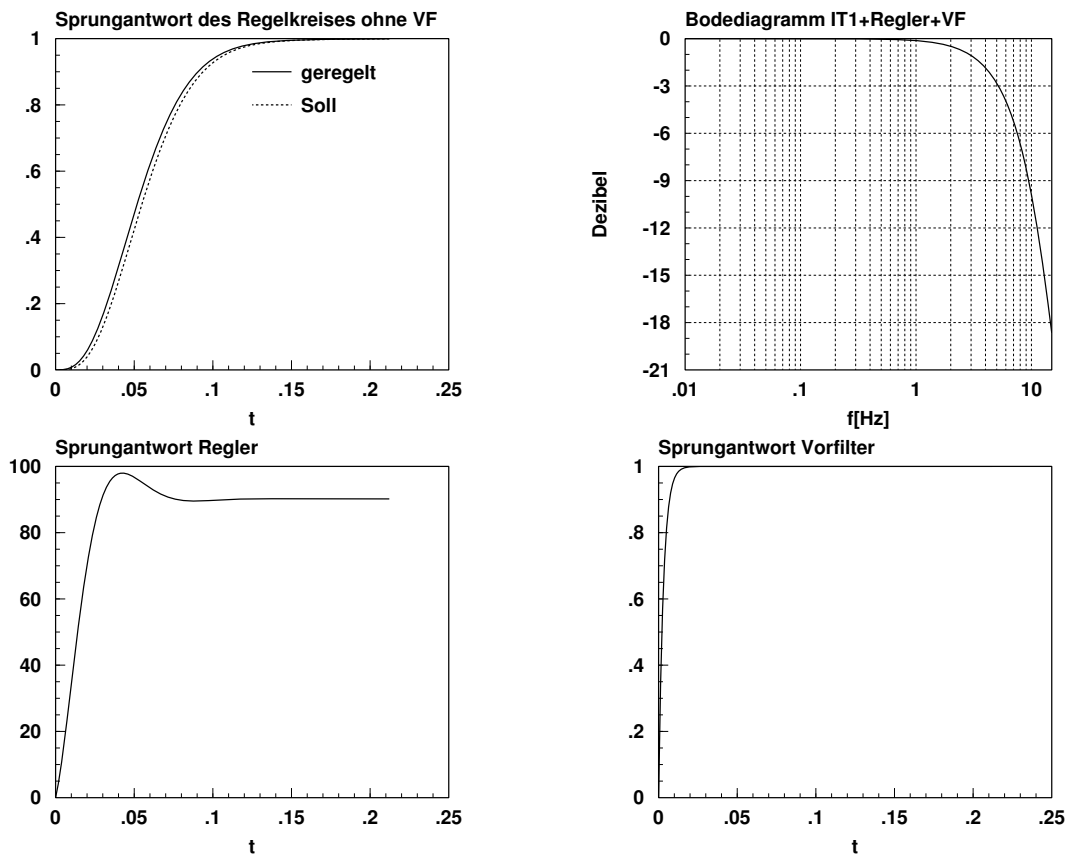
22-Aug-95

Continuous SuperBlock	Ext.Inputs	Ext.Outputs
plunger und regler skalar	1	1



**Bild 6-9: Plungerregler mit Vorfilter und Plungermodell**

Der Regler kann durch die Vorgabe einer gewünschten Eckfrequenz für den geschlossenen Regelkreis entworfen werden. Das resultierende Verhalten setzt sich aus einem  $PT_1$ -Glied gleicher Eckfrequenz und einem Bessel-Filter 3. Ordnung zusammen. Das Bessel-Filter wird dabei automatisch so vorgegeben, daß eine Approximation des gesamten Regelkreises als  $PT_1$ -Glied möglich ist. Ein Beispiel für das resultierende Verhalten ist in Bild 6-10 dargestellt.



**Bild 6-10:** Resultierendes Verhalten des geschlossenen Plungerlagerregelkreises und Sprungantworten der Reglerbausteine

Durch dieses Vorgehen kann also die unterlagerte Plungerdynamik als  $PT_1$ -Glied in das reduzierte Modell integriert und der weitere Entwurf an diesem erweiterten Modell vorgenommen werden.

**Erweiterung des reduzierten Modells durch die Plungerdynamik**

Die unterlagerte Plungerdynamik soll für alle vier Zylinder gleichermaßen durch ein  $PT_1$ -Verhalten approximiert werden.

$$\underline{u} = \frac{1}{T_{PlS} + 1} \underline{u}_{soll} \tag{6.17}$$

Das reduzierte Modell (6.8) kann also durch diesen Ansatz erweitert werden:

$$\begin{aligned} [\Theta_A s^2 + A_2^* s + A_1^*] \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} &= T_G^{*T} [A_2 s + A_1^\#] H \underline{w} + T_G^{*T} A_1^\# \underline{u} + \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix} \\ &= T_G^{*T} [A_2 s + A_1^\#] H \underline{w} + T_G^{*T} A_1^\# \frac{1}{T_{PlS} + 1} \underline{u}_{soll} + \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix} \end{aligned}$$

Durch Multiplikation mit  $T_{PlS} + 1$  erhält man



$$(T_{Pl}S + 1)[\Theta_{AS}^2 + A_2^*S + A_1^*] \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} = (T_{Pl}S + 1)T_K^{*T}[A_2S + A_1^\#]H\underline{w} + T_K^{*T}A_1^\# \underline{u}_{soll} + (T_{Pl}S + 1) \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix},$$

und durch ausmultiplizieren und sortieren:

$$\begin{aligned} & [T_{Pl}\Theta_{AS}^3 + (T_{Pl}A_2^* + \Theta_A)S^2 + (T_{Pl}A_1^* + A_2^*)S + A_1^*] \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} = \\ & = \left[ T_{Pl}T_K^{*T}A_2S^2 + \left( T_{Pl}T_K^{*T}A_1^\# + T_K^{*T}A_2 \right)S + T_K^{*T}A_1^\# \right] H\underline{w} + T_K^{*T}A_1^\# \underline{u}_{soll} + (T_{Pl}S + 1) \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (6.18)$$

## 6.6.2 Übergeordnete Regelstrategie

Mit den bisherigen Überlegungen wird folgender Regleransatz im Zeitbereich vorgeschlagen:

$$\underline{u}_{soll} = \left( T_{GE}^{*T}A_1^\# \right)^{-1} \mu_M \left[ K_B \begin{pmatrix} \ddot{z}_A \\ \dot{n} \\ \dot{w} \end{pmatrix} + K_{SH} \begin{pmatrix} \dot{z}_A \\ \dot{n} \\ \dot{w} \end{pmatrix} + K_P \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix}_{AF}^{rel} + K_I \int_{t=0}^{t_{end}} \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix}_{AF}^{rel} dt + \underline{u}_K \right] \quad (6.19)$$

Der Ansatz berücksichtigt durch die Aufbaubeschleunigung den Komfortaspekt, während die Relativkoordinaten zur Niveauregulierung herangezogen werden.  $\underline{u}_K$  faßt die noch zu definierende Störgrößenkompensation zur Horizontierung bei querdynamischen Manövern zusammen. Die Filterwirkung muß in diesen Ansatz natürlich nicht integriert werden, da diese Funktion von dem unterlagerten Regelkreis übernommen wird.

Mit (5.60) werden die Relativkoordinaten durch inertielle Größen dargestellt.

$$\begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix}_{AF}^{rel} = \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} - \left( T_{GE\_R}^{-1} \right)_{Z1:3} \underline{w}$$

Für parallele Lenker kann aus der Definition für die Hebelverhältnisse direkt

$$\left( T_{GE\_R}^{-1} \right)_{Z1:3} = \left( T_{GE}^{*-1} \right)_{Z1:3} H$$

berechnen werden. Somit folgt für den Regleransatz im Laplace-Bereich:

$$\underline{u}_{soll} = \left( T_{GE}^{*T}A_1^\# \right)^{-1} \mu_M \left[ \left[ K_B S^2 + K_{SH}S + K_P + K_I \frac{1}{s} \right] \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} - \left[ K_P + K_I \frac{1}{s} \right] \left( T_{GE}^{*-1} \right)_{Z1:3} H\underline{w} + \underline{u}_K \right] \quad (6.20)$$

### 6.6.3 Verhalten des geschlossenen Regelkreises

Unter Berücksichtigung von  $T_G^* T_{A_1}^{\#} A_1^{\#-1} (T_{GE}^*)^{-1} \mu_M = I_3$  folgt durch Einsetzen von (6.20) in (6.18):

$$\begin{aligned}
 & [T_{Pl} \Theta_A s^3 + (T_{Pl} A_2^* + \Theta_A) s^2 + (T_{Pl} A_1^* + A_2^*) s + A_1^*] \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} = \\
 & = \left[ T_{Pl} T_K^* T_{A_2} s^2 + \left( T_{Pl} T_G^* T_{A_1}^{\#} + T_G^* T_{A_2} \right) s + T_G^* T_{A_1}^{\#} \right] H \underline{w} + \\
 & \left[ K_B s^2 + K_{SH} s + K_P + K_I \frac{1}{s} \right] \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} - \left[ K_P + K_I \frac{1}{s} \right] (T_{GE}^*)_{Z1:3}^{-1} H \underline{w} + \\
 & + (T_{Pl} s + 1) \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix} + \underline{u}_K
 \end{aligned} \tag{6.21}$$

Hier kann sofort die Störgrößenkompensation abgeleitet werden. Soll der Störvektor  $\begin{pmatrix} F_Z & M_N & M_W \end{pmatrix}^T$  keinen Einfluß auf die Systemdynamik haben, so muß durch  $\underline{u}_K$  eine Kompensation erfolgen. Man erhält

$$\begin{aligned}
 \underline{0} & \stackrel{!}{=} \underline{u}_K + (T_{Pl} s + 1) \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix} \quad \text{bzw.} \\
 \underline{u}_K & = -(T_{Pl} s + 1) \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix}.
 \end{aligned} \tag{6.22}$$

Nach der Kompensation geht (6.21) über in:

$$\begin{aligned}
 & \left[ T_{Pl} \Theta_A s^3 + (T_{Pl} A_2^* + \Theta_A - K_B) s^2 + (T_{Pl} A_1^* + A_2^* - K_{SH}) s + (A_1^* - K_P) - K_I \frac{1}{s} \right] \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} = \\
 & = \left[ T_{Pl} T_G^* T_{A_2} s^2 + \left( T_{Pl} T_G^* T_{A_1}^{\#} + T_G^* T_{A_2} \right) s + \left( T_G^* T_{A_1}^{\#} - K_P (T_{GE}^*)_{Z1:3}^{-1} \right) - K_I (T_{GE}^*)_{Z1:3}^{-1} \frac{1}{s} \right] H \underline{w}
 \end{aligned}$$

In einem letzten Schritt wird diese Gleichung mit  $s$  durchmultipliziert und auf Standardform gebracht:

$$\begin{aligned}
& \left[ I_3 s^4 + (T_{Pl}\Theta_A)^{-1}(T_{Pl}A_2^* + \Theta_A - K_B)s^3 + (T_{Pl}\Theta_A)^{-1}(T_{Pl}A_1^* + A_2^* - K_{SH})s^2 \right] \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} + \\
& + \left[ (T_{Pl}\Theta_A)^{-1}(A_1^* - K_P)s - (T_{Pl}\Theta_A)^{-1}K_I \right] \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} = \\
& = \left[ (T_{Pl}\Theta_A)^{-1}T_{Pl}T_G^{*T}A_2s^3 + (T_{Pl}\Theta_A)^{-1} \left( T_{Pl}T_G^{*T}A_1^\# + T_G^{*T}A_2 \right) s^2 \right] H\mathcal{W} + \\
& + \left[ (T_{Pl}\Theta_A)^{-1} \left( T_G^{*T}A_1^\# - K_P \left( T_{GE}^{*-1} \right)_{Z1:3} \right) s - (T_{Pl}\Theta_A)^{-1}K_I \left( T_{GE}^{*-1} \right)_{Z1:3} \right] H\mathcal{W}
\end{aligned} \tag{6.23}$$

Es resultiert also ein System 4. Ordnung. Im nächsten Designschritt wird für dieses System ein Wunschverhalten gleicher Ordnung vorgegeben. Durch Matrixvergleich werden dann die Reglermatrizen berechnet.

### Wunschverhalten

Als Wunschverhalten wird formal eine Gleichung gleicher Struktur vorgeschlagen. Die Matrizen  $v_3, v_2, v_1, v_0$  werden als Diagonalmatrizen definiert und legen das Stabilitätsverhalten des geschlossenen Regelkreises fest<sup>81</sup>.

$$\left[ I_3 s^4 + v_3 s^3 + v_2 s^2 + v_1 s + v_0 \right] \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} = [v^{**} s^3 + v^* s^2 + v_1 s + v_0] \left( T_{GE}^{*-1} \right)_{Z1:3} H\mathcal{W} \tag{6.24}$$

## 6.6.4 Bestimmungsgleichungen für die Reglerparameter

Aus einem Koeffizientenvergleich zwischen (6.24) und (6.23) resultieren die Bestimmungsgleichungen für die Reglermatrizen.

$$\begin{aligned}
(T_{Pl}\Theta_A)^{-1}(T_{Pl}A_2^* + \Theta_A - K_B) &= v_3 \\
(T_{Pl}\Theta_A)^{-1}(T_{Pl}A_1^* + A_2^* - K_{SH}) &= v_2 \\
(T_{Pl}\Theta_A)^{-1}(A_1^* - K_P) &= v_1 \\
-(T_{Pl}\Theta_A)^{-1}K_I &= v_0
\end{aligned}$$

Da das Gleichungssystem linear ist, können die Reglermatrizen direkt berechnet werden:

$$\begin{aligned}
K_B &= -T_{Pl}\Theta_A v_3 + T_{Pl}A_2^* + \Theta_A \\
K_{SH} &= -T_{Pl}\Theta_A v_2 + T_{Pl}A_1^* + A_2^* \\
K_P &= A_1^* - T_{Pl}\Theta_A v_1 \\
K_I &= -T_{Pl}\Theta_A v_0
\end{aligned} \tag{6.25}$$

<sup>81</sup> Die Berechnung dieser Matrizen wird später diskutiert.

### 6.6.5 Vorgabe der Wunschdynamik

Das Problem, eine geeignete Dynamik für den geschlossenen Regelkreis vorzugeben, erscheint zunächst als eine Verlagerung von einer direkten Optimierung der Reglerparameter hin zur Vorgabe der Dynamikmatrizen. In beiden Fällen müssen 36 Parameter definiert werden. Es liegt jedoch auf der Hand, daß die Vorgabe der Wunschdynamik einerseits zielgerichteter erfolgen kann<sup>82</sup> und andererseits durch geeignete Rahmenforderungen die Reduktion der Anzahl der Designparameter möglich ist. Die Reduktion kann durch zwei Maßnahmen erreicht werden:

1. Es wird eine Entkopplung der Freiheitsgrade gefordert. Um diese Bedingung zu erfüllen, muß für die Dynamikmatrizen Diagonalform vorliegen. Auf diese Weise reduziert sich die Anzahl der vorzugebenden Parameter auf 12.
2. Für die entkoppelten Freiheitsgrade werden bekannte Übertragungsfunktionen z.B. aus der Filtertheorie herangezogen. In diesem Fall ist die Dynamikvorgabe eines Freiheitsgrades allein durch die Vorgabe einer gewünschten Eckfrequenz der Filterverhalten möglich.

Da im vorliegenden Fall die für die Regelung notwendige hydraulische Leistung ein wichtiges Kriterium ist, soll hier kein Filterverhalten als Wunsch vorgegeben werden, sondern eine gemischte Übertragungsfunktion, die eine ganz gezielte Kontrolle des Energiebedarfs ermöglicht.

Ausgangspunkt ist die Überlegung, daß die Differenz zwischen unregelmäßigem und geregelmäßigem Verhalten ein Maß für die aufzuwendende Energie ist. Durch ein Überblenden von einem Wunschverhalten, das dem passiven Verhalten entspricht, zu einem völlig aperiodischen Verhalten sollte also sowohl auf die aufzuwendende Energie als auch auf den angestrebten Komfort Einfluß genommen werden können.

Zunächst ist also das unregelmäßige System zu untersuchen und auf charakteristische Größen wie Dämpfung und Eigenfrequenz zurückzuführen. Dazu wird das reduzierte Modell mit dem verallgemeinerten System 2. Ordnung nach [FÖLL92]

$$\left( I_3 s^2 + 2T_{AP}^{-1} D_{AP} s + T_{AP}^{-2} \right) \underline{y} = K \underline{u} \quad (6.26)$$

verglichen.  $D_{AP}$  bezeichnet die Matrix der Dämpfungsmaße der passiven Aufbaubewegung,  $T_{AP}$  die Matrix der Zeitkonstanten des ungedämpften Systems. Der Vergleich mit dem reduzierten Modell<sup>83</sup>

$$\left[ I_3 s^2 + \Theta_A^{-1} A_2^* s + \Theta_A^{-1} A_1^* \right] \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} = K \underline{u}^*$$

liefert

$$\begin{aligned} T_{AP} &= \sqrt{A_1^{*-1} \Theta_A} \\ D_{AP} &= \frac{1}{2} T_{AP} \Theta_A^{-1} A_2^* \end{aligned} \quad (6.27)$$

<sup>82</sup> Es wird direkt das Ziel formuliert! Bei einem anderen Vorgehen werden zunächst Parameter vorgegeben und erst im zweiten Schritt kontrolliert, ob der Wunsch erfüllt ist.

<sup>83</sup> Die Gleichung des reduzierten Modells liegt hier in einer zu (6.26) analogen Form vor!

Ausgehend von diesen Parametern des unregulierten Systems können nun neue Dämpfungen und Zeitkonstanten vorgegeben werden. Der Abstand zwischen einem Verhalten, daß durch die Parameter (6.27) gekennzeichnet ist und einem geforderten Verhalten markiert die aufzuwendende Energie. Um den Vorgang des Designs zu vereinfachen, wird ein Parameter  $\alpha$  eingeführt, über den fließend von dem passiven Verhalten zu einem "Idealverhalten" überblendet werden kann. Zur weiteren Vereinfachung wird für das aktive System die Matrix  $T_{AP}$  des passiven Systems übernommen und nur die Dämpfungsmatrix verändert<sup>84</sup>. Da die Bewegungen entkoppelt sein sollen, werden für die Wunschmatrizen allerdings nur die Diagonalelemente von  $T_{AP}$  und  $D_{AP}$  verwendet. Mit dem Designparameter  $\alpha$  können die Wunschmatrizen wie folgt angegeben werden:

$$\begin{aligned} T_{AW} &= \text{diag}(T_{AP}) \\ D_{AW} &= (1 - \alpha)\text{diag}(D_{AP}) + \alpha I_3 \quad 0 < \alpha < 1 \end{aligned} \quad (6.28)$$

Durch die Vorgabe dieser Matrizen kann ein System 2. Ordnung definiert werden. Da sich allerdings insgesamt ein System 4. Ordnung ergeben soll, muß die Vorgabe um ein weiteres System 2. Ordnung erweitert werden. Dabei soll die erweiterte Dynamik aperiodisch sein<sup>85</sup>. Um in keinen Konflikt mit dem bisherigen Entwurf zu kommen, wird ein Dynamikanteil direkt aus der Matrix  $T_{AW}$  gebildet. Ein weiterer Anteil soll um den Faktor 10 langsamer sein<sup>86</sup>. Dieser langsame Anteil wirkt maßgeblich auf den Integratoranteil und sorgt für ein geringes Überschwingen. Insgesamt ergibt sich also das durch die Matrixgleichung  $Q_W(s)$  gekennzeichnete Dynamikverhalten, aus dem durch Parametervergleich die Dynamikmatrizen des Wunschverhaltens abgelesen werden können:

$$\begin{aligned} Q_W(s) &= [I_3 s^2 + 2T_{AW}^{-1} D_{AW} s + T_{AW}^{-2}] [I_3 s + T_{AW}^{-1}] [I_3 s + (10T_{AW})^{-1}] \\ &\stackrel{!}{=} I_3 s^4 + v_3 s^3 + v_2 s^2 + v_1 s + v_0 \end{aligned}$$

Durch Ausmultiplikation können die Koeffizienten direkt berechnet werden:

$$\begin{aligned} Q_W(s) &= [I_3 s^2 + 2T_{AW}^{-1} D_{AW} s + T_{AW}^{-2}] [I_3 s + T_{AW}^{-1}] [I_3 s + (10T_{AW})^{-1}] \\ &= [\dots] [I_3 s^2 + 1.1T_{AW}^{-1} s + 0.1T_{AW}^{-2}] \\ &= \left[ I_3 s^4 + \left( \frac{11}{10} I_3 + 2D_{AW} \right) T_{AW}^{-1} s^3 + \left( \frac{22}{10} D_{AW} + \frac{11}{10} I_3 \right) T_{AW}^{-2} s^2 + \left( \frac{2}{10} D_{AW} + \frac{11}{10} I_3 \right) T_{AW}^{-3} s + \frac{1}{10} T_{AW}^{-4} \right] \end{aligned}$$

Für die Dynamikmatrizen folgt somit:

$$\begin{aligned} v_3 &= \left( \frac{11}{10} I_3 + 2D_{AW} \right) T_{AW}^{-1} \\ v_2 &= \left( \frac{11}{10} I_3 + \frac{22}{10} D_{AW} \right) T_{AW}^{-2} \\ v_1 &= \left( \frac{11}{10} I_3 + \frac{2}{10} D_{AW} \right) T_{AW}^{-3} \\ v_0 &= \frac{1}{10} T_{AW}^{-4} \end{aligned} \quad (6.29)$$

Mit (6.29) und (6.25) liegen die Reglermatrizen also endgültig fest. Dabei ist es gelungen, den Reglerentwurf auf die Vorgabe eines einzigen Parameters zurückzuführen. Durch diesen

<sup>84</sup> Natürlich können alternative Entwürfe auch die Matrix der Zeitkonstanten freigeben.

<sup>85</sup> Der Ansatz (6.28) läßt bereits Schwingungen zu.

<sup>86</sup> Diese Aussage ist empirisch und kann natürlich modifiziert werden. In den untersuchten Fällen zeigte dieses Vorgehen allerdings immer gute Resultate.

Parameter kann in einem Grenzfall ( $\alpha = 0$ ) das nahezu unregelmäßige Verhalten dargestellt werden. Der andere Grenzfall ( $\alpha = 1$ ) markiert das aperiodische Stabilitätsverhalten<sup>87</sup>. Hier wird natürlich die meiste Energie benötigt. So ist durch den Parameter  $\alpha$  nicht nur die Einstellung verschiedener Komfortverhalten möglich, sondern auch die ganz gezielte Vorgabe der aufzuwendenden Energie.

### Wunschverhalten für den unterlagerten Plungerlageregler

Theoretisch ist die Vorgabe einer beliebigen Eckfrequenz für den in Kapitel 6.6.1 vorgestellten unterlagerten Regelkreis möglich, da das Zeitverhalten explizit durch die Matrix  $T_{Pl}$  in dem übergeordneten Regler berücksichtigt wird. Trotzdem ist es sinnvoll, die Eckfrequenz in Übereinstimmung mit den aperiodischen Dynamikanteilen für das Gesamtverhalten zu wählen. Dadurch arbeiten die beiden Regler harmonisch miteinander<sup>88</sup>. Als empirischer Anhaltspunkt wird daher der Mittelwert der Zeitkonstanten der Matrix  $T_{AW}$  vorgeschlagen. Die einzustellende Eckfrequenz für den Reglerentwurf des Plungers lautet somit:

$$f_{Pl} = \frac{1}{2\pi \bar{T}_{AW}} \quad (6.30)$$

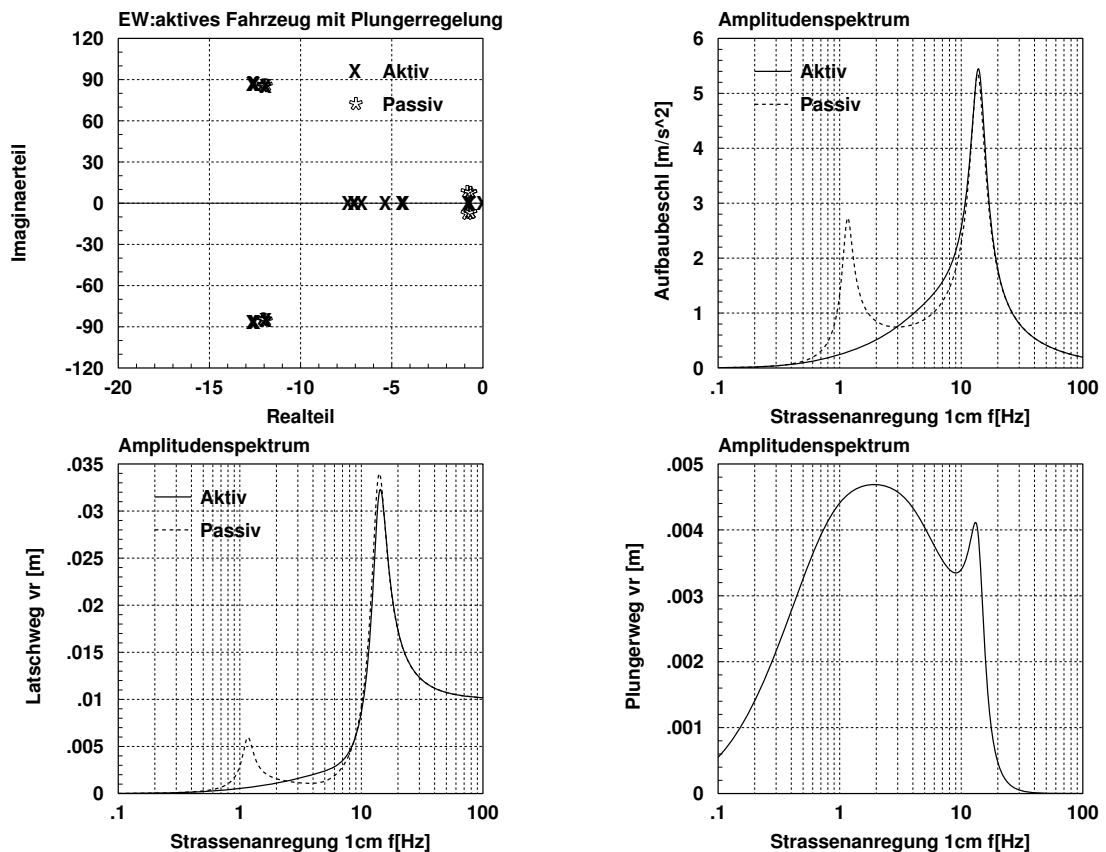
## 6.6.6 Ergebnisse

Zunächst soll ein allgemeiner Überblick über die Funktionsweise des Reglers gegeben werden. Dazu sind in Bild 6-11 Amplitudenspektren der Aufbaubeschleunigung, des Latschweges und des Plungerweges dargestellt. Auffällig ist die Eliminierung der Resonanzstelle bei circa 1.3 Hz sowohl bei der Aufbaubeschleunigung als auch bei dem Latschweg. Hier kommt der Effekt zum Tragen, daß eine beruhigte Aufbaubewegung reduzierte Radlastschwankungen nach sich zieht.

---

<sup>87</sup> Alpha kann natürlich auch größer als 1 gesetzt werden. Allerdings kommt es dann leicht zu Konflikten mit dem Führungsverhalten.

<sup>88</sup> Wird eine ungünstige Eckfrequenz für den unterlagerten Regler gewählt, so müssen die Regler gegeneinander arbeiten. Dieser Konflikt kann im Gesamtkonzept zu Störempfindlichkeiten führen.



**Bild 6-11:** Amplitudenspektren der wichtigsten Fahrzeugdaten mit dem analytischen Reglerkonzept mit unterlagerter Plungerlageregelung

Dagegen liegen bei höheren Frequenzen die Amplitudenverläufe mit denen des unregulierten Systems übereinander. Auch dieser Effekt ist erwünscht und wird durch die Filterwirkung des unterlagerten Plungerregelkreises erreicht. Das Amplitudendiagramm des Plungerweges zeigt den Eingriffsbereich des Hydrauliksystems. Der Peak bei circa 10 Hz resultiert aus der Radbewegung und fällt unerwünscht hoch aus<sup>89</sup>. Die Eigenwertdarstellung links oben zeigt die Verschiebung der Eigenwerte gegenüber denen des unregulierten Systems. Da der Entwurf des Reglers an dem reduzierten Modell vorgenommen wurde, ist nicht zu erwarten, daß alle Eigenwerte exakt in der gewünschten Weise beeinflußt werden. Es ist jedoch zu erkennen, daß die langsamen Eigenwerte, die für die Aufbaubewegung charakterisierend sind, auf die Realachse verschoben werden.

<sup>89</sup>

Dieser Punkt führt neben anderen Überlegungen zu dem zweiten Reglerentwurf.

### 6.6.7 Kritische Betrachtungen

Durch die bisherigen Überlegungen konnte ein Regelkonzept entwickelt werden, das einerseits eine sehr hohe Funktionalität zeigt, andererseits durch die Vorgabe eines einzigen Designparameters quasi vollautomatisch entworfen werden kann. **Sowohl die Regelgüte als auch das einfache Reglerdesign unterscheiden dieses Verfahren von allen bisher bekannten.** Allerdings ist das Konzept mit einigen Problemen verknüpft, die im Folgenden dargestellt werden sollen.

1. Die Approximation des unterlagerten Regelkreises als System erster Ordnung ist nur ungenau. Durch diese fehlerhafte Approximation kommt es zu Designfehlern im übergeordneten Regelkreis. Der unterlagerte Regelkreis kann zwar so entworfen werden, daß das ergänzende Besserverhalten sehr schnell ist, und damit gegenüber dem  $PT_1$ -Verhalten tatsächlich vernachlässigt werden kann. Dieses Vorgehen führt jedoch zu einer sehr starken Störempfindlichkeit des unterlagerten Regelkreises (siehe dazu [DUPL96b]).
2. Das Entwurfsverfahren liefert keinen direkten Anhaltswert für die vorzugebende Eckfrequenz des Plungerregelkreises. Der mit (6.30) vorgeschlagene Wert ist rein empirisch und hat keine allgemeine Gültigkeit. Hier ist entgegen dem angestrebten Design von Fall zu Fall manuell einzugreifen und im Fahrbetrieb abzugleichen.
3. Da das Federbein im Versuchsträger über ein Federbeinstützlager am Aufbau befestigt ist, fließt über die Plungerwegmessung die Schwingung zwischen Federbein und Aufbau in die unterlagerte Wegregelung ein<sup>90</sup>. Diese Störeinkopplung auf der Istwegmessung führt trotz der Filterwirkung des Reglers zu einer starken Verschlechterung des Regelverhaltens. Dieser Effekt kann bei einer ungünstigen Wegregelung dominant werden<sup>91</sup> und erfordert also ebenfalls manuelle Eingriffe.

Die drei Kritikpunkte konzentrieren sich auf die Plungerwegregelung. Es stellt sich daher die Frage, ob diese Wegregelung umgangen werden kann. Neben den oben genannten Kritikpunkten sprechen vor allem vier Dinge für ein solches Vorgehen.

1. In dem vorgestellten Konzept ist der Istweg des Plungerzylinders eine explizite Regelgröße. Im Gegensatz dazu spielt der Plungerweg in allen bisherigen Zieldiskussionen keine Rolle. Durch das hier vorgestellte Verfahren wird also der Plungerweg als eine zusätzliche Zielgröße betrachtet. Diese Erweiterung kann durch keine der bisherigen Überlegungen motiviert werden. Vielmehr erscheint die Erweiterung als überflüssig und im Zusammenhang mit den angesprochenen Problemen sogar als störend.
2. Durch die Einführung der zusätzlichen Zielgröße kann es zu Konflikten mit den eigentlichen Regelzielen kommen.

<sup>90</sup> Dieser Effekt wird in [DUPL96b] eingehend untersucht.

<sup>91</sup> Das Amplitudendiagramm sieht unter Berücksichtigung des Federbeinstützlagers wesentlich ungünstiger aus als in Bild 6-11 dargestellt.



3. Durch ein Konzept ohne Plungerwegregelung kann der Plungerwegsensoren entfallen. Da der Sensor direkt am Federbein angebracht werden muß, hat diese Einsparung neben der direkten Kostenreduktion auch erhebliche konstruktive Vereinfachungen zur Folge.
4. Die Einsparung dieses Sensors ist nicht zuletzt deshalb angezeigt, weil ein entsprechender Seriensensor zur Zeit nicht verfügbar ist<sup>92</sup>. Dagegen sind alle übrigen Sensoren bereits im Serieneinsatz.

Es wird also im weiteren zu klären sein, wie ein Regelkonzept ohne Plungerwegregelung aussehen kann. Dabei werden die Entwurfsgedanken, die in diesem Kapitel hergeleitet wurden, analog auf das neue Konzept übertragen.

---

<sup>92</sup> Die Wegsensoren, die im Versuchsträger (C-Klasse C220) verwendet werden, kosten über 1000 DM pro Stück!

## 6.7 Reglerentwurf ohne unterlagerte Plungerlagerregelung

Aus den oben genannten Gründen soll an dieser Stelle die Möglichkeit untersucht werden, einen Regler zu entwerfen, der ohne unterlagerte Wegregelung direkt das Gesamtverhalten bestimmt. Statt einer Wegvorgabe an den unterlagerten Regler muß nun eine direkte Vorgabe von elektrischen Ventilströmen erfolgen. Dabei ist zu beachten, daß durch den Wegfall des unterlagerten Regelkreises ein grenzstabiles System vorliegt. Manuelle oder numerische Verfahren scheiden damit für das Reglerdesign aus. Vielmehr muß der gesamte Regler in einem Schritt entworfen und im Fahrzeug implementiert werden.

Damit eine analytische Reglersynthese möglich ist, muß das dynamische Verhalten des unregulierten Plungerzylinders in die Bewegungsgleichung integriert werden. Als Approximation für das Plungerverhalten wird ein reines I-Verhalten angenommen:

$$\underline{u} = K_{Pl} \int_{t=0}^{t_{end}} \dot{i}_{soll} dt \quad (6.31)$$

Die Approximation vernachlässigt das Verzögerungsverhalten 1. Ordnung des Plungerzylinders. Allerdings ist dieser Fehler wesentlich kleiner als die  $PT_1$ -Approximation des unterlagerten Regelkreises 4. Ordnung im vorigen Kapitel.

Das reduzierte Modell (6.8) wird also nun um den Ansatz (6.31) erweitert. Es resultiert folgende Gleichung:

$$[\Theta_A s^3 + A_2^* s^2 + A_1^* s] \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} = T_G^{*T} A_1^{\#} K_{PL} \dot{i}_{soll} + T_G^{*T} [A_2 s^2 + A_1^{\#} s] H_W + s \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix} \quad (6.32)$$

### 6.7.1 Regleransatz

Im Gegensatz zum bereits diskutierten Regleransatz muß hier das Filter direkt in den Regler integriert werden:

$$G_F(s) = (T_F s + I_3)^{-1} \quad (6.33)$$

Des weiteren erfordert die Integratorwirkung der Zylinder eine Hochpaßfilterung der Beschleunigungssignale. Dies ist einerseits mit dem Umstand verknüpft, daß die Meßsignale der Vertikalbeschleunigungen mit Offsets behaftet sind, die durch die Hochpaßfilter eliminiert werden. Andererseits muß beachtet werden, daß der Aufbau bei einer Rampenfahrt einer konstanten Vertikalgeschwindigkeit unterworfen ist. Stationäre Aufbaugeschwindigkeiten müssen aber von der Komfortstrategie akzeptiert werden. Dieser Effekt wird ebenfalls durch die Hochpaßfilterung erreicht<sup>93</sup>:

<sup>93</sup> Ohne die Hochpaßfilterung müßte die Niveauregulierung den Regelfehler ausgleichen. Da diese Dynamik aber langsam sein soll, würde der Ausgleichsvorgang lange dauern. Zusätzlich würde bei dem Übergang von Rampe zu ebener Straße der vollgelaufene Integratoranteil zu einem abrupten Hochschnellen des Aufbaus führen. Der anschließende Ausgleichsvorgang würde wiederum mit der geringen Dynamik stattfinden.

$$G_{HP}(s) = (T_{HP}s + I_3)^{-1} T_{HP}s \quad (6.34)$$

Mit den Erweiterungen (6.33) und (6.34) kann nun eine zu (6.19) analoge Reglerstruktur angegeben werden:

$$\dot{i}_{soll} = \left( T_{GE}^{*T} A_1^{\#} K_{Pl} \right)^{-1} \mu_M \left\{ G_F(s) \left[ G_{HP}(s) \left( K_B + K_{SH} \frac{1}{s} \right) s^2 \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} + \left( K_P + K_I \frac{1}{s} \right) \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix}_{AF}^{rel} \right] + \dot{i}_K \right\} \quad (6.35)$$

Der Signalverlauf durch den Regler ist hier so gewählt, daß der Hochpaßfilter erst durchlaufen wird, *nachdem* die Verstärkung der Beschleunigungssignale bzw. der integrierten Beschleunigungssignale durch  $K_B$  und  $K_{SH}$  erfolgt ist. Diese Reihenfolge ist notwendig, damit eine analytische Vorgehensweise möglich ist<sup>94</sup>. Um einen Überlauf der Integratoren vor  $K_{SH}$  aufgrund von Offsets auf den Beschleunigungssensoren zu vermeiden, müssen die Integratoren mit dem Hochpaßfilter verrechnet werden. Die Realisierung der Reglerstruktur wird in Kapitel 10 dargestellt.

## 6.7.2 Verhalten des geschlossenen Regelkreises

Mit  $T_G^{*T} A_1^{\#} K_{Pl} \left( T_{GE}^{*T} A_1^{\#} K_{Pl} \right)^{-1} \mu_M = I_3$  folgt nach Einsetzen von (6.35) in (6.32)

$$\begin{aligned} [\Theta_A s^3 + A_2^* s^2 + A_1^* s] \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} &= G_F(s) \left[ G_{HP}(s) (K_B s^2 + K_{SH} s) \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} + (K_P + K_I \frac{1}{s}) \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix}_{AF}^{rel} \right] + \dot{i}_K + \\ &\quad + T_G^{*T} [A_2 s^2 + A_1^{\#} s] H \underline{w} + s \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (6.36)$$

Hier kann sofort die Störgrößenkompensation für  $\left( F_Z \ M_N \ M_W \right)^T$  abgeleitet werden:

$$\dot{i}_K = -s \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix} \quad (6.37)$$

Die notwendige Ableitung des Störvektors soll an dieser Stelle zunächst ohne weitere Erläuterung akzeptiert werden. Die Frage der Realisierung wird allerdings später näher zu beleuchten sein.

Mit dieser Kompensation und der Gleichung für die Relativkoordinaten (5.60)

<sup>94</sup>

Bei anderer Positionierung des Hochpaßfilters kann aufgrund der Unvertauschbarkeit der Matrizen keine geschlossene Darstellung für den Regler gefunden werden.

$$\begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix}_{AF}^{rel} = \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} - \left( T_{GE,R}^{-1} \right)_{Z1:3} \underline{w} = \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} - \left( T_{GE}^{*-1} \right)_{Z1:3} \underline{Hw}$$

geht die Gleichung (6.36) über in:

$$\begin{aligned} & [\Theta_A s^3 + A_2^* s^2 + A_1^* s] \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} = T_G^{*T} [A_2 s^2 + A_1^{\#} s] \underline{Hw} + \\ & + G_F(s) \left[ G_{HP}(s) (K_B s^2 + K_{SH} s) \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} + \left( K_P + K_I \frac{1}{s} \right) \left( \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} - \left( T_{GE}^{*-1} \right)_{Z1:3} \underline{Hw} \right) \right] \end{aligned}$$

Im nächsten Schritt wird mit  $sG_F^{-1}(s)$  von links durchmultipliziert und nach Zustandsgrößen sortiert

$$\begin{aligned} & \left\{ G_F^{-1}(s) [\Theta_A s^4 + A_2^* s^3 + A_1^* s^2] - (G_{HP}(s) (K_B s^3 + K_{SH} s^2) + K_P s + K_I) \right\} \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} = \\ & = \left( G_F^{-1}(s) T_G^{*T} [A_2 s^3 + A_1^{\#} s^2] - (K_P s + K_I) \left( T_{GE}^{*-1} \right)_{Z1:3} \right) \underline{Hw} \end{aligned}$$

und noch einmal erweitert mit  $G_{HP}^{-1}(s)$ :

$$\begin{aligned} & G_{HP}^{-1}(s) \left\{ G_F^{-1}(s) [\Theta_A s^4 + A_2^* s^3 + A_1^* s^2] - (G_{HP}(s) (K_B s^3 + K_{SH} s^2) + K_P s + K_I) \right\} \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} = \\ & = G_{HP}^{-1}(s) \left( G_F^{-1}(s) T_G^{*T} [A_2 s^3 + A_1^{\#} s^2] - (K_P s + K_I) \left( T_{GE}^{*-1} \right)_{Z1:3} \right) \underline{Hw} \end{aligned}$$

bzw.

$$\begin{aligned} & \left\{ G_{HP}^{-1}(s) G_F^{-1}(s) [\Theta_A s^4 + A_2^* s^3 + A_1^* s^2] - (K_B s^3 + K_{SH} s^2) - G_{HP}^{-1}(s) (K_P s + K_I) \right\} \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} = \\ & = \left( G_{HP}^{-1}(s) G_F^{-1}(s) T_G^{*T} [A_2 s^3 + A_1^{\#} s^2] - G_{HP}^{-1}(s) (K_P s + K_I) \left( T_{GE}^{*-1} \right)_{Z1:3} \right) \underline{Hw} \end{aligned}$$

Mit den Gleichungen für Tiefpaß- und Hochpaßfilter (6.33) und (6.34) und

$$G_{HP}^{-1}(s) G_F^{-1}(s) = \frac{1}{s} T_{HP}^{-1} (T_{HP} s + I_3) (T_F s + I_3) = \frac{1}{s} T_{HP}^{-1} (T_{HP} T_F s^2 + (T_{HP} + T_F) s + I_3)$$

ergibt sich weiter:

$$\begin{aligned}
& \left\{ \frac{1}{s} T_{HP}^{-1} (T_{HP} T_F s^2 + (T_{HP} + T_F) s + I_3) [\Theta_A s^4 + A_2^* s^3 + A_1^* s^2] - \frac{1}{s} T_{HP}^{-1} (T_{HP} s + I_3) (K_P s + K_I) \right\} \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} + \\
& \quad - (K_B s^3 + K_{SH} s^2) \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} = \\
& = \left( \frac{1}{s} T_{HP}^{-1} (T_{HP} T_F s^2 + (T_{HP} + T_F) s + I_3) T_G^{*T} [A_2 s^3 + A_1^{\#} s^2] - \frac{1}{s} T_{HP}^{-1} (T_{HP} s + I_3) (K_P s + K_I) (T_{GE}^{*-1})_{Z1:3} \right) H \underline{w}
\end{aligned}$$

Durch Multiplikation mit  $s T_{HP}$  berechnet man

$$\begin{aligned}
& \left\{ (T_{HP} T_F s^2 + (T_{HP} + T_F) s + I_3) [\Theta_A s^4 + A_2^* s^3 + A_1^* s^2] - (T_{HP} s + I_3) (K_P s + K_I) \right\} \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} + \\
& \quad - s T_{HP} (K_B s^3 + K_{SH} s^2) \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} = \\
& = \left( (T_{HP} T_F s^2 + (T_{HP} + T_F) s + I_3) T_G^{*T} [A_2 s^3 + A_1^{\#} s^2] - (T_{HP} s + I_3) (K_P s + K_I) (T_{GE}^{*-1})_{Z1:3} \right) H \underline{w}
\end{aligned}$$

und nach dem Ausmultiplizieren der linken Seite:

$$\begin{aligned}
& \left\{ T_{HP} T_F \Theta_A s^6 + [T_{HP} T_F A_2^* + (T_{HP} + T_F) \Theta_A] s^5 + [(T_{HP} + T_F) A_2^* + T_{HP} T_F A_1^* + \Theta_A - T_{HP} K_B] s^4 \right\} \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} + \\
& \quad + ([A_2^* + (T_{HP} + T_F) A_1^* - T_{HP} K_{SH}] s^3 + (A_1^* - T_{HP} K_P) s^2 - (T_{HP} K_I + K_P) s - K_I) \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} = \\
& = \left( (T_{HP} T_F s^2 + (T_{HP} + T_F) s + I_3) [T_G^{*T} A_2 s^3 + T_G^{*T} A_1^{\#} s^2] - (T_{HP} s + I_3) (K_P s + K_I) (T_{GE}^{*-1})_{Z1:3} \right) H \underline{w}
\end{aligned}$$

Um die Übersichtlichkeit zu verbessern, werden die Koeffizientenmatrizen und Laplace-Variablen getrennt und die rechte Seite der Gleichung mit  $R(s) \underline{w}$  zusammengefaßt:

$$\begin{pmatrix} T_{HP} T_F \Theta_A \\ T_{HP} T_F A_2^* + (T_{HP} + T_F) \Theta_A \\ (T_{HP} + T_F) A_2^* + T_{HP} T_F A_1^* + \Theta_A - T_{HP} K_B \\ A_2^* + (T_{HP} + T_F) A_1^* - T_{HP} K_{SH} \\ A_1^* - T_{HP} K_P \\ -(T_{HP} K_I + K_P) \\ -K_I \end{pmatrix}^T \begin{pmatrix} s^6 \\ s^5 \\ s^4 \\ s^3 \\ s^2 \\ s \\ 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} = R(s) \underline{w}$$

Im letzten Schritt wird jetzt von links mit  $(T_{HP} T_F \Theta_A)^{-1}$  durchmultipliziert:

$$\begin{pmatrix} I_3 \\ (T_{HP}T_F\Theta_A)^{-1}(T_{HP}T_FA_2^* + (T_{HP} + T_F)\Theta_A) \\ (T_{HP}T_F\Theta_A)^{-1}((T_{HP} + T_F)A_2^* + T_{HP}T_FA_1^* + \Theta_A - T_{HP}K_B) \\ (T_{HP}T_F\Theta_A)^{-1}(A_2^* + (T_{HP} + T_F)A_1^* - T_{HP}K_{SH}) \\ (T_{HP}T_F\Theta_A)^{-1}(A_1^* - T_{HP}K_P) \\ -(T_{HP}T_F\Theta_A)^{-1}(T_{HP}K_I + K_P) \\ -(T_{HP}T_F\Theta_A)^{-1}K_I \end{pmatrix}^T \begin{pmatrix} s^6 \\ s^5 \\ s^4 \\ s^3 \\ s^2 \\ s \\ 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} = R'(s)\underline{w} \quad (6.38)$$

Es resultiert also ein System 6. Ordnung. Im nächsten Designschritt wird analog zu dem Vorgehen beim Reglerentwurf mit unterlagerter Wegregelung für dieses System ein Wunschverhalten gleicher Ordnung vorgegeben. Durch Matrixvergleich werden dann die Reglermatrizen berechnet.

### 6.7.3 Berechnung der Reglermatrizen

Als Wunschverhalten wird formal wieder eine Gleichung gleicher Struktur vorgeschlagen. Die Matrizen  $v_5, v_4, v_3, v_2, v_1, v_0$  definieren das Stabilitätsverhalten des geschlossenen Regelkreises:

$$[I_3s^6 + v_5s^5 + v_4s^4 + v_3s^3 + v_2s^2 + v_1s + v_0] \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} = [v_4^*s^5 + v_3^*s^4 + v_2^*s^3 + v_1^*s^2 + v_0] \begin{pmatrix} T_{GE}^{*-1} \\ z_{1:3} \end{pmatrix} H\underline{w} \quad (6.39)$$

#### Definitionsgleichungen der Reglermatrizen

Aus einem Koeffizientenvergleich zwischen (6.39) und (6.38) resultieren die Bestimmungsgleichungen für die Reglermatrizen:

$$\begin{aligned} (T_{HP}T_F\Theta_A)^{-1}(T_{HP}T_FA_2^* + (T_{HP} + T_F)\Theta_A) &= v_5 & (1) \\ (T_{HP}T_F\Theta_A)^{-1}((T_{HP} + T_F)A_2^* + T_{HP}T_FA_1^* + \Theta_A - T_{HP}K_B) &= v_4 & (2) \\ (T_{HP}T_F\Theta_A)^{-1}(A_2^* + (T_{HP} + T_F)A_1^* - T_{HP}K_{SH}) &= v_3 & (3) \\ (T_{HP}T_F\Theta_A)^{-1}(A_1^* - T_{HP}K_P) &= v_2 & (4) \\ -(T_{HP}T_F\Theta_A)^{-1}(T_{HP}K_I + K_P) &= v_1 & (5) \\ -(T_{HP}T_F\Theta_A)^{-1}K_I &= v_0 & (6) \end{aligned} \quad (6.40)$$

Im Gegensatz zu den Bestimmungsgleichungen (6.25) liegt mit (6.40) ein nichtlineares Gleichungssystem vor. Zusätzlich erschwerend kommt der Umstand hinzu, daß es sich um Matrixgleichungen handelt. Weiterhin liegt es auf der Hand, daß für ein nichtlineares System 6. Ordnung auf jeden Fall Gleichungen höherer Ordnung entstehen, deren Wurzeln zur allgemeinen Lösung des Problems benötigt werden. Die Untersuchungen liefern nur eine teilanalytische Lösung, die allerdings die Iteration einer Matrixgleichung 3. Ordnung erfordert und zudem die Vertauschbarkeit von Matrizen zur Voraussetzung hat. Da diese

Vertauschbarkeitsbedingung im vorliegenden Fall verletzt ist und daher keine exakte Lösung des Gleichungssystems (6.40) erreicht werden kann, wird im Folgenden eine Iterationsvorschrift entwickelt, die durch direkte Iteration sehr schnell die exakte Lösung liefert. Dabei ist zu beachten, daß (6.40) mehrere Lösungen liefern kann. Die vorgeschlagene Iteration ist nur eine von mehreren Möglichkeiten, liefert aber die günstigste Lösung<sup>95</sup> bezüglich der Anwendung "Aktive Feder". Es wird daher auf die Diskussion anderer Iterationsverfahren verzichtet.

### Gesamtiterationsvorschrift

Zur Berechnung der Gesamtiterationsvorschrift werden die Gleichungen 1, 4, 5 und 6 herangezogen und in umgekehrter Reihenfolge aufgelöst.

Zunächst ausmultipliziert ergibt sich

$$T_{HP}T_F A_2^* + T_{HP}\Theta_A + T_F\Theta_A = T_{HP}T_F\Theta_A v_5 \quad (1)$$

$$A_1^* - T_{HP}K_P = T_{HP}T_F\Theta_A v_2 \quad (4)$$

$$-K_P - T_{HP}K_I = T_{HP}T_F\Theta_A v_1 \quad (5)$$

$$-K_I = T_{HP}T_F\Theta_A v_0 \quad (6)$$

und im zweiten Schritt in umgekehrter Reihenfolge aufgelöst und mit dem Iterationsindex  $m$  erweitert:

$$\begin{aligned} K_I^{m+1} &= -T_{HP}^m T_F^m \Theta_A v_0 & m = 1(1)m_{\max} \\ K_P^{m+1} &= -T_{HP}^m \left( T_F^m \Theta_A v_1 + K_I^{m+1} \right) \\ T_F^{m+1} &= \left( \left( T_{HP}^{-1} \right)^m A_1^* - K_P^{m+1} \right) (\Theta_A v_2)^{-1} \\ T_{HP}^{m+1} &= \delta T_{HP}^m - (1 - \delta) T_F^{m+1} \Theta_A \left( T_F^{m+1} (A_2^* - \Theta_A v_5) + \Theta_A \right)^{-1} & 0 < \delta < 1 \end{aligned} \quad (6.41)$$

Mit dem Relaxationskoeffizient  $\delta$  kann die Iteration gedämpft und insgesamt schneller eine Lösung gefunden werden. Die Gleichungen sind so formuliert, daß eine lineare Iteration bereits sehr schnell eine exakte Lösung liefert. Der Abbruch sollte dann erfolgen, wenn die Norm der Differenz von  $T_{HP}^{m+1} - T_{HP}^m$  kleiner als  $10^{-12}$  ist. Die Konvergenz dieser Iteration hängt allerdings wesentlich von einem günstigen Startpunkt ab. Dazu sollte der folgende Zyklus abgearbeitet werden:

$$\begin{aligned} (T_{HP})^{m=0} &= \left( v_5 - \Theta_A^{-1} A_2^* \right)^{-1} \\ K_P^{m=1} &= -10^4 I_3 \\ T_F^{m=1} &= \left( \left( T_{HP}^{-1} \right)^{m=0} A_1^* - K_P \right) (\Theta_A v_2)^{-1} & (6.42) \\ T_{HP}^{m=1} &= -T_F^{m=1} \Theta_A \left( T_F^{m=1} A_2^* + \Theta_A - T_F^{m=1} \Theta_A v_5 \right)^{-1} \\ K_I^{m=1} &= -T_{HP}^{m=1} T_F^{m=1} \Theta_A v_0 \end{aligned}$$

<sup>95</sup> Der Grund liegt in der Struktur von  $R'(s)$ . Ohne weitere Herleitung sei darauf hingewiesen, daß kleine Elemente von  $R'(s)$  ein günstiges Zeitverhalten mit sich bringen. Anschaulich kann dies durch die Überlegung motiviert werden, daß  $R'(s)$  die Differentialanteile bezüglich der Fußpunkterregung beinhaltet.

Die Startgleichung für  $(T_{HP})^{m=0}$  resultiert aus der teilanalytischen Lösung für (6.40) und der Annahme, daß die Elemente von  $T_{HP}$  sehr viel kleiner als 1 sind<sup>96</sup>. Durch die Vorgabe von  $K_P^{m=1}$  wird nur die Größenordnung dieser Reglermatrix definiert. Variationen der Vorgabe zeigten allerdings nur sehr geringe Änderungen in der Konvergenzgeschwindigkeit.

Nachdem durch (6.42) und (6.41)  $T_{HP}, T_F, K_I$  und  $K_P$  bekannt sind, können die beiden fehlenden Reglermatrizen  $K_B$  und  $K_{SH}$  aus den Gleichungen (2) und (3) des Gleichungssystems (6.40) direkt berechnet werden:

$$\begin{aligned} K_B &= T_F A_1^* + A_2^* - T_F \Theta_A v_4 + T_{HP}^{-1} (T_F A_2^* + \Theta_A) \\ K_{SH} &= A_1^* - T_F \Theta_A v_3 + T_{HP}^{-1} (T_F A_1^* + A_2^*) \end{aligned} \quad (6.43)$$

Der gesamte Berechnungsvorgang läuft also in drei Schritten ab:

1. Start mit (6.42).
2. Lineare Iteration mit (6.41), bis die Bedingung  $Norm\left(T_{HP}^{m+1} - T_{HP}^m\right) < 10^{-12}$  erfüllt ist.
3. Berechnung der fehlenden Reglermatrizen mit (6.43).

### Weitere Bemerkungen zur Iteration

Da die Iterationsvorschrift (6.41) Inversionen erfordert, sollte die Berechnung mit mathematischen Programmen wie z.B. Matrix<sub>x</sub> [MATX91] durchgeführt werden. Hier gibt es die Möglichkeit, die explizite Inversion auf die Lösung eines Gleichungssystems zurückzuführen. Diese Maßnahme hat sowohl Geschwindigkeits- als auch Genauigkeitsvorteile.

#### Beispiel:

Die Lösung des Gleichungssystems

$$\underline{y} = A\underline{x}$$

kann rein formal mit

$$\underline{x} = A^{-1}\underline{y}$$

angegeben werden. Da jedoch  $A^{-1}$  explizit nicht interessiert, sollte  $\underline{x}$  sinnvollerweise durch Lösung des Gleichungssystems ohne Inversion berechnet werden. Die Notation sieht in Matrix<sub>x</sub> wie folgt aus:

$$\underline{x} = A \setminus \underline{y}$$

Analog kann die Lösung für das Problem

$$AB = C$$

durch

---

<sup>96</sup> Da die Berechnung der teilanalytischen Lösung äußerst aufwendig ist, soll hier auf eine Herleitung verzichtet werden.



$$A = C/B$$

angegeben werden.

Zudem ist die Überprüfung eines möglichen Rangabfalls von  $T_F^m A_2^* + \Theta_A - T_F^m \Theta_A v_5$  und  $T_{HP}$  notwendig. Tritt dieser Fall ein, muß die Iteration abgebrochen werden. Mit großer Sicherheit weist dieser Sachverhalt auf einen nicht realisierbaren Entwurfswunsch hin. Als mögliche Fehlerursachen kommen drei Aspekte in Betracht:

1. Die Vorgabe der Wunschdynamik ist unrealistisch. Dies kann dann der Fall sein, wenn ein zu langsames Übergangsverhalten gefordert wird. Es müssen also höhere Eckfrequenzen im Wunschverhalten vorgegeben werden. Allerdings ist dieser Fall unter normalen Umständen durch das noch zu erörternde Designverfahren für die Wunschdynamik quasi ausgeschlossen.
2. Die Feder-/Dämpferabstimmung ist äußerst unrealistisch. In diesem Fall sollte das Feder-/Dämpferdesign mit den später diskutierten Entwurfsgleichungen kontrolliert werden.
3. Die Hardwaredaten des unregulierten Fahrzeugs wurden falsch angegeben.

#### 6.7.4 Vorgabe der Wunschdynamik

Analog zu den Überlegungen aus 6.6.5 soll das Design von dem unregulierten Verhalten ausgehen. Dazu wird zunächst die Matrix der Zeitkonstanten der ungedämpften Schwingung sowie die Matrix der Dämpfungsmaße des unregulierten Systems mit Gleichung (6.27) bestimmt.

$$\begin{aligned} T_{AP} &= \sqrt{A_1^{*-1} \Theta_A} \\ D_{AP} &= \frac{1}{2} T_{AP} \Theta_A^{-1} A_2^* \end{aligned}$$

Als Wunsch für das aktive System wird mit dem Designparameter  $\alpha$  und der Forderung nach Entkopplung der Freiheitsgrade ein neues dynamisches Verhalten vorgegeben (vgl. (6.28)).

$$\begin{aligned} T_{AW} &= \text{diag}(T_{AP}) \\ D_{AW} &= (1 - \alpha) \text{diag}(D_{AP}) + \alpha I_3 \quad 0 < \alpha < 1 \end{aligned}$$

Mit der verallgemeinerten Definition eines Matrixsystems 2. Ordnung (6.26) lautet nun die gewünschte Teildynamik  $Q_1(s)$

$$Q_1(s) = \left[ I_3 s^2 + 2T_{AW}^{-1} D_{AW} s + T_{AW}^{-2} \right]. \quad (6.44)$$

Da insgesamt ein System 6. Ordnung für jeden Freiheitsgrad vorgegeben werden muß, ist eine Erweiterung notwendig. Dabei wird die Eigenfrequenz des ungedämpften Systems als Anhaltspunkt verwendet. Durch diese Maßnahme wird einem unrealisierbaren Entwurfswunsch vorgebeugt. Das zweite Polynom soll nur aperiodische Anteile liefern. Über die Variation der

zugrunde liegenden Zeitmatrizen kann auf das Gesamtverhalten Einfluß genommen werden. Es soll zunächst der folgende allgemeine Ansatz gemacht werden:

$$Q_2(s) = [I_3 s + T_{AW}^{-1}] [I_3 s + (100T_{AW})^{-1}] [I_3 s + (r_1 T_{AW})^{-1}] [I_3 s + (r_2 T_{AW})^{-1}] \quad (6.45)$$

$$0.1 < r_1 < 1 \text{ und } 1 < r_2 < 10$$

Der Anteil  $[I_3 s + (100T_{AW})^{-1}]$  bewirkt eine sehr geringe Dynamik des I-Anteils und damit auch eine sehr geringe Überschwingungsneigung. Über  $r_1$  und  $r_2$  kann das gewünschte Verhalten ausgehend von  $T_{AW}$  modifiziert werden. Die Berechnung der Dynamikmatrizen  $v_5$  bis  $v_0$  erfolgt durch numerische Polynommultiplikation von  $Q_1(s)Q_2(s)$  und Vergleich mit dem allgemeinen Wunschpolynom.

$$Q_W(s) = Q_1(s)Q_2(s) \stackrel{!}{=} I_3 s^6 + v_5 s^5 + v_4 s^4 + v_3 s^3 + v_2 s^2 + v_1 s + v_0 \quad (6.46)$$

Mit  $r_1 = 1$  und  $r_2 = 10$  liegt im Sinne eines guten Kompromisses zwischen Stör- und Führungsverhalten ein sehr gutes Verhalten des geschlossenen Regelkreises vor<sup>97</sup>. Für diesen speziellen Fall werden die Dynamikmatrizen daher analytisch angegeben:

$$\begin{aligned} v_5 &= \left( \frac{211}{100} I_3 + 2D_{AW} \right) T_{AW}^{-1} \\ v_4 &= \left( \frac{2221}{1000} I_3 + \frac{211}{50} D_{AW} \right) T_{AW}^{-2} \\ v_3 &= \left( \frac{1111}{500} I_3 + \frac{1221}{500} D_{AW} \right) T_{AW}^{-3} \\ v_2 &= \left( \frac{611}{500} I_3 + \frac{28}{125} D_{AW} \right) T_{AW}^{-4} \\ v_1 &= \left( \frac{14}{125} I_3 + \frac{1}{500} D_{AW} \right) T_{AW}^{-5} \\ v_0 &= \frac{1}{1000} T_{AW}^{-6} \end{aligned} \quad (6.47)$$

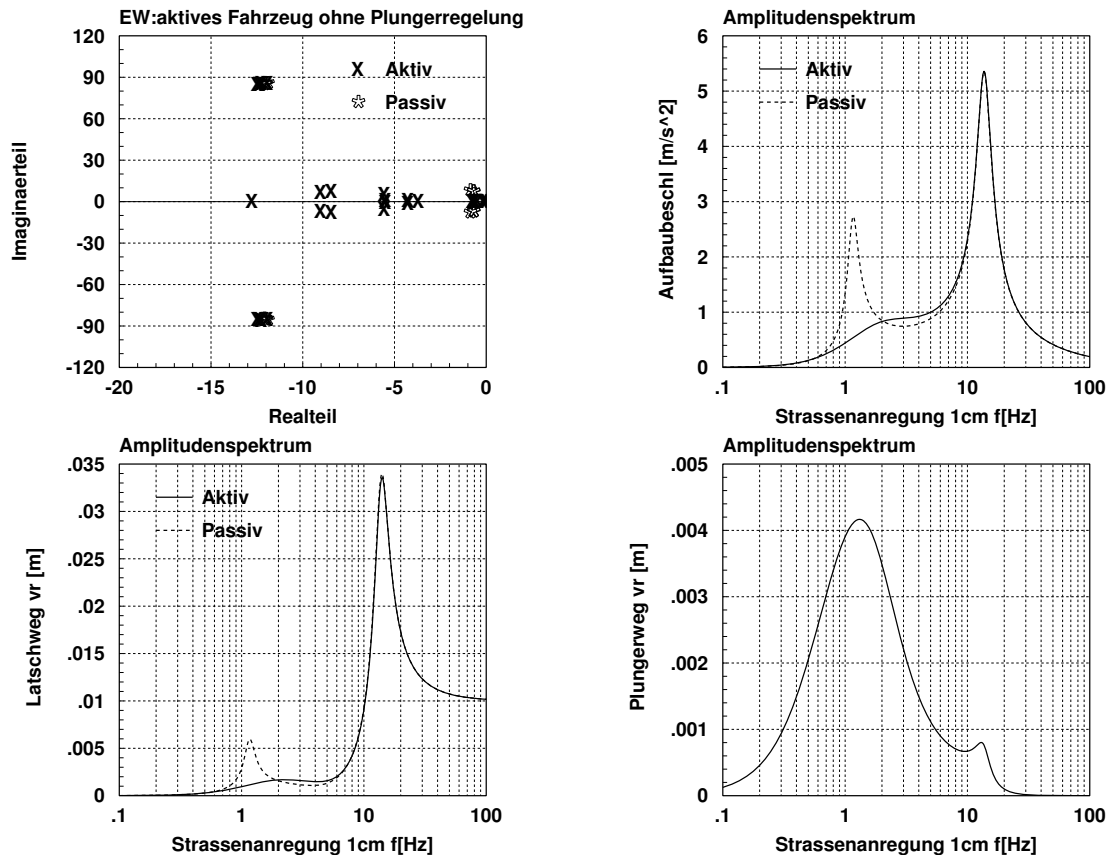
Mit (6.41) bis (6.47) liegen die Reglermatrizen analog zu Kapitel 6.5.5 endgültig fest. Auch hier erfolgt das Reglerdesign durch einen einzigen Parameter  $\alpha$ . Es soll im folgenden zunächst durch Simulation geklärt werden, ob der vorgeschlagene Regler alle Anforderungen erfüllt.

## 6.7.5 Ergebnisse und Diskussion

Zunächst soll analog zu Kapitel 6.6 das Frequenzverhalten des Reglers untersucht werden (Bild 6-12). Qualitativ erzielt der Regler 6.35 ohne unterlagerte Plungerlagerregelung ähnliche Ergebnisse wie Regler 6.20 (vgl. Bild 6-11). Der Schwingungspeak bei 1.3Hz des passiven Systems wird sowohl für die Vertikalbeschleunigung als auch für den Latschweg durch die Regelung eliminiert. Allerdings fällt die Resonanzüberhöhung des Plungerweges im Radfrequenzbereich deutlich geringer aus. Da im realen System die Plungerwegmessung durch die Schwingungen des Federbeinstützlagers gestört ist, wird der Unterschied im Fahrbetrieb aufgrund der hier fehlenden Einkopplung noch größer ausfallen. Damit können die

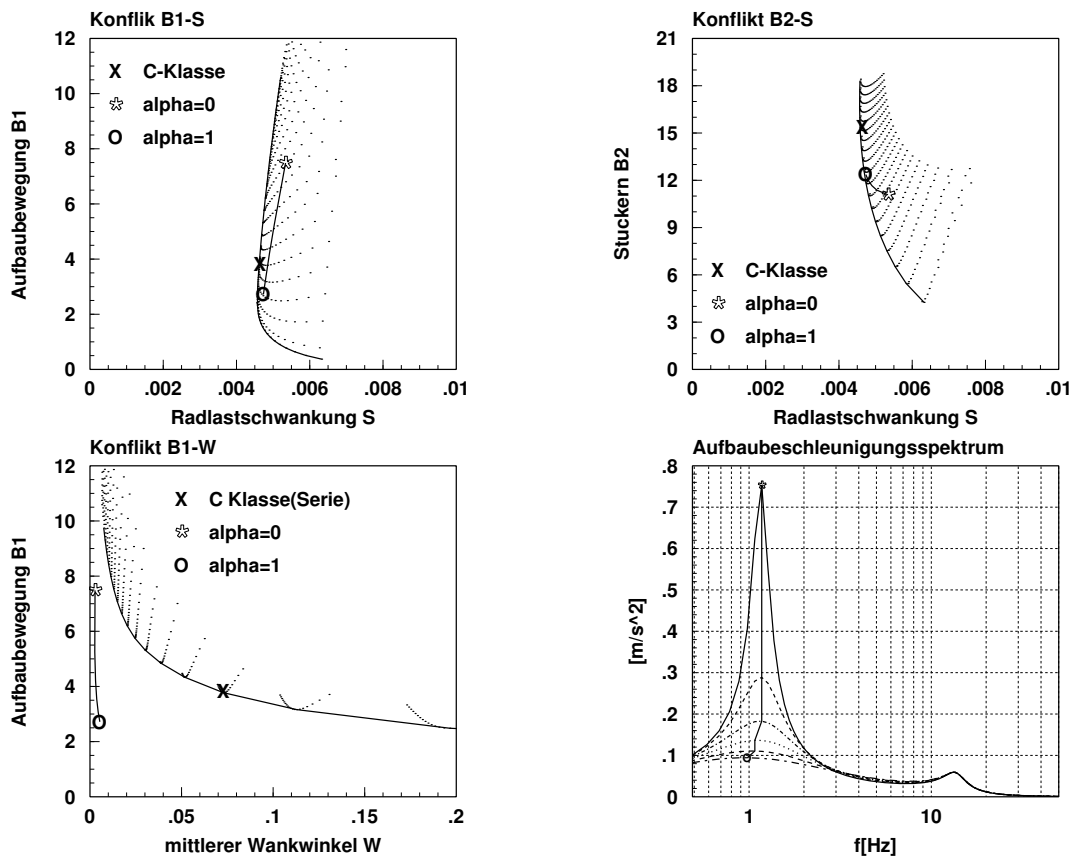
<sup>97</sup> Dieser Ansatz ist natürlich empirisch und beinhaltet noch Freiheitsgrade. Es kann daher sein, daß eine Variation von  $r_1$  und  $r_2$  eine Verbesserung ermöglicht. Die vorgeschlagenen Werte funktionieren aber grundsätzlich. Wenn gewünscht, kann ausgehend von dieser Einstellung eine weitere Verbesserung anvisiert werden.

Überlegungen, die zu der modifizierten Reglerstruktur geführt haben, verifiziert werden. **Zusätzlich ist zu beachten, daß die Regelung durch diese Maßnahmen nicht nur verbesserte Resultate zeigt, sondern zusätzlich vier Plungerwegsensoren eingespart werden können.**



**Bild 6-12:** Amplitudenspektren der wichtigsten Fahrzeugdaten mit dem analytischen Reglerkonzept ohne unterlagerter Plungerlageregelung.

Um zu weiteren Aussagen über die Funktionsweise des Reglers und die Einflußmöglichkeiten des Designparameters  $\alpha$  zu kommen, sollen die in Kapitel 3 vorgestellten erweiterten Konfliktogramme (Bild 3-6) um die Konfliktkurven des aktiven Systems ergänzt werden (Bild 6-13). Dabei wird  $\alpha$  von  $\alpha = 0$  bis  $\alpha = 1$  variiert. Für die Feder-/Dämpferauslegung liegt die Abstimmung des aktiven Prototypen zugrunde. Als Fußpunktanregung wird wiederum die in Bild 3-5 gezeigte Straßenanregung vorgegeben.



**Bild 6-13: Konfliktkurven des aktiven und des passiven Systems**

Für  $\alpha = 0$  überdecken sich die Konfliktpunkte B1-S und B2-S des aktiven Systems mit denen des unregulierten Systems<sup>98</sup>. Dies gilt jedoch nicht für den Konflikt B1-W. Hier wird auch bei  $\alpha = 0$  ein sehr kleiner Wankwinkel und damit eine hervorragende Horizontierung erreicht, die durch keine passive Feder-/Dämpferkombination erzielt werden kann. Durch Erhöhung von  $\alpha$  bis auf 1 wird hauptsächlich das Kriterium B1 stark verbessert. Dies äußert sich im Fahrtrieb durch eine sehr ruhige Aufbaubewegung. Entscheidend dabei ist, daß der sehr gute Startwert für das Stuckern (vgl. entsprechenden Punkt für die Serienausführung der C-Klasse) nur unwesentlich durch die Regelung verschlechtert wird, wohingegen die dynamischen Radlastschwankungen sogar verbessert werden können. Spektakulär sind daher nicht die Einzelresultate<sup>99</sup>, sondern die Kombination der einzelnen guten Resultate. So können die Einzelkonflikte zwischen Sicherheit/Aufbaubewegung und Sicherheit/Stuckern jeweils durch eine geeignete Feder-/Dämpferauslegung ebensogut gelöst werden<sup>100</sup>. Es ist jedoch nicht möglich, allein durch passive Elemente alle Kriterien gleichzeitig so gut zu erfüllen. Hier liegt der eigentliche Vorteil des aktiven Systems.

Der hauptsächliche Effekt der Regelung kann auch in dem Amplitudenspektrum der Aufbaubeschleunigung beobachtet werden<sup>101</sup>. Durch Erhöhung von  $\alpha$  wird die Resonanzstelle bei  $1.3Hz$  um 80% gegenüber dem unregulierten System reduziert.

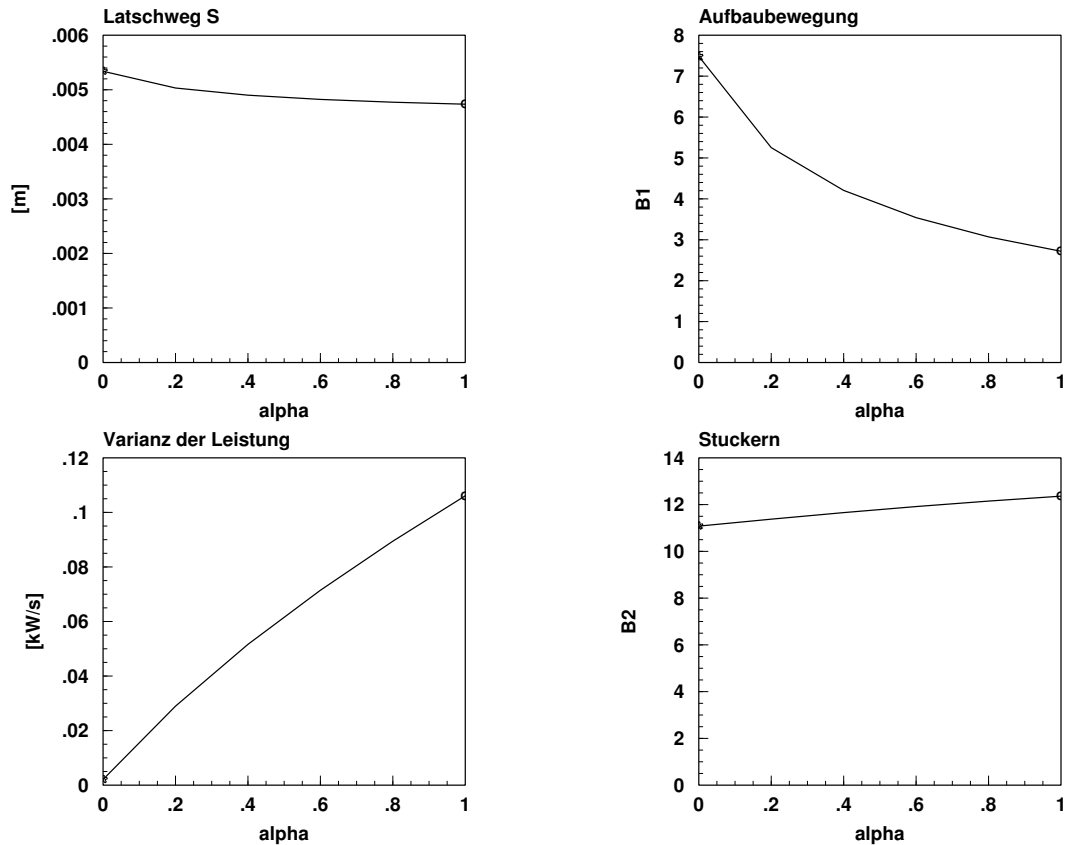
<sup>98</sup> Auch im Startpunkt ist die Regelung aktiv. Niveauregulierung und Horizontierung sind weiterhin gewährleistet. Allein die Dämpfung des Aufbaus entspricht der des unregulierten Systems.

<sup>99</sup> mit Ausnahme der hervorragenden Horizontierung!

<sup>100</sup> Der Kurvenverlauf des aktiven Systems liegt innerhalb des Grenzbereichs, der durch das passive System markiert ist. Dies ist durch die gewählte Hardwarestruktur des aktiven Eingriffs bedingt (vgl. Kapitel 4).

<sup>101</sup> Es liegt wiederum die Straßenanregung aus Kapitel 3 zugrunde.

Um den Zusammenhang zwischen der geforderten Dämpfung und der benötigten Energie zu veranschaulichen, ist im Bild 6-14 die Varianz der Leistung  $Var[P]$  nach (3.7) an den vier Plungerzylindern gegenüber  $\alpha$  aufgetragen. Ebenso ist der Verlauf der bewerteten Aufbaubeschleunigung, des Stuckerns und der Radlastschwankungen aufgetragen<sup>102</sup>. Wird  $\alpha = 0$  gewählt, so ist der Energieverbrauch minimal. Durch Erhöhung von  $\alpha$  steigt der Energieverbrauch. Dem steht allerdings eine verringerte Aufbaubewegung gegenüber.



**Bild 6-14:** Zusammenhang zwischen Energie, bewerteter Aufbaubeschleunigung, Radlastschwankung sowie Stuckern und der vorgegebenen Dämpfung

<sup>102</sup>

entsprechen den Kurven des aktiven Systems in Bild 6-11.

Im Zeitbereich fällt der Vergleich zwischen Serienfahrzeug und C-Klasse mit aktiver Feder wesentlich beeindruckender aus. Ab  $\alpha = 0.4$  ist die Schwingungsneigung des Aufbaus völlig eliminiert<sup>103</sup> (Bild 6-15 rechts oben). Im Gegensatz dazu weist die Serienausführung ein weit langsames Abklingen der Schwingung auf. Die hochfrequenten Anteile in der Aufbaubeschleunigung und im Latschweg bleiben durch die Regelung unverändert, wohingegen die langsamen Schwingungsanteile auch hier ausgeregelt werden. Die dazu notwendigen Plungerwege sind im unteren rechten Bild dargestellt.

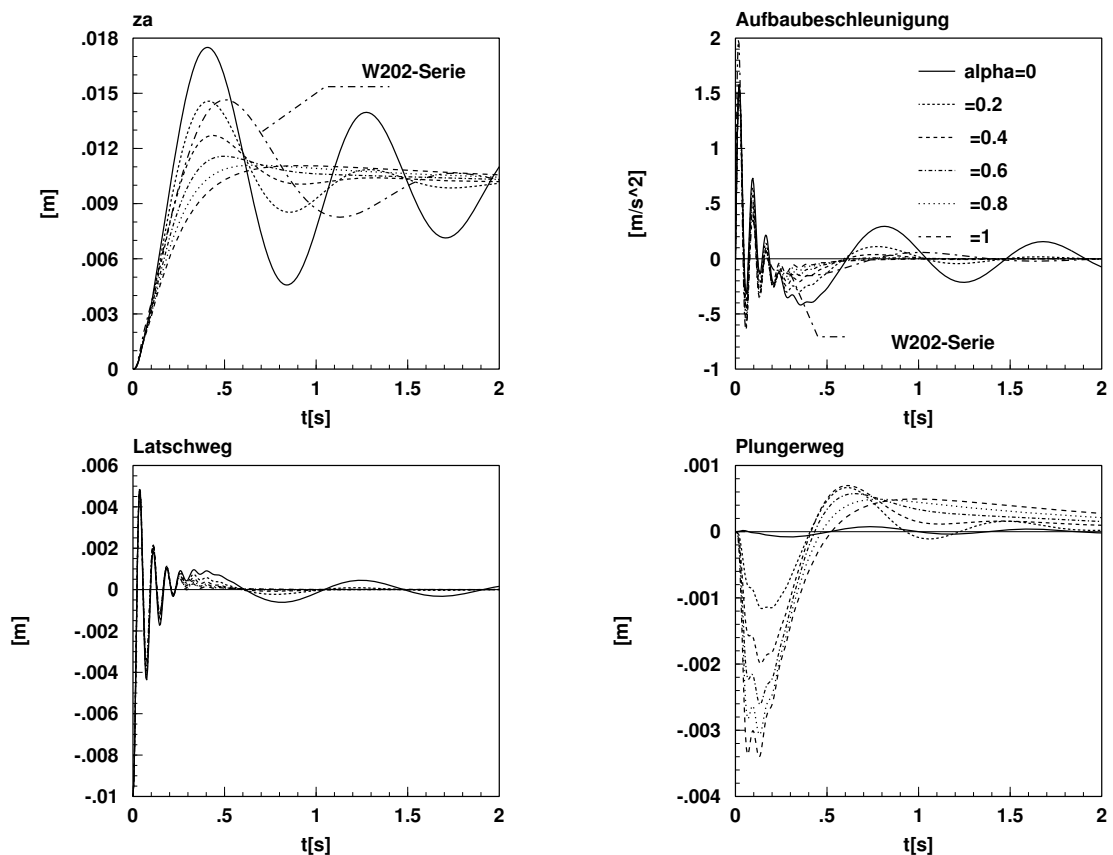


Bild 6-15: Sprungantwort des aktiven und passiven Systems

<sup>103</sup> Der Überschwinger ist notwendig, damit eine Konvergenz auf ein Rampensignal möglich ist. Dieser Zusammenhang wurde in Kapitel 6.2 diskutiert.

In Bild 6-16 ist das dynamische Verhalten des aktiven Fahrzeugs bei einer Rampenfahrt dargestellt. Um das Konvergenzverhalten zu demonstrieren, ist im linken oberen Bild der relative Abstand zwischen der z-Koordinate des Aufbaus und dem Straßensignal aufgetragen. In der Aufbaubeschleunigung und dem Latschweg ist die bereits diskutierte Eliminierung der niederfrequenten Schwingung ab  $\alpha = 0.4$  zu beobachten. Im rechten unteren Bild ist die Zunahme der Plungerbewegungen bei Erhöhung von  $\alpha$  dargestellt. Die Störung ist nach circa 3 Sekunden ausgeregelt und die Plungerzylinder wieder in der Nulllage.

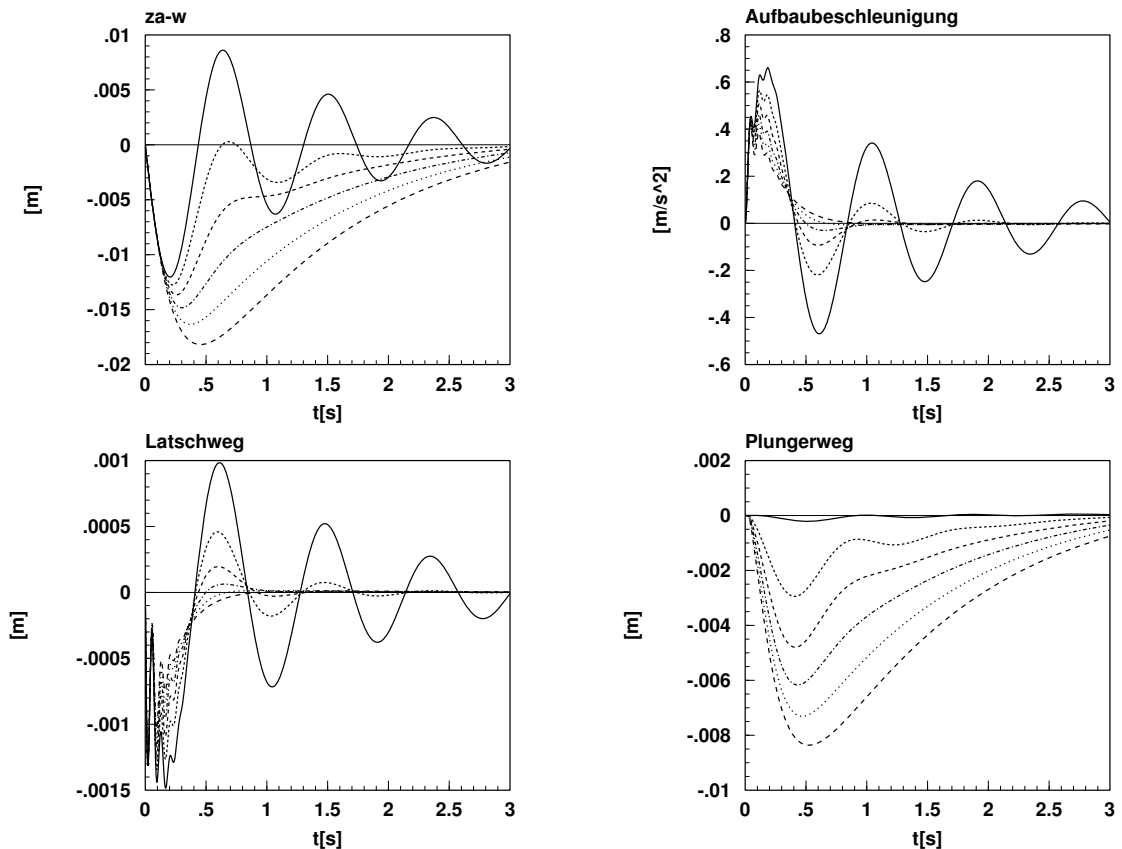
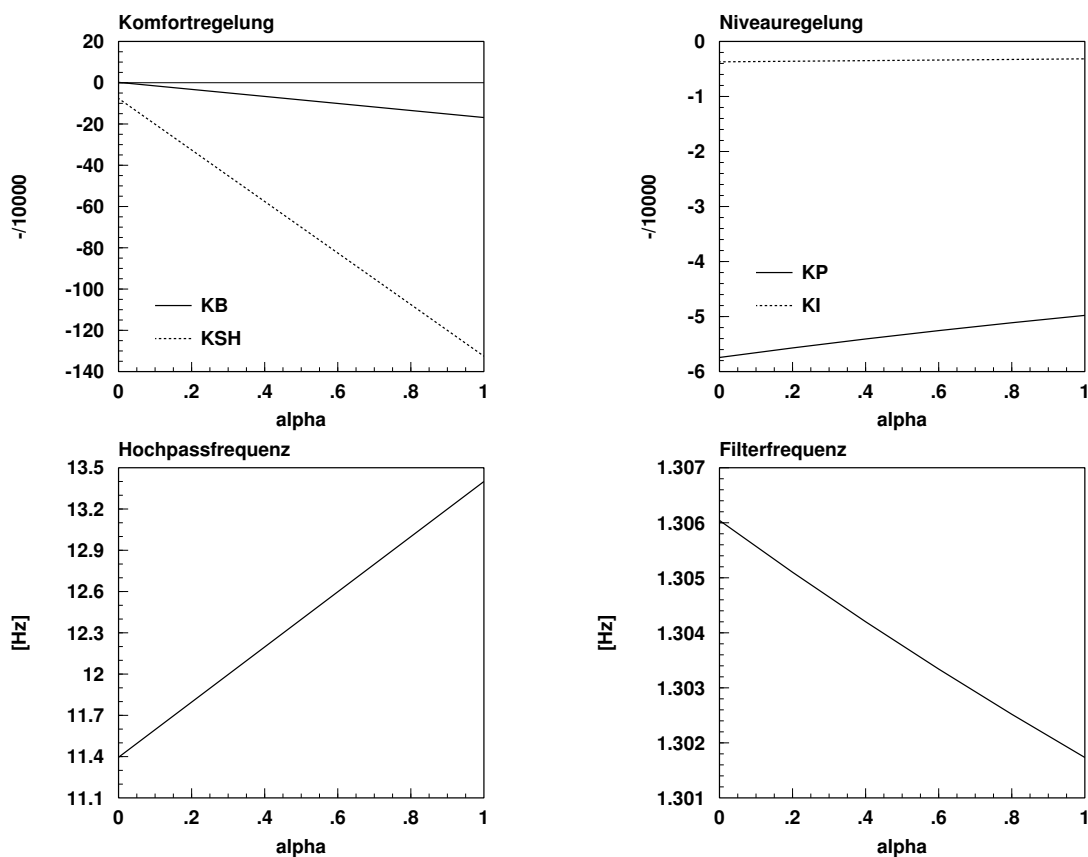


Bild 6-16: Rampenantwort des aktiven und passiven Systems

Abschließend soll auf die explizite Beeinflussung der Reglerparameter durch Variation der gewünschten Dämpfung eingegangen werden (Bild 6-17).



**Bild 6-17:** Parameterverschiebung des Reglers bei Variation von  $\alpha$

Zunächst ist zu bemerken, daß bei  $\alpha = 0$  und der damit verknüpften Aufbaudämpfung des unregelmäßigten Fahrzeugs der Regler keineswegs funktionslos ist. Vielmehr ist sogar eine Verringerung der Niveauteile  $K_P$  und  $K_I$  bei wachsendem  $\alpha$  zu verzeichnen. Demgegenüber nehmen die Komfortanteile  $K_B$  und  $K_{SH}$  stark zu. Hier ist also der Haupteffekt für die Verbesserung des Komfortverhaltens zu suchen. Die Frequenzen der Tief- sowie Hochpaßfilter steigen nur geringfügig mit  $\alpha$ <sup>104</sup>.

<sup>104</sup>

Es sei noch einmal darauf hingewiesen, daß hier nur der Hubanteil der Reglerstruktur untersucht wird. Die alpha-Variation nimmt natürlich auf alle  $6 \cdot 3 \cdot 3 = 54$  Parameter gleichzeitig Einfluß. Aufgrund der Komplexität des Problems wird hier aus Gründen der Übersichtlichkeit nur ein Aspekt beleuchtet.



## 7 Feder- und Dämpferdesign

In den bisherigen Betrachtungen wurde bereits mehrfach darauf hingewiesen, daß die Feder-/Dämpferauslegung des aktiven Fahrzeugs nicht der Serienausführung entspricht. Dieser Umstand fällt vor allen Dingen in den Konfliktdiagrammen (Bild 6-13) auf, wo das unregelmäßige Verhalten sehr hohe Aufbaubeschleunigungen bis 3 Hz aufweist (abzulesen am B1-Wert). Erst durch die aktiven Eingriffe wird eine Verbesserung gegenüber dem Serienfahrzeug erreicht. Der Grund liegt in der unterschiedlichen Zielsetzung der Feder-/Dämpferauslegung bei dem Serienfahrzeug und dem Versuchsträger mit aktiver Feder. Bei der Serienauslegung müssen alle in Kapitel 3 erläuterten Kriterien gleichermaßen berücksichtigt werden. Dies führt auf das bereits diskutierte Pareto-Problem. Durch die Regelung stehen im aktiven Fahrzeug weitere Freiheitsgrade zur Erfüllung der einzelnen Kriterien zur Verfügung. Daher reduziert sich in diesem Fall die Entwurfsproblematik der passiven Elemente auf zwei Aspekte.

1. Damit eine völlige Horizontierung möglich ist, muß bei maximaler Querbewegung durch Ausfahren der Plungerzylinder auf der Kurvenaußenseite und der damit verknüpften Federstauchung ein so großes Gegenmoment aufgebracht werden, daß sich die Einflüsse kompensieren und der Aufbau insgesamt in Ruhe bleibt. Diese Forderung macht eine sehr harte Federauslegung notwendig. Dabei müssen der maximale Plungerweg, sowie die geometrischen Verhältnisse des Fahrzeugs berücksichtigt werden.
2. Da die Regelung aus Gründen der Energieeinsparung nicht im Radfrequenzbereich eingreifen soll, müssen ausschließlich die passiven Elemente für eine ausreichende Raddämpfung sorgen. Dabei ist die harte Federauslegung natürlich zu berücksichtigen. Insgesamt ermöglicht dieses Kriterium allerdings eine gegenüber der Serienausführung sehr viel weichere Dämpferauslegung, da die Aufgabe der Aufbaudämpfung durch die aktiven Eingriffe übernommen wird und somit für die passiven Elemente entfällt. Durch die weiche Dämpferauslegung können die Aufbaubeschleunigungen im Stickerfrequenzbereich erheblich reduziert werden.

### Entwurf der Federn

Zunächst soll die Federdimensionierung erfolgen. Ziel ist es, die Federn so zu berechnen, daß bei einer maximalen Querbewegung der maximale Plungerweg dazu ausreicht, über die Federn ein Wanken des Fahrzeugs zu verhindern. Ausgangspunkt für die Berechnung ist die Gleichung der Aufbaubewegung (5.22). Da nur die stationären Vorgänge betrachtet werden sollen, können aus dieser Gleichung zunächst alle Dynamikanteile herausgestrichen werden. Außerdem soll das Fahrmanöver auf ebener Straße erfolgen, so daß der Störvektor  $\underline{w}$  ebenfalls eliminiert werden kann. Aus (5.22) folgt somit die stationäre Gleichung

$$T_K^{*T} A_1 T_K^* \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} = T_G^{*T} A_1 H z_{R\_rel} + T_G^{*T} A_1 \underline{u} + \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix}. \quad (7.1)$$

Um die weitere Rechnung zu vereinfachen, wird im nächsten Schritt auch die Reifeneindrückung vernachlässigt. Somit ergibt sich:

$$T_K^{*T} A_1 T_K^* \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix} = T_G^{*T} A_1 \underline{u} + \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix} \quad (7.2)$$

Die Forderung nach Horizontierung zieht das Verschwinden der Aufbaukoordinaten in Gleichung (7.2) nach sich. Daher geht (7.2) über in

$$\underline{0} \stackrel{!}{=} T_G^{*T} A_1 \underline{u} + \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix}$$

und damit

$$T_G^{*T} A_1 \underline{u} = - \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix}. \quad (7.3)$$

Die Federberechnung soll so durchgeführt werden, daß bei einer Vollbremsung in der Kurve eine Horizontierung noch möglich ist. Auf das Fahrzeug soll also gleichzeitig die maximale Quer- und Längsbeschleunigung  $\pm a_y^{\max}$  und  $\pm a_x^{\max}$  wirken. Die Vorzeichen berücksichtigen verschiedene Belastungskombinationen. Gleichzeitig wird mit  $F_Z$  eine Zuladung angenommen. Die resultierenden Momente und die Zuladungskraft lauten dann mit (5.51):

$$\begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -m_{zu}g \\ \pm \Delta z_{SP\_NP} m_A a_x^{\max} \\ \pm \Delta z_{SP\_WP} m_A a_y^{\max} \end{pmatrix} \quad (7.4)$$

Aus (7.3) folgt mit (7.4):

$$T_G^{*T} A_1 \underline{u} = - \begin{pmatrix} -m_{zu}g \\ \pm \Delta z_{SP\_NP} m_A a_x^{\max} \\ \pm \Delta z_{SP\_WP} m_A a_y^{\max} \end{pmatrix} \quad (7.5)$$

Hier muß die Matrix  $T_G^{*T}$  um die Zeile der Wankmomentenaufteilung erweitert werden<sup>105</sup>. Auf diese Weise wird berücksichtigt, in welchem Verhältnis das aus der Querbeschleunigung resultierende Wankmoment zwischen Vorder- und Hinterachse aufgeteilt werden soll. Es liegt auf der Hand, daß an der Achse, an der der Hauptanteil des Wankmomentes abgestützt werden soll, auch entsprechend härtere Federn erforderlich sind. Mit der Matrix

105

Das Konzept der variablen Wankmomentenaufteilung wird im Kapitel 8 erläutert.

$$\bar{\mu}_M = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & \bar{\mu} \end{pmatrix} \quad (7.6)$$

der mittleren Wankmomentenaufteilung und der erweiterten Matrix  $T_{GE}^{*T}$  geht (7.5) also über in:

$$T_{GE}^{*T} A_1 \underline{u} = -\bar{\mu}_M \begin{pmatrix} -m_{zu}g \\ \pm \Delta z_{SP\_NP} m_{Ax}^{\max} \\ \pm \Delta z_{SP\_WP} m_{Ay}^{\max} \end{pmatrix} \quad (7.7)$$

Durch Linksmultiplikation mit  $(T_{GE}^{*T})^{-1}$  kann die Gleichung weiter aufgelöst werden:

$$A_1 \underline{u} = -\left(T_{GE}^{*T}\right)^{-1} \bar{\mu}_M \begin{pmatrix} -m_{zu}g \\ \pm \Delta z_{SP\_NP} m_{Ax}^{\max} \\ \pm \Delta z_{SP\_WP} m_{Ay}^{\max} \end{pmatrix} \quad (7.8)$$

An dieser Stelle sind Federsteifigkeiten und Plungerwege noch verknüpft. Da bei diesem Manöver nicht alle Plungerwege maximal sein können, ist die Berechnung der notwendigen Federsteifigkeit nur für das Rad mit der maximalen Belastung möglich. Durch Variation der vier möglichen Belastungsfälle können alle Federsteifigkeiten berechnet werden. Sollen die Federn vorne und hinten gleiche Größenordnung haben, so können die Berechnungen auf zwei Belastungsfälle zurückgeführt werden:

$$c_{Av} = \max \left( -\frac{1}{u_{\max}} \left(T_{GE}^{*T}\right)^{-1} \bar{\mu}_M \begin{pmatrix} -m_{zu}g \\ \Delta z_{SP\_NP} m_{Ax}^{\max} \\ \Delta z_{SP\_WP} m_{Ay}^{\max} \end{pmatrix} \right) \quad (7.9)$$

und

$$c_{Ah} = \max \left( -\frac{1}{u_{\max}} \left(T_{GE}^{*T}\right)^{-1} \bar{\mu}_M \begin{pmatrix} -m_{zu}g \\ -\Delta z_{SP\_NP} m_{Ax}^{\max} \\ -\Delta z_{SP\_WP} m_{Ay}^{\max} \end{pmatrix} \right). \quad (7.10)$$

(7.9) und (7.10) erlaubt über  $\bar{\mu}$  bereits die Definition des querdynamischen Verhaltens des passiven Fahrzeugs. Für  $0 < \bar{\mu} < 1$  wird tendenziell ein untersteuerndes Verhalten vorliegen, wohingegen das Fahrzeug für  $-1 < \bar{\mu} < 0$  eine übersteuernde Tendenz zeigen wird.

### **Entwurf der Dämpfer**

Die Dämpfer sollen so berechnet werden, daß das passive System eine ausreichende Rad-dämpfung aufweist. Im Gegensatz zur konventionellen Dämpferauslegung kann bei dieser Berechnung also allein von der Radbewegung ausgegangen werden. Die Aufbaudämpfung, die normalerweise ebenfalls in die Überlegungen eingehen muß, kann von den aktiven Elementen übernommen werden.

Ausgangspunkt ist daher die Differentialgleichung für die Radbewegung (5.24):

$$H[m_R H^{-2} s^2 + A_2 s + A_1 + H^{-2} c_R] H \underline{z}_{R\_rel} = -H[m_R H^{-2} s^2 + A_2 s + A_1] H \underline{w} - H A_1 \underline{u} + H[A_1 + A_2 s] T_G^* \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix}$$

Im Gegensatz zum Berechnungsverfahren der Feder sind hier vor allen Dingen die hochfrequenten Anteile der Radbewegung zu berücksichtigen. Da die Aufbaubewegung bei hochfrequenten Anregungen aufgrund der Massenträgheit gegenüber den Radbewegungen vernachlässigt werden kann, wird der Zustandsvektor  $\begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix}^T$  aus der Gleichung (5.24) herausgestrichen. Da zudem der Regler im hochfrequenten Bereich nicht mehr in die Systemdynamik eingreifen soll, kann auch dieser Einfluß über den Vektor  $\underline{u}$  vernachlässigt werden. (5.24) vereinfacht damit zu:

$$H[m_R H^{-2} s^2 + A_2 s + A_1 + H^{-2} c_R] H \underline{z}_{R\_rel} = -H[m_R H^{-2} s^2 + A_2 s + A_1] H \underline{w} \quad (7.9)$$

Durch die Umformung kann die Radbewegung auf einer Matrixdifferentialgleichung zweiter Ordnung der Form

$$\left( I_4 s^2 + 2T_R^{-1} D_R s + T_R^{-2} \right) \underline{y} = K \underline{u} \quad (7.10)$$

zurückgeführt werden. Analog zu den Überlegungen bezüglich des Reglerdesigns lassen sich durch Parametervergleich Dämpfungsmaße und Eigenfrequenzen der Radbewegungen berechnen<sup>106</sup>. Durch Ausmultiplikation und Division mit  $m_R$  geht (7.9) in die Form

$$\left[ I_4 s^2 + \frac{1}{m_R} A_2 H^2 s + \frac{1}{m_R} A_1 H^2 + I_4 \frac{c_R}{m_R} \right] \underline{z}_{R\_rel} = K \underline{w} \quad (7.11)$$

über. Der Parametervergleich ergibt das Gleichungssystem

$$\begin{aligned} 2T_R^{-1} D_R &= \frac{1}{m_R} A_2 H^2 \\ T_R^{-2} &= \frac{1}{m_R} (A_1 H^2 + I_4 c_R) \end{aligned} \quad (7.12)$$

aus dem die Matrix der Dämpfer durch die Gleichung

$$A_2 = 2D_R \sqrt{m_R (A_1 + H^{-4} c_R)} \quad (7.13)$$

berechnet werden kann. Durch ein vorgegebenes Dämpfungsmaß für die Radbewegungen kann die Matrix der Aufbaudämpfer berechnet werden. In [TUC68] wird ein Dämpfungsmaß  $D_R$  von 0.2 bis 0.3 für ein gutes Abrollverhalten bei ausreichender Raddämpfung angegeben.

<sup>106</sup> vgl. Kapitel 6.6.5 und 6.7.4.

## 8 Variable Wankmomentenaufteilung

Der Begriff der variablen Wankmomentenaufteilung wurde in der vorliegenden Arbeit bereits mehrfach angesprochen. Im Folgenden sollen die Funktionsweise dieses Eingriffs und die Auswirkungen auf die Querdynamik erläutert werden.

### Motivation

Ausgangspunkt ist die Überlegung, daß bei einer Kurvenfahrt von dem Fahrwerk ein Gegenmoment zu dem aus der Querbewegung resultierenden Moment aufgebracht werden muß, um einen zu großen Wankwinkel zu verhindern. Passive Fahrwerke erzeugen dieses Gegenmoment durch die Stauchung der Federn auf der Kurvenaußenseite sowie durch Stabilisatoren, die bei Neigung des Fahrzeugs durch Verdrehung ebenfalls einen Momentenanteil liefern. Dabei ist durch die konstruktive Abstimmung festgelegt, ob das Gegenmoment mehr an der Vorder- oder mehr an der Hinterachse erzeugt werden soll. Diese Frage berührt erst in zweiter Linie Fragestellungen der Vertikaldynamik, sondern ist in sehr starkem Maße für das querdynamische Verhalten des Fahrzeugs bestimmend. Wird das Wankmoment hauptsächlich an der Vorderachse abgestützt, so liegt tendenziell ein untersteuerndes Fahrverhalten vor. Das Fahrzeug schiebt über die Vorderräder. Findet die Abstützung an der Hinterachse statt, so wird sich das Fahrzeug übersteuernd verhalten, d.h., die Hinterachse neigt zum Ausbrechen. Die zugrunde liegenden Effekte sind im nichtlinearen Verhalten der Kräfte zwischen Reifen und Fahrbahn begründet. Dieser Themenkomplex wird in [STREI92] untersucht. Hier wird gezeigt, daß an der Achse mit der größeren Normalkraftdifferenz zwischen rechtem und linkem Reifen ein geringeres Seitenführungspotential der Reifen vorliegt, da durch die Zunahme der Normalkraft auf der einen Seite weniger Seitenkraftpotential gewonnen wird, als auf der anderen Seite durch die Normalkraftabnahme verloren geht. Die Achse, an der eine stärkere Wankmomentenabstützung stattfindet, wird eher zum seitlichen Ausbrechen neigen. Da ein übersteuerndes Verhalten des Fahrzeugs für Normalfahrer kritisch sein kann, findet bei passiven Fahrwerken die Wankmomentenabstützung hauptsächlich an der Vorderachse statt. Allerdings zieht diese Maßnahme eine tendenzielle Lenkunwilligkeit des Fahrzeugs nach sich, die in den meisten Situationen unerwünscht ist.

Durch den aktiven Eingriff kann dieser Konflikt zwischen gutmütigem Verhalten und Lenkfreudigkeit entschärft werden, da durch die Regelstrategie dynamisch das Wankmoment so abgestützt werden kann, daß über weite Bereiche ein neutrales Fahrverhalten vorliegt. Nur in Ausnahmefällen wird ein Abstützungsverhältnis vorgegeben, das dem des passiven Fahrwerks aus Sicherheitsgründen grundsätzlich zugrunde liegt. Die Wankmomentenaufteilung muß also situationsabhängig erfolgen. Da die mit der Wankmomentenaufteilung verknüpften Fragestellungen aufgrund der nichtlinearen Querdynamik und den ebenfalls nichtlinearen Effekten an den Reifen äußerst komplexe Charakteristiken aufweisen, kommen konventionelle Regelansätze zur Lösung des Problems nicht in Betracht. In [STREIT92] wird ein Fuzzy-Regler vorgeschlagen, der in Abhängigkeit von verschiedenen fahrdynamischen Zustandsgrößen eine "intelligente" Aufteilung des Wankmomentes vornimmt. Da einerseits die dazu notwendigen Meßgrößen nicht vorliegen, und andererseits die Berechnung des Fuzzy-Reglers zeitkritisch

ist, kann dieser Ansatz in seiner Gesamtheit an dieser Stelle nicht verwendet werden. Es wird daher lediglich der Steueranteil des in [STREIT92] erarbeiteten Gesamtkonzeptes betrachtet und die damit verknüpfte Fuzzy-Fläche durch nichtlineare Funktionen approximiert.

### Herleitung der Steuerstrategie

Die Steuerstrategie hat die Quer- und Längsbeschleunigung als Eingangsparameter. Folgende Überlegungen liegen dem Design zugrunde:

1. Mit anwachsender Querschleunigung nimmt das Gefahrenpotential zu, da entweder die Kurvengeschwindigkeit steigt oder der Kurvenradius kleiner wird. Aus Sicherheitsgründen wird also das Wankmoment bei betragsmäßig steigender Querschleunigung weiter an der Vorderachse abgestützt.
2. Das Seitenführungspotential ist nicht nur von der Normalkraft am Reifen bestimmt, sondern wird zusätzlich durch Umfangskräfte reduziert. Diese Umfangskräfte entstehen durch Brems- oder Beschleunigungsmanöver. Die Längsbeschleunigung ist daher neben der Querschleunigung die zweite Einflußgröße der Steuerstrategie. Es sind folgende Fälle zu unterscheiden:
  - a) Ein Bremsmanöver erzeugt je nach Bremsverteilung an der Vorderachse große Umfangskräfte. Dies zieht eine Reduktion des Seitenkraftpotentials nach sich. Damit die Seitenkraftabnahme nicht noch verstärkt wird, sollte das Wankmoment also stärker an der Hinterachse abgestützt werden. Dem steht allerdings eine mögliche Seitenkraftzunahme durch die Erhöhung der Normalkraft an der Vorderachse gegenüber. Gleichzeitig wird es durch die Entlastung der Hinterachse an den Hinterrädern zu einer Seitenkraftabnahme kommen. Die Hinterachse ist zudem je nach Bremsaufteilung auch durch Umfangskräfte belastet. Diese beiden Aspekte würden eine Abstützung an der Vorderachse notwendig machen. Welcher Effekt überwiegt, hängt von der Bremskraftverteilung, der Schwerpunktlage und der Aufbaumasse ab. Da jedoch die Vorgänge an der Vorderachse kompensativ wirken, tritt der Aspekt der Normalkraftabnahme an der Hinterachse stärker in den Vordergrund, was insgesamt eine Abstützung des Wankmomentes an der Vorderachse notwendig macht. Für ein solches Vorgehen spricht zusätzlich die Überlegung, daß eher ein untersteuerndes als ein übersteuerndes Verhalten akzeptiert werden kann.
  - b) Beim Beschleunigungsvorgang sind bei Heckantrieb nur die hinteren Räder durch Umfangskräfte belastet. Der damit verknüpften Seitenkraftabnahme sollte durch eine vorderachsige Abstützung begegnet werden. Allerdings wird der Effekt der Seitenkraftreduktion durch Umfangskräfte teilweise durch die Erhöhung der Normalkraft an den Hinterrädern kompensiert. Die Vorderräder weisen durch die Normalkraftabnahme ein geringeres Seitenkraftpotential auf. Dies würde eher eine hinterachsseitige Abstützung beim Beschleunigen motivieren. Da aber im Gegensatz zu den Vorgängen an der Hinterachse beim Bremsmanöver hier nicht zwei Effekte in die gleiche Richtung zeigen, wird die Seitenkraftabnahme an der Hinterachse durch den Beschleunigungsvorgang dominant sein. Insgesamt ist daher auch in diesem Fall eine Abstützung an der Vorderachse angezeigt.

Die skizzierten Zusammenhänge machen die Komplexität dieses Problems klar und motivieren den Fuzzy-Ansatz. Für die approximierte Funktion werden hier drei Parameter eingeführt, die im Fahrbetrieb abgestimmt werden müssen. Die drei Parameter sind dabei für die folgenden Fahrmanöver maßgeblich:

1. stationäre Kurvenfahrt  $\Rightarrow \varepsilon_{a_y}$ : Durch diesen Parameter wird festgelegt, wie eine stationäre Abstützung bei der Kurvenfahrt in Abhängigkeit von der Querbeschleunigung erfolgen soll.
2. Bremsen in der Kurve  $\Rightarrow \varepsilon_{+a_x}$ : Durch diesen Parameter wird definiert, auf welche Weise die Aufteilungsvorgabe durch Punkt 1 in Abhängigkeit von einer negativen Längsbeschleunigung korrigiert werden soll.
3. Beschleunigen in der Kurve  $\Rightarrow \varepsilon_{-a_x}$ : Dieser Parameter definiert analog zu  $\varepsilon_{+a_x}$  bei positiver Längsbeschleunigung eine Korrektur der Vorgabe durch Punkt 1.

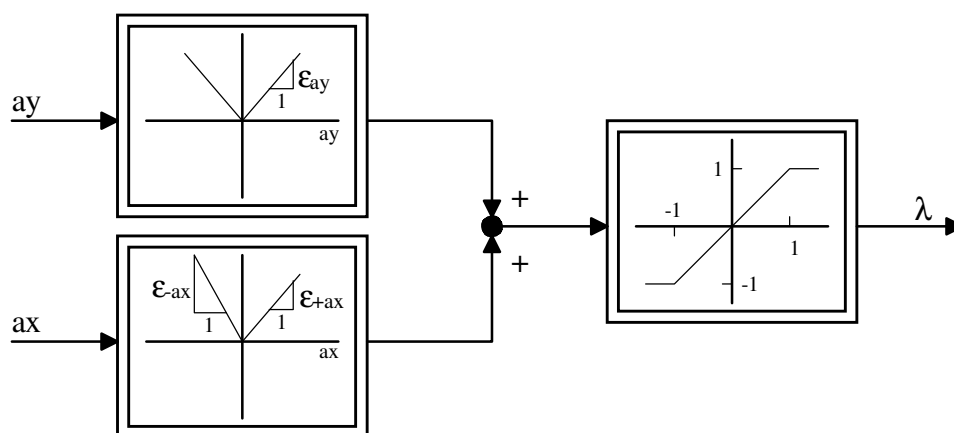
Wird weiter vereinbart, daß für den Aufteilungsfaktor  $\mu$  folgendes gelten soll,

$$-1 < \mu < 1 \quad (8.1)$$

und

$$\begin{aligned} \mu = -1 &\Rightarrow \text{Abstützung an der Hinterachse} \\ \mu = +1 &\Rightarrow \text{Abstützung an der Vorderachse,} \end{aligned}$$

so kann ein Strukturplan für Steuerung der Wankmomentenaufteilung angegeben werden.



**Bild 7-1: Steuerung der Wankmomentenaufteilung**

**Integration der Wankmomentenaufteilung**

Nachdem die prinzipielle Funktionsweise der Wankmomentenaufteilung erläutert wurde, soll nun die Frage interessieren, wie der Wankmomentenaufteilungsfaktor  $\mu$  in das Regelkonzept der aktiven Federung integriert werden kann. Dazu wird zunächst an der Differentialgleichung (5.14) die Bedingung für die Störgrößenkompensation hergeleitet<sup>107</sup>:

$$\Theta_A \begin{pmatrix} \ddot{z}_A \\ \ddot{n} \\ \ddot{w} \end{pmatrix} = T_G^{*T} \underline{F}_{FB} + \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix}$$

Damit der Störvektor  $\begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix}^T$  keinen Einfluß auf die Zustandsgrößen hat, muß eine Kompensation durch die Federbeinkräfte erfolgen. Also muß gelten:

$$\underline{0} \stackrel{!}{=} T_G^{*T} \underline{F}_{FB} + \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix}$$

bzw.

$$T_G^{*T} \underline{F}_{FB} \stackrel{!}{=} - \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix} \tag{8.2}$$

Um eine anschauliche Herleitung zu ermöglichen, soll die Matrix  $T_G^*$  direkt durch geometrische Daten ausgedrückt werden. Dies ist durch (5.13) und (5.12) möglich<sup>108</sup>:

$$T_G^{*T} = T_{G_R}^T H \tag{8.3}$$

Mit der Matrix  $T_{G_R} = \begin{pmatrix} 1 & -l_v & -l_{R_vr} \\ 1 & -l_v & l_{R_vl} \\ 1 & l_h & -l_{R_hr} \\ 1 & l_h & l_{R_hl} \end{pmatrix}$ , die die geometrischen Daten der Radpositionen beinhaltet, lautet nun (8.2)

$$\begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ -l_v & -l_v & l_h & l_h \\ -l_{R_vr} & l_{R_vl} & -l_{R_hr} & l_{R_hl} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} h_{11} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & h_{22} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & h_{33} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & h_{44} \end{pmatrix} \underline{F}_{FB} \stackrel{!}{=} - \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix} \tag{8.4}$$

Zunächst werden die beiden Matrizen ausmultipliziert

<sup>107</sup> Diese Berechnung wurde bereits analog in Kapitel 5.6 durchgeführt. Es erscheint jedoch im Sinne einer geschlossenen Argumentation, die Berechnungsgrundlagen noch einmal in Erinnerung zu rufen.

<sup>108</sup> gilt für den Fall, das die Lenker parallel liegen. Ist diese Bedingung verletzt, kann durch eine Anpassung der Berechnung eine analoge Beziehung hergeleitet werden.



$$\begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ -l_v & -l_v & l_h & l_h \\ -l_{R_{vr}} & l_{R_{vl}} & -l_{R_{hr}} & l_{R_{hl}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} h_{11} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & h_{22} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & h_{33} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & h_{44} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} h_{11} & h_{22} & h_{33} & h_{44} \\ -l_v h_{11} & -l_v h_{22} & l_h h_{33} & l_h h_{44} \\ -l_{R_{vr}} h_{11} & l_{R_{vl}} h_{22} & -l_{R_{hr}} h_{33} & l_{R_{hl}} h_{44} \end{pmatrix} \quad (8.5)$$

und ausgeschrieben

$$\begin{pmatrix} F_{FB_{vr}} h_{11} + F_{FB_{vl}} h_{22} + F_{FB_{hr}} h_{33} + F_{FB_{hl}} h_{44} \\ -F_{FB_{vr}} l_v h_{11} - F_{FB_{vl}} l_v h_{22} + F_{FB_{hr}} l_h h_{33} + F_{FB_{hl}} l_h h_{44} \\ -F_{FB_{vr}} l_{R_{vr}} h_{11} + F_{FB_{vl}} l_{R_{vl}} h_{22} - F_{FB_{hr}} l_{R_{hr}} h_{33} + F_{FB_{hl}} l_{R_{hl}} h_{44} \end{pmatrix} \stackrel{!}{=} - \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix}. \quad (8.6)$$

Zur Berechnung der Kompensationsstrategie muß das Gleichungssystem nach den Federbeinkräften aufgelöst werden. Dies ist aber offensichtlich unmöglich, da zur Berechnung der vier Federbeinkräfte nur drei Gleichungen zur Verfügung stehen. Das Gleichungssystem ist also unterbestimmt. Durch die Definition einer vierten Gleichung kann der noch bestehende Freiheitsgrad dazu benutzt werden, die Wankmomentenkompensation zwischen Vorder- und Hinterachse variabel zu gestalten. Hierfür werden aus der dritten Gleichung von (8.6) die zur Abstützung erforderlichen Momente an der Vorder- und an der Hinterachse abgeleitet.

$$M_v \stackrel{!}{=} -F_{FB_{vr}} l_{R_{vr}} h_{11} + F_{FB_{vl}} l_{R_{vl}} h_{22} \quad (8.8)$$

und

$$M_h \stackrel{!}{=} -F_{FB_{hr}} l_{R_{hr}} h_{33} + F_{FB_{hl}} l_{R_{hl}} h_{44} \quad (8.9)$$

Die vierte Gleichung soll ein variables Verhältnis zwischen dem vorderen und dem hinteren Kompensationsmoment ermöglichen. Dazu wird die folgende Definitionsgleichung für die Wankmomentengleichung eingeführt:

$$(1 + \mu)M_H = (1 - \mu)M_V \text{ mit } -1 < \mu < 1 \quad (8.10)$$

Aus (8.10) kann durch Ausmultiplizieren direkt berechnet werden:

$$M_H + \mu M_H = M_V - \mu M_V$$

bzw. mit Einführung des Gesamtmomentes  $M_W$  aus der dritten Gleichung von (8.6)

$$\mu \underbrace{(M_H + M_V)}_{=-M_W} = M_V - M_H. \quad (8.11)$$

Um die Funktionsweise des Aufteilungsfaktors  $\mu$  zu verdeutlichen, werden die beiden Momente an der Vorder- und Hinterachse in Abhängigkeit von  $\mu$  und dem Gesamtmoment  $M_W$  dargestellt. Mit (8.11) und der dritten Gleichung von (8.6) folgt

$$\begin{aligned} M_H &= \frac{1}{2}(\mu - 1)M_W \\ M_V &= -\frac{1}{2}(\mu + 1)M_W \end{aligned} \quad (8.12)$$

Durch drei Fallbeispiele für den Faktor  $\mu$  kann mit (8.12) die Funktionsweise verdeutlicht werden:

$$\text{Wankmoment hinten abstützen: } \mu = -1 \Rightarrow \begin{aligned} M_H &= -M_W \\ M_V &= 0 \end{aligned}$$

$$\text{Wankmoment neutral abstützen: } \mu = 0 \Rightarrow \begin{aligned} M_H &= -\frac{1}{2}M_W \\ M_V &= -\frac{1}{2}M_W \end{aligned}$$

$$\text{Wankmoment vorne abstützen: } \mu = 1 \Rightarrow \begin{aligned} M_H &= 0 \\ M_V &= -M_W \end{aligned}$$

Mit den Gleichungen (8.11) , (8.8) und (8.9) kann nun die vierte Gleichung für die Störgrößenkompensation angegeben werden:

$$-\mu M_W \stackrel{!}{=} (-F_{FB\_vr} l_{R\_vr} h_{11} + F_{FB\_vl} l_{R\_vl} h_{22}) - (-F_{FB\_hr} l_{R\_hr} h_{33} + F_{FB\_hl} l_{R\_hl} h_{44}) \quad (8.13)$$

Das unterbestimmte Gleichungssystem (8.6) kann nun mit der Gleichung (8.13) ergänzt werden:

$$\begin{pmatrix} F_{FB\_vr} h_{11} + F_{FB\_vl} h_{22} + F_{FB\_hr} h_{33} + F_{FB\_hl} h_{44} \\ -F_{FB\_vr} l_{R\_vr} h_{11} - F_{FB\_vl} l_{R\_vl} h_{22} + F_{FB\_hr} l_{R\_hr} h_{33} + F_{FB\_hl} l_{R\_hl} h_{44} \\ -F_{FB\_vr} l_{R\_vr} h_{11} + F_{FB\_vl} l_{R\_vl} h_{22} - F_{FB\_hr} l_{R\_hr} h_{33} + F_{FB\_hl} l_{R\_hl} h_{44} \\ -F_{FB\_vr} l_{R\_vr} h_{11} + F_{FB\_vl} l_{R\_vl} h_{22} + F_{FB\_hr} l_{R\_hr} h_{33} - F_{FB\_hl} l_{R\_hl} h_{44} \end{pmatrix} \stackrel{!}{=} - \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \\ \mu M_W \end{pmatrix} \quad (8.14)$$

Dieses Gleichungssystem lautet in Matrixform:

$$\begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ -l_{R\_vr} & -l_{R\_vl} & l_{R\_hr} & l_{R\_hl} \\ -l_{R\_vr} & l_{R\_vl} & -l_{R\_hr} & l_{R\_hl} \\ -l_{R\_vr} & l_{R\_vl} & l_{R\_hr} & -l_{R\_hl} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} h_{11} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & h_{22} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & h_{33} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & h_{44} \end{pmatrix} \underline{F}_{FB} \stackrel{!}{=} - \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \\ \mu M_W \end{pmatrix}$$

bzw.:

$$\begin{pmatrix} 1 & -l_{R\_vr} & -l_{R\_vr} & -l_{R\_vr} \\ 1 & -l_{R\_vl} & l_{R\_vl} & l_{R\_vl} \\ 1 & l_{R\_hr} & -l_{R\_hr} & l_{R\_hr} \\ 1 & l_{R\_hl} & l_{R\_hl} & -l_{R\_hl} \end{pmatrix}^T \underline{H}_{FB} \stackrel{!}{=} - \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \\ \mu M_W \end{pmatrix} \quad (8.15)$$

Offensichtlich wird die Matrix  $T_{G\_R}$  um eine vierte Spalte erweitert, die aus der dritten Spalte durch elementweise Multiplikation mit dem Vektor  $\begin{pmatrix} 1 & 1 & -1 & -1 \end{pmatrix}^T$  hervorgeht.

Es kann also eine erweiterte Matrix  $T_{GE\_R}$  definiert werden:

$$T_{GE\_R} = \left( T_{G\_R} \quad T_{G\_R,S3} \cdot * \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ -1 \\ -1 \end{pmatrix} \right) \quad (8.16)$$

Mit (8.16) kann die geschlossene Lösung der Störgrößenkompensation angegeben werden.

$$\underline{F}_{FB} \stackrel{!}{=} -H^{-1} \left( T_{GE\_R}^T \right)^{-1} \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \\ \mu M_W \end{pmatrix} \quad (8.17)$$

Um die bisherige Darstellung des Störvektors beibehalten zu können, wird die Matrix

$$\mu_M = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & \mu \end{pmatrix} \quad (8.18)$$

eingeführt. Mit der Gleichung

$$\begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \\ \mu M_W \end{pmatrix} = \mu_M \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix} \quad (8.19)$$

geht (8.17) über in

$$\underline{F}_{FB} \stackrel{!}{=} - \left( T_{GE\_R}^T H \right)^{-1} \mu_M \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix} \quad (8.20)$$

Mit (8.3)  $T_G^{*T} = T_{G\_R}^T H$  und daraus analog

$$T_{GE}^{*T} = T_{GE\_R}^T H \quad (8.21)$$

kann die endgültige Gleichung für die Störgrößenkompensation angegeben werden.

$$\underline{F}_{FB} \stackrel{!}{=} - \left( T_{GE}^{*T} \right)^{-1} \mu_M \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix} \quad (8.22)$$

Die Erweiterung der Matrix  $T_{GE}^{*T}$  erfolgt dabei analog zu (8.14) durch

$$T_{GE}^{*T} = \left( T_G^* \quad T_{G,S3}^* \cdot * \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ -1 \\ -1 \end{pmatrix} \right) \quad (8.21)$$

***Fazit***

Die Gleichung der Wankmomentenaufteilung kann also formal durch die Erweiterung der Matrix  $T_G^*$  zu  $T_{GE}^*$  und der Einführung der Matrix  $\mu_M$  integriert werden. Dieses Vorgehen wurde bereits bei den in Kapitel 6 vorgestellten Reglerentwürfen berücksichtigt. Durch den Faktor  $\mu$  kann über die in Bild 8-1 dargestellte Steuerstrategie Einfluß auf die Querdynamik genommen werden.

## 9 Parameteridentifikation

Ziel dieser Arbeit ist die integrale Synthese eines Reglers für die aktive Federung. In Kapitel 6 wurden zwei Reglervarianten vorgestellt, die ohne numerisch aufwendige Hilfsmittel durch analytische Berechnungsvorschriften entworfen werden. Die Synthese erfolgt dabei modellgestützt, d.h. Grundlage für alle Überlegungen ist das in Kapitel 5 hergeleitete Modell (5.25). Durch den Vergleich zwischen der Dynamik des unregulierten Systems und einem Wunschverhalten kann das Designproblem für die Reglermatrizen gelöst werden. Voraussetzung für dieses Vorgehen ist allerdings die Kenntnis der dem Modell (5.25) zugrunde liegenden Parameter. Das vorgestellte Verfahren muß daher um eine Parameteridentifikation erweitert werden<sup>109</sup>.

Die Parameteridentifikation führt analog zum Reglerentwurf auf ein komplexes nichtlineares Mehrgrößenproblem, bei dem über 50 Parameter zu identifizieren sind. Das Problem wurde von Duplitzer im Zusammenhang mit dieser Arbeit eingehend untersucht [DUPL96a].

Die meisten bekannten Identifikationsverfahren sind zunächst nur auf Eingrößensysteme anwendbar, und die Erweiterung auf den Mehrgrößenfall kann beträchtliche Probleme mit sich bringen. Es können im Moment zwei Verfahren angegeben werden, die auf die Komplexität des Problems angepaßt sind:

- das Maximum-Likelihood-Verfahren für Mehrgrößenprobleme. Dieses Verfahren gehört zum Matrix<sub>x</sub>-Programmumfang und wird in [DUPL96a] in modifizierter Form verwendet.
- ein neuer Mehrgrößenoptimierer, der von Kasper entwickelt und ebenfalls im Rahmen dieser Arbeit von Petitjean weiterentwickelt wurde [KASP90,PETIT95]. Um dieses Verfahren anwenden zu können, wird das Identifikationsproblem explizit als Optimierungsaufgabe formuliert, d.h. es wird ein Kostenfunktional aus der quadratisch aufsummierten Differenz zwischen simulierten und realen Meßgrößen gebildet<sup>110</sup>.

### Die Identifikationsaufgabe

Die Identifikationsaufgabe kann sich ausschließlich an den Erfordernissen des Reglerentwurfs orientieren. In diesem Fall interessieren ausschließlich die Parameter des reduzierten Modells (6.8). Dies führt insgesamt auf ein Identifikationsproblem mit den folgenden 26 Parametern:

$$m_A, J_N, J_W, c_{Av}, c_{Ah}, b_{Av}, b_{Ah}, c_R, K_{Pl\_vr}, K_{Pl\_vl}, K_{Pl\_hr}, K_{Pl\_hl}$$

<sup>109</sup> Wird der Regler durch Optimierung im Fahrzeug angepaßt, so finden Parameteridentifikation und Reglerparametrierung in einem Schritt statt. Allerdings ist dieses Vorgehen mit dem Nachteil verknüpft, daß Identifikation und Design explizit verkoppelt bearbeitet werden, und daher das Reglerdesign unflexibel wird. Zudem wurde bereits dargelegt, daß für die Optimierung nur qualitative Ziele definiert werden können, was häufig zu unbefriedigenden Ergebnissen führt (s. Überlegungen im Kapitel 2.2).

<sup>110</sup> Reine Identifikationsverfahren beinhalten dieses Kostenfunktional bereits implizit.

$$l_v, l_h, l_{FB\_vr}, l_{FB\_vl}, l_{FB\_hr}, l_{FB\_hl}, l_{R\_vr}, l_{R\_vl}, l_{R\_hr}, l_{R\_hl}, l_{L\_vr}, l_{L\_vl}, l_{L\_hr}, l_{L\_hl}$$

Die Identifikationsuntersuchungen zeigen jedoch, daß nicht alle Parameter bestimmt werden können. Vielmehr müssen einige Parameter richtig vorgegeben werden, um die Lösbarkeit des Problems zu gewährleisten. Duplitzer schlägt die folgenden beiden Möglichkeiten vor:

1. Vorgabe der Parameter  $m_A, l_{R\_vr}, l_{R\_vl}, l_{R\_hr}, l_{R\_hl}$
2. Vorgabe der Parameter  $c_{Av}, c_{Ah}, l_{R\_vr}, l_{R\_vl}, l_{R\_hr}, l_{R\_hl}$

Die zur Korrektur der Längs- und Querschleunigungsmessung notwendigen Parameter  $\Delta z_{NP\_BS}$  und  $\Delta z_{WP\_BS}$  können direkt aus der Gleichung (5.46) berechnet werden:

$$\begin{pmatrix} a_{x\_Mess} \\ a_{y\_Mess} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \Delta z_{NP\_BS} \ddot{n} \\ \Delta z_{WP\_BS} \ddot{w} \end{pmatrix} + g \begin{pmatrix} n \\ w \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} a_x \\ a_y \end{pmatrix}$$

Werden Messungen an einem Prüfstand vorgenommen, so dürften keine Längs- und Querschleunigung zu messen sein. Über die Forderung

$$\begin{pmatrix} a_{x\_Mess} \\ a_{y\_Mess} \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} \Delta z_{NP\_BS} \ddot{n} \\ \Delta z_{WP\_BS} \ddot{w} \end{pmatrix} - g \begin{pmatrix} n \\ w \end{pmatrix} \stackrel{!}{=} MIN$$

können  $\Delta z_{NP\_BS}$  und  $\Delta z_{WP\_BS}$  bestimmt werden. Soll zusätzlich der g-Anteil vernachlässigt werden, so kann die Parameterbestimmung in einem Schritt durchgeführt werden. Dazu werden die Meßsignale zu verschiedenen Zeitpunkten nebeneinander geschrieben

$$\begin{pmatrix} a_{x\_Mess}(t_1) & a_{x\_Mess}(t_2) & \dots & a_{x\_Mess}(t_n) \\ a_{y\_Mess}(t_1) & a_{y\_Mess}(t_2) & \dots & a_{y\_Mess}(t_n) \end{pmatrix} \stackrel{!}{=} \begin{pmatrix} \Delta z_{NP\_BS} \begin{pmatrix} \ddot{n}(t_1) & \ddot{n}(t_2) & \dots & \ddot{n}(t_n) \end{pmatrix} \\ \Delta z_{WP\_BS} \begin{pmatrix} \ddot{w}(t_1) & \ddot{w}(t_2) & \dots & \ddot{w}(t_n) \end{pmatrix} \end{pmatrix}$$

und aufgespalten in zwei Einzelgleichungen:

$$\begin{pmatrix} a_{x\_Mess}(t_1) & a_{x\_Mess}(t_2) & \dots & a_{x\_Mess}(t_n) \end{pmatrix} \stackrel{!}{=} \Delta z_{NP\_BS} \begin{pmatrix} \ddot{n}(t_1) & \ddot{n}(t_2) & \dots & \ddot{n}(t_n) \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} a_{y\_Mess}(t_1) & a_{y\_Mess}(t_2) & \dots & a_{y\_Mess}(t_n) \end{pmatrix} \stackrel{!}{=} \Delta z_{WP\_BS} \begin{pmatrix} \ddot{w}(t_1) & \ddot{w}(t_2) & \dots & \ddot{w}(t_n) \end{pmatrix}$$

Mit den Abkürzungen

$$\underline{a}_x^T = \begin{pmatrix} a_{x\_Mess}(t_1) & a_{x\_Mess}(t_2) & \dots & a_{x\_Mess}(t_n) \end{pmatrix}$$

$$\underline{a}_y^T = \begin{pmatrix} a_{y\_Mess}(t_1) & a_{y\_Mess}(t_2) & \dots & a_{y\_Mess}(t_n) \end{pmatrix}$$

$$\underline{\ddot{n}}^T = \begin{pmatrix} \ddot{n}(t_1) & \ddot{n}(t_2) & \dots & \ddot{n}(t_n) \end{pmatrix}$$

$$\underline{\ddot{w}}^T = \begin{pmatrix} \ddot{w}(t_1) & \ddot{w}(t_2) & \dots & \ddot{w}(t_n) \end{pmatrix}$$

können nun die gesuchten Parameter direkt berechnet werden:

$$\Delta z_{NP\_BS} = \underline{a}_x^T \underline{\ddot{n}} \left( \begin{array}{cc} \ddot{n}^T & \ddot{n} \\ \underline{n} & \underline{n} \end{array} \right)^{-1} \quad (9.1)$$

$$\Delta z_{WP\_BS} = \underline{a}_y^T \underline{\ddot{w}} \left( \begin{array}{cc} \ddot{w}^T & \ddot{w} \\ \underline{w} & \underline{w} \end{array} \right)^{-1} \quad (9.2)$$

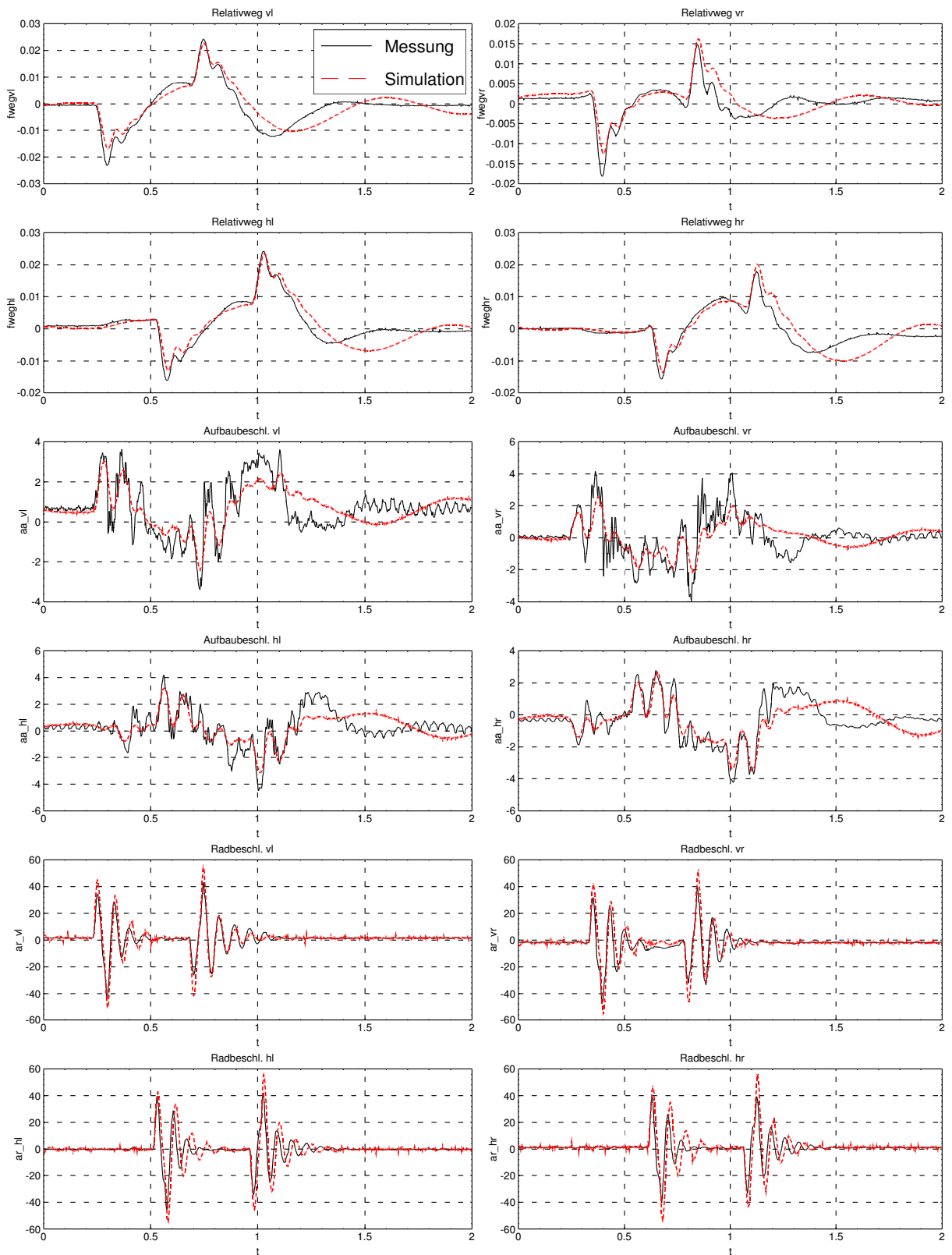
Die Lösung ist im Gauß'schen Sinne optimal.

### **Der Identifikationsvorgang**

Da die Identifikation der Parameter durch Modellabgleich auf der Basis von Meßwerten vollzogen wird, müssen dynamische Messungen am Fahrzeug durchgeführt werden, die das Systemverhalten in seiner Gesamtheit beschreiben. Dazu werden die vorliegenden Meßinformationen wie Vertikalbeschleunigungen und Relativwege verwendet. Duplitzer zeigt, daß eine befriedigende Identifikation von einer geeigneten Anregung abhängt. Da eine vollständige Identifikation die Störung des Fahrzeugs mit einer bekannten Straßenanregung erfordert, müssen die Messungen an einem Prüfstand durchgeführt werden. Dabei sollte das Straßensignal bandbegrenzt sein, damit die hochfrequenten Modi des Fahrzeugs nicht angeregt werden.

Bild 9-1 zeigt den Ausgangszustand eines Identifikationsvorganges<sup>111</sup>. Zunächst liegt eine Differenz zwischen simulierten und realen Meßdaten vor. Die Identifikation variiert die Systemparameter so, daß diese Differenz minimal wird.

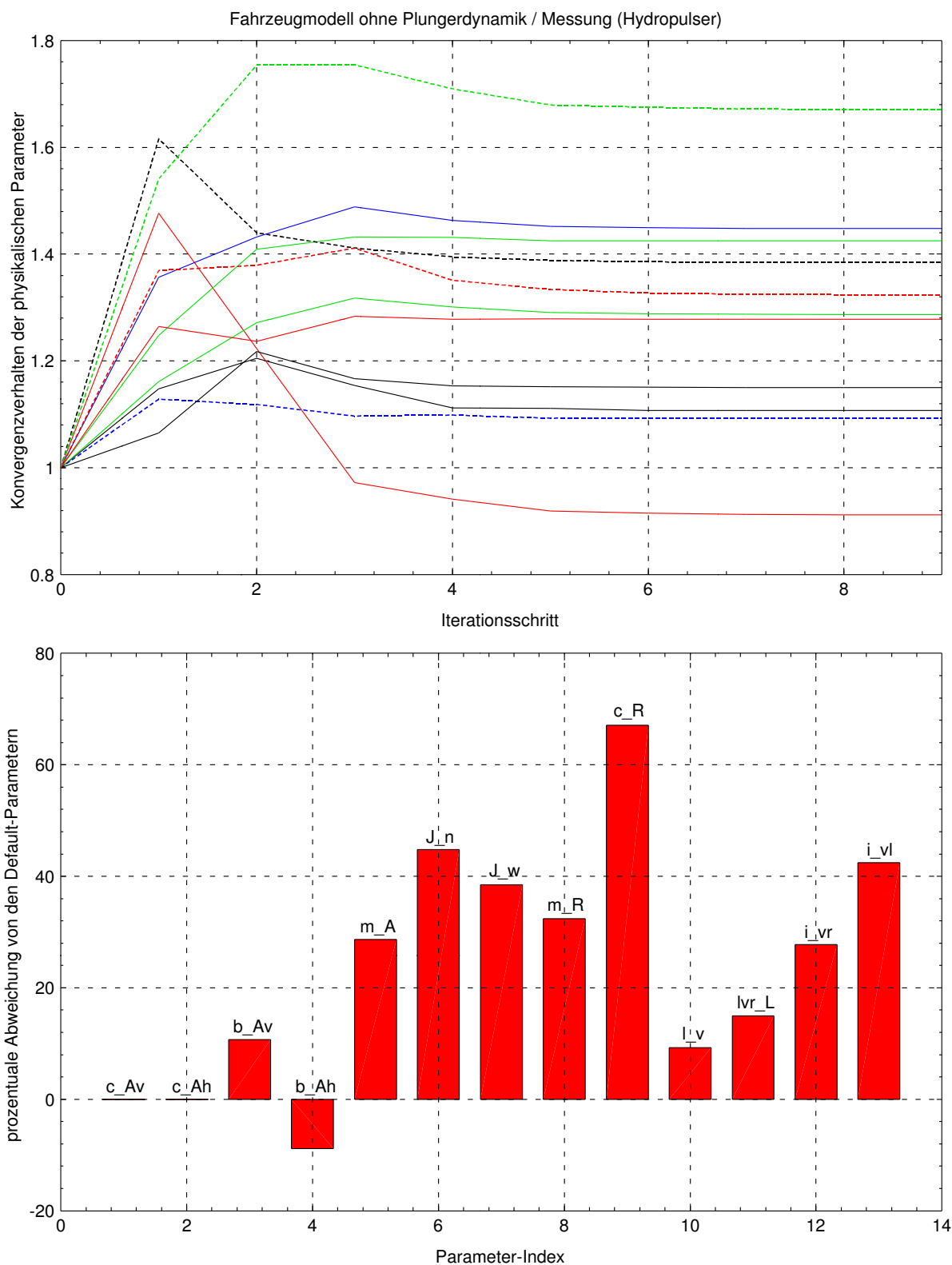
<sup>111</sup> entnommen aus [DUPL96a]



**Bild 9-1: Startsituation der Parameteridentifikation**

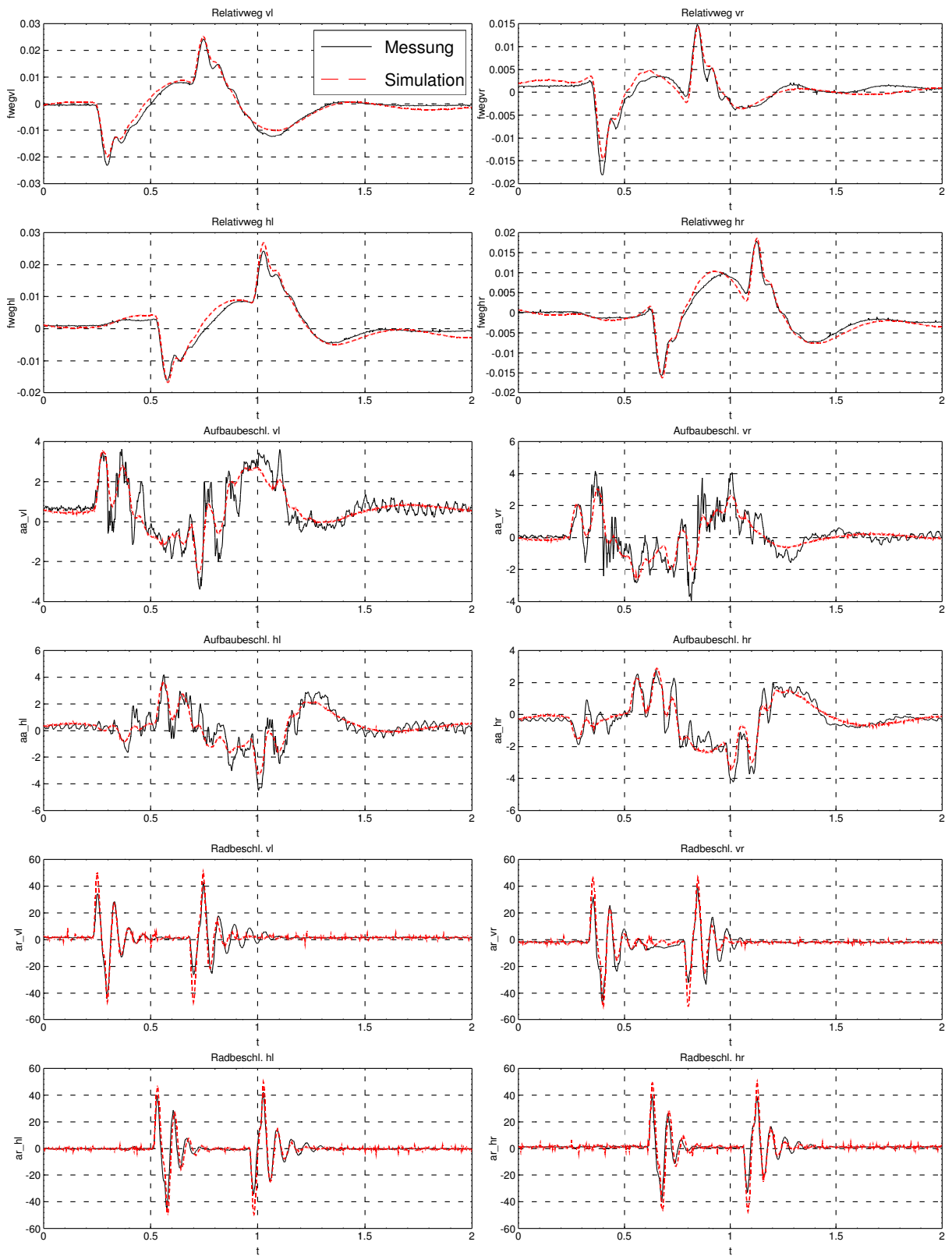
Der Vorgang der Parametervariation ist in Bild 9-2 dargestellt.





**Bild 9-2: Konvergenz der Systemparameter**

Bild 9-3 zeigt die resultierende Anpassung des Simulationsmodells an die gemessenen Werte durch die Identifikation. Die Übereinstimmung zwischen Modell und Messung kann ohne weiteres als hervorragend bezeichnet werden. Dieses Ergebnis macht einerseits ein optimales Reglerdesign möglich und verifiziert andererseits das in Kapitel 5 hergeleitete Modell.



**Bild 9-3: Ende der Identifikation**

## 10 Realisierung

Ziel dieser Arbeit ist nicht nur die Entwicklung eines Regelkonzeptes, sondern gleichermaßen die Implementierung des Reglers in einem Versuchsträger. Die Untersuchungen im Fahrzeug dienten dabei einerseits der Validierung des zugrunde liegenden Fahrzeugmodells und andererseits der Entwicklung und dem Nachweis der Funktionsfähigkeit des Regelalgorithmus. Im Laufe der Untersuchungen im Fahrzeug sind verschiedene Reglerausführungen zum Einsatz gekommen. Die Überprüfung des Reglers im realen Fahrbetrieb führte zur iterativen Anpassung von Modell, Reglerstruktur und Wunschvorgabe. Dabei wurden auch die in Kapitel 6 vorgestellten Regler im Fahrzeug implementiert. Sie zeigten in ihrer Klasse<sup>112</sup> die jeweils besten Ergebnisse, wobei der Regler mit direkter Ventilansteuerung deutlich der Kaskadenstruktur mit unterlagerter Plungerlageregelung sowohl in Robustheit als auch in Performance überlegen war. Es soll daher nur die Realisierung der Reglerstruktur ohne Plungerlageregelung aus Kapitel 6.7 dargestellt werden.

### ***Entwicklungsumgebung und Designzyklen***

Als Entwicklungsumgebung steht Matrix<sub>x</sub> [MATX91] zur Verfügung. Mit Hilfe der in Matrix<sub>x</sub> integrierten graphischen Oberfläche wird die Reglerstruktur dargestellt. Die Matrixoperationen des Reglerdesigns werden auf der Matrix<sub>x</sub>-Shell-Ebene bearbeitet. Die resultierenden Reglermatrizen fließen dann wieder in die graphische Verschaltung des Reglers ein. Die Darstellung der Reglerstruktur ist zunächst kontinuierlich. Im Entwurfszyklus folgt dann die Diskretisierung und automatische C-Code-Generierung von der graphischen Oberfläche aus. In einem weiteren Schritt findet die Verknüpfung der logischen Ein-/Ausgänge mit den physikalischen Ein-/Ausgängen statt. Die resultierenden Softwarebausteine werden anschließend zu einer ausführbaren Software zusammengebunden. Im Fahrbetrieb erfolgt die Überprüfung des aktuellen Reglerentwurfs. In einem weiteren Entwicklungsschritt wird der Designkreislauf durch Modifikationen des Reglers oder des Modells geschlossen. Der Ablauf von Reglerdesign über Diskretisierung, C-Code-Generierung hin zur ausführbaren Software ist automatisiert, so daß neue Reglerausführungen innerhalb kürzester Zeit synthetisiert werden können. Dieser Ablauf macht eine sehr effektive Reglerentwicklung möglich. In Bild 10-1 ist der gesamte Designzyklus dargestellt.

---

<sup>112</sup>

Gemeint sind die Klassen der Regler mit und ohne Plungerlageregelung.

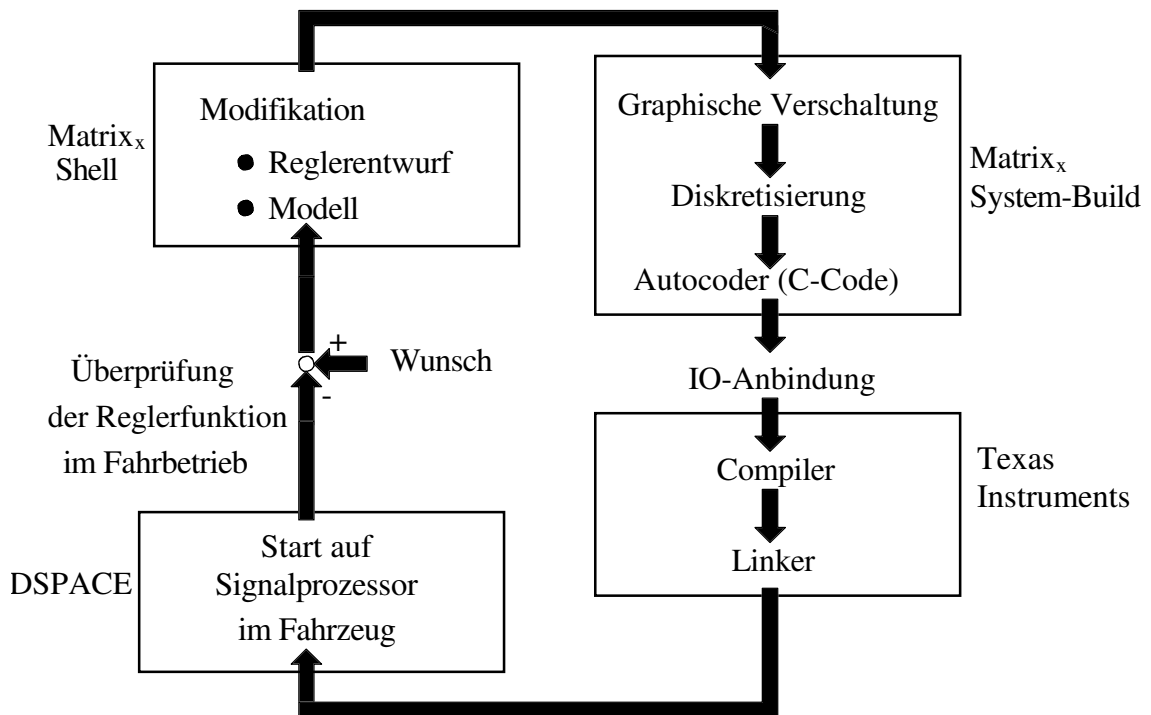


Bild 10-1: Entwicklungszyklus des Regelalgorithmus für die aktive Feder

**Realisierung der Reglerstruktur**

Bild 10-2 zeigt die Verschaltung des Reglers (6.35), die Meßdatenumformungen (6.14) zur Berechnung der Relativkoordinaten, die Berechnung der Störmomente mit (6.16) sowie die Berechnung der Beschleunigungen der drei Freiheitsgrade Huben, Wanken, Nicken nach (6.9). Die Störgrößenkompensation ist durch Bessel-Differenzierfilter zweiter Ordnung mit einer Eckfrequenz von 5 Hz realisiert<sup>113</sup>. Somit wird für  $\dot{i}_K$  die folgende Approximation angenommen:

$$\dot{i}_K = -s \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix} \approx -\frac{s}{a_2 s^2 + a_1 s + 1} \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix} \quad (10.1)$$

Aus Gründen der Übersichtlichkeit sollen die zugrunde liegenden Berechnungsvorschriften noch einmal aufgelistet werden.

**Regleransatz (6.35)**

$$\dot{i}_{soll} = \left( T_{GE}^{*T} A_1 \# K_{Pl} \right)^{-1} \mu_M \left\{ G_F(s) \left[ G_{HP}(s) \left( K_B + K_{SH} \frac{1}{s} \right) \begin{pmatrix} \ddot{z}_A \\ \ddot{n} \\ \ddot{w} \end{pmatrix} + \left( K_P + K_I \frac{1}{s} \right) \begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \end{pmatrix}_{AF}^{rel} \right] + \dot{i}_K \right\}$$

<sup>113</sup> Der Ansatz für die Differenzierung ist empirisch. Da die Bessel-Charakteristik ein geringes Überschwingen und geringen Phasenverlust aufweist, erscheint dieses Vorgehen sinnvoll.

mit dem Filteransatz

$$G_F(s) = (T_{FS} + I_3)^{-1}$$

und dem Hochpaßfilter

$$G_{HP}(s) = (T_{HPS} + I_3)^{-1} T_{HPS}$$

### Realisierung der Hochpaß-Integratorstruktur

Die Realisierung der Hochpaß-Integratorstruktur bringt in der Form (6.35) Probleme mit sich, da es bei Offsets auf den Beschleunigungssensoren zu einem internen Integratorüberlauf kommt. Daher muß diese Struktur in Zustandsform gebracht werden, so daß die Integratoren und Hochpaßfilter miteinander verrechnet werden. Zunächst wird die angesprochene Struktur herausgelöst:

$$\begin{aligned} \underline{y} &= G_{HP}(s) \left( K_B + K_{SH} \frac{1}{s} \right) \underline{u} \\ &= (T_{HPS} + I_3)^{-1} T_{HPS} \left( K_B + K_{SH} \frac{1}{s} \right) \underline{u} \\ &= (T_{HPS} + I_3)^{-1} T_{HP} (sK_B + K_{SH}) \underline{u} \end{aligned} \quad (10.2)$$

Für die Zustandsdarstellung wird der folgende Ansatz gewählt:

$$(T_1 s + I_3) \underline{x} = \underline{u} \quad (10.3)$$

$$\underline{y} = K_1 \underline{x} + K_2 \underline{u} \quad (10.4)$$

Durch Einsetzen der Gleichung (10.4) in (10.2) und Auflösen nach  $\underline{x}$  ergibt sich:

$$(T_{HP} K_1 s + K_1) \underline{x} = ((T_{HP} K_B - T_{HP} K_2) s + (T_{HP} K_{SH} - K_2)) \underline{u}$$

Im nächsten Schritt wird  $\underline{u}$  durch die Gleichung (10.3) ersetzt. Es folgt ein Gleichungssystem in  $K_1$ ,  $K_2$  und  $T_1$ .

$$0_{3 \times 3} = \begin{pmatrix} (T_{HP} K_B - T_{HP} K_2) T_1 \\ (T_{HP} K_{SH} - K_2) T_1 + (T_{HP} K_B - T_{HP} K_2) - T_{HP} K_1 \\ T_{HP} K_{SH} - K_2 - K_1 \end{pmatrix}^T \begin{pmatrix} s^2 \\ s \\ I_3 \end{pmatrix} \quad (10.5)$$

Dieses Gleichungssystem ist dann erfüllt, wenn die drei Matrixgleichungen

$$\begin{aligned} 0_{3 \times 3} &= (T_{HP} K_B - T_{HP} K_2) T_1 \\ 0_{3 \times 3} &= (T_{HP} K_{SH} - K_2) T_1 + (T_{HP} K_B - T_{HP} K_2) - T_{HP} K_1 \\ 0_{3 \times 3} &= T_{HP} K_{SH} - K_2 - K_1 \end{aligned}$$

verschwinden. Als Lösung ergibt sich:

$$K_2 = K_B \quad (10.6)$$

$$K_1 = T_{HP} K_{SH} - K_B \quad (10.7)$$

$$T_1 = (T_{HP} K_{SH} - K_B)^{-1} T_{HP} (T_{HP} K_{SH} - K_B) \quad (10.8)$$

Somit kann die Struktur (10.2) in Zustandsform geschlossen dargestellt und eine Integration der Beschleunigungssignale vermieden werden (s. Bild 10-2).

Berechnung der Relativkoordinaten nach (6.14)

$$\begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \\ \kappa \end{pmatrix}_{AF}^{rel} \approx T_{GE}^{*-1} \left( z_{FB}^{rel} + H \frac{1}{C_R} H \left( T_{GE}^{*T} \right)^{-1} \mu_M \begin{pmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{pmatrix} \right)$$

Berechnung der Störmomente nach (6.16)

$$M_N = m_A \Delta z_{SP\_NP} \left[ a_{x\_Mess} - \Delta z_{NP\_BS} \ddot{n} \right]$$

$$M_W = m_A \Delta z_{SP\_WP} \left[ a_{y\_Mess} - \Delta z_{WP\_BS} \ddot{w} \right]$$

Berechnung der Beschleunigungen der drei Freiheitsgrade nach (6.9)

$$\begin{pmatrix} \ddot{z}_A \\ \ddot{n} \\ \ddot{w} \end{pmatrix} = \left( T_{BS}^T T_{BS} \right)^{-1} T_{BS}^T \begin{pmatrix} \ddot{z}_{A\_vr} \\ \ddot{z}_{A\_vl} \\ \ddot{z}_{A\_hr} \\ \ddot{z}_{A\_hl} \end{pmatrix}$$

Alle Verbindungen in Bild 10-2 sind vektoriell zu verstehen und in der Reihenfolge Huben, Nicken, Wanken angeordnet. Die Verspannungsregelung wird über einen P-Anteil mit PT<sub>1</sub>-Filter mit einer Eckfrequenz von einem Herz realisiert. Eine logische Verschaltung sorgt dafür, daß der Regelanteil nur aktiv wird, wenn mit großer Sicherheit eine stationäre Verspannung vorliegt. Auf diese Weise wird dieser Eingriff auf das notwendigste beschränkt. Über den Parameter  $\mu$  findet die Wankmomentenaufteilung statt (Bild 8-1).

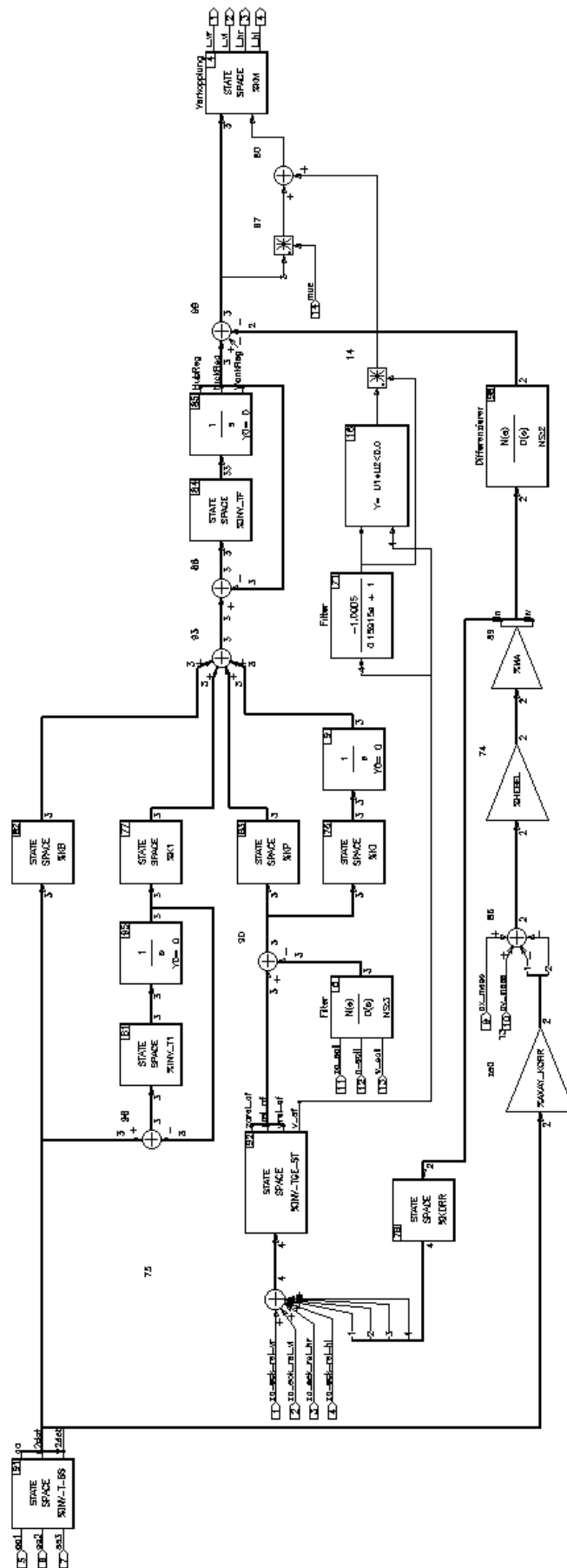


Bild 10-2: Matrix<sub>x</sub>-Realisierung des Reglers (6.35) ohne Plungerlageregelung mit Meßdatenumformungen

In der Verschaltung werden folgende Abkürzungen verwendet:

$$INV\_T\_BS := \left( T_{BS}^T T_{BS} \right)^{-1} T_{BS}^T$$

$$INV\_THP := T_{HP}^{-1}$$

$$INV\_TF := T_F^{-1}$$

$$INV\_TGE\_ST := T_{GE}^{*-1}$$

$$KORR := H_{CR}^{-1} H \left( T_{GE}^{*T} \right)^{-1} \bar{\mu}_M \text{ mit } \bar{\mu}_M = const = \begin{pmatrix} I_3 \\ 0_{1 \times 3} \end{pmatrix}$$

$$KM := \left( T_{GE}^{*T} A_1^{\#} K_{Pl} \right)^{-1}$$

$$AXAY\_KORR := \begin{pmatrix} \Delta z_{NP\_BS} \\ \Delta z_{WP\_BS} \end{pmatrix}$$

$$HEBEL := \begin{pmatrix} \Delta z_{SP\_NP} \\ \Delta z_{SP\_WP} \end{pmatrix}$$

$$MUE := \mu$$

$$MA = m_A$$

$$INV\_T1 = T_1^{-1} = \left( (T_{HP} K_{SH} - K_B)^{-1} T_{HP} (T_{HP} K_{SH} - K_B) \right)^{-1}$$

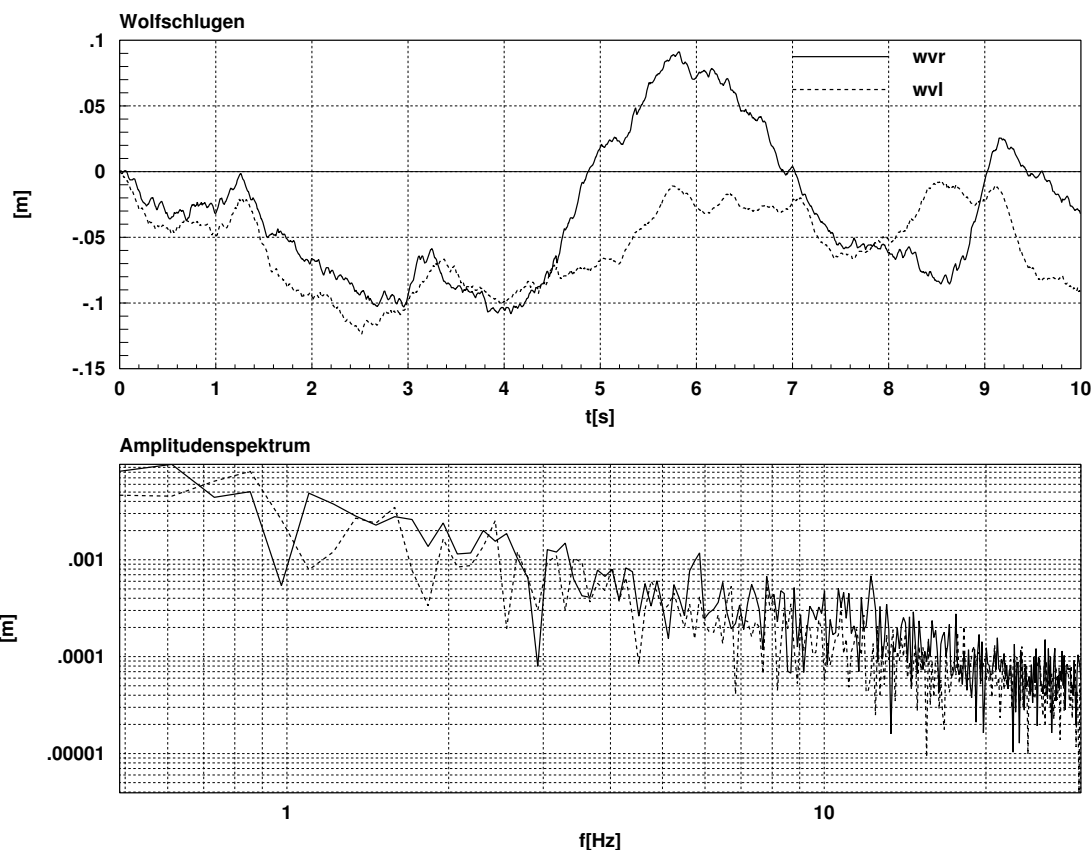
$$K1 = T_{HP} K_{SH} - K_B$$



### Meß- und Prüfstandsergebnisse

Die Funktionsfähigkeit des Regelansatzes (6.35) wurde im realen Fahrbetrieb nachgewiesen. In den unteren Abbildungen 10-4 bis 10-6 sind Messungen dargestellt, die bei der Überfahrt der Teststrecke "Wolfschlugen" mit einer Fahrgeschwindigkeit von circa  $20 \frac{m}{s}$  aufgenommen wurden. Das Wunschverhalten des geschlossenen Regelkreises entspricht den Überlegungen aus Kapitel 6.7.4 mit  $\alpha = 1$  und  $\alpha = 0.1$ .

Der Verlauf der Teststrecke liegt meßtechnisch vor (Bild 10.3<sup>114</sup>), allerdings kann die Zeitsynchronität nicht hundertprozentig hergestellt werden. Das Amplitudendiagramm zeigt das Anregungsspektrum, das auf das Fahrzeug wirkt.

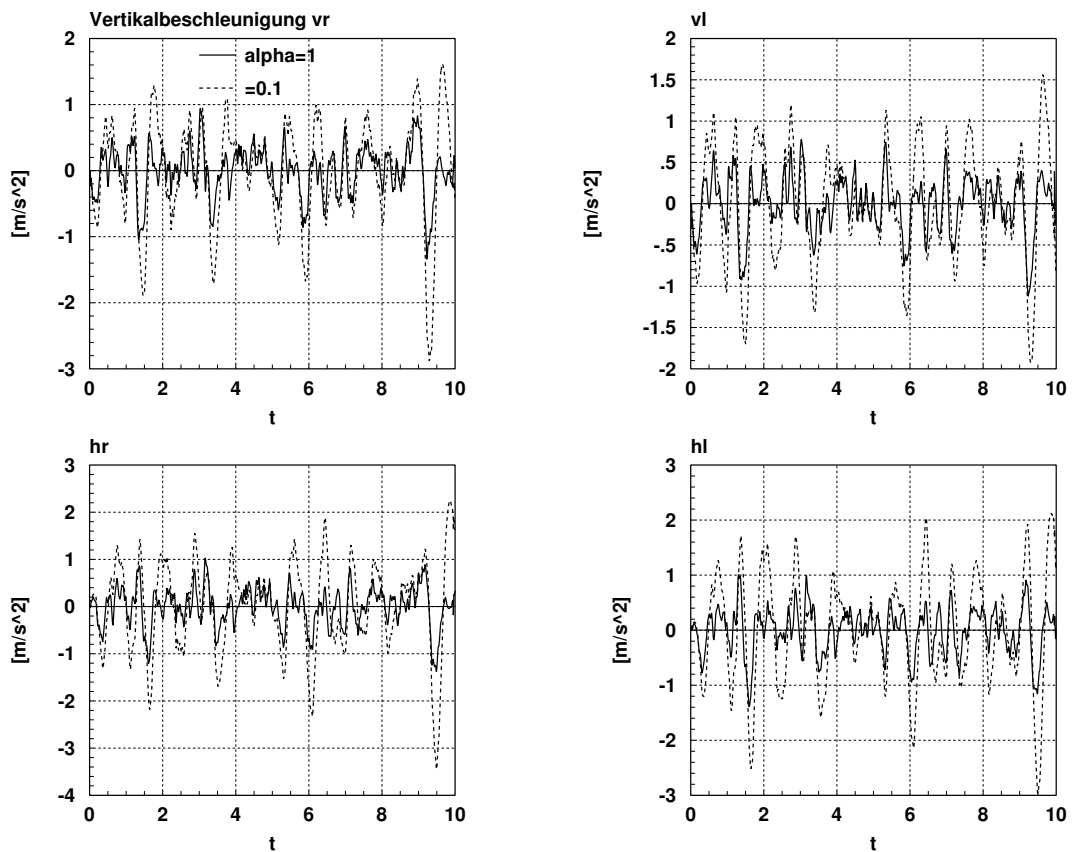


**Bild 10-3: Teststrecke Wolfschlugen**

Bild 10-4 stellt die vier gemessenen Vertikalbeschleunigungen für die beiden Reglervarianten dar. Da die hochfrequenten Anteile der Aufbaubeschleunigungen durch den Regler wegen der integrierten Filterwirkung nicht beeinflußt werden, sind aus Gründen der Übersichtlichkeit die Beschleunigungen off-line<sup>115</sup> mit 5 Hz gefiltert. Dabei zeigt der Regler mit  $\alpha = 1$  erwartungsgemäß geringere Beschleunigungsspitzen gegenüber der Ausführung mit  $\alpha = 0.1$ .

<sup>114</sup> Das Straßensignal wurde bereits in Kapitel 2 für Simulationsuntersuchungen verwendet.

<sup>115</sup> Die Off-Line-Filterung macht einen sehr steilen Amplitudenabfall ohne Phasenverlust möglich.



**Bild 10-4:** Vertikalbeschleunigungen auf der Teststrecke mit  $\alpha = 1$  und  $\alpha = 0.1$

Eine Bewertung der Beschleunigungen nach Frank [FRAN94] ergeben für  $B_1$  (langsame Aufbaubewegung) und  $B_2$  (Stuckern) die folgenden Werte<sup>116</sup>:

	$\alpha = 1$	$\alpha = 0.1$
$B_1$	3.1442	6.8354
$B_2$	14.5382	13.2214
$E[KJ]$	12.2	3.1

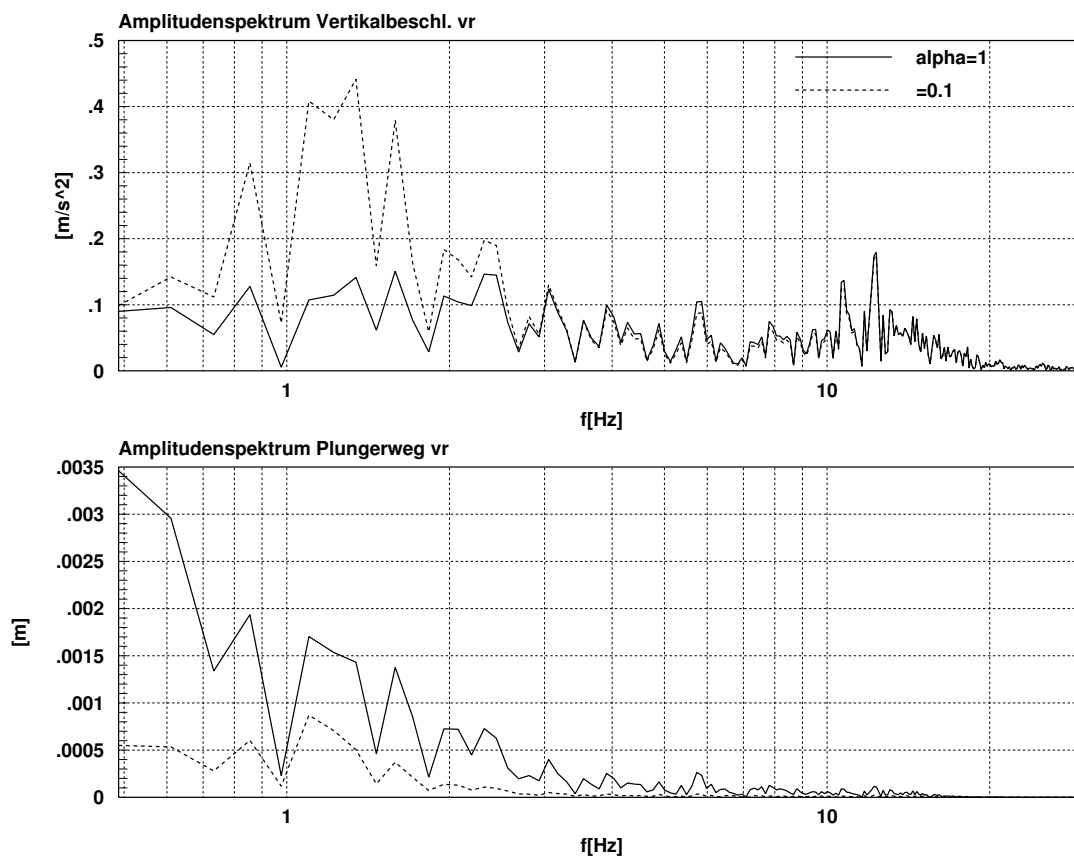
Die Energie  $E$  resultiert aus der Messung im Fahrzeug und ist durch Systemdruck  $p_{sys}$  und Öldurchfluß  $q$  bestimmt.

$$E = \int_{t=0}^{t_{end}} p_{sys} q dt$$

Hier zeigt sich, daß  $B_1$  durch die Regelung deutlich beeinflusst wird, während das Stuckern für beide Reglervarianten praktisch gleich ist. Das Ergebnis deckt sich mit den bisherigen theoretischen Untersuchungen und kann durch das Amplitudendiagramm der Vertikalbeschleunigung vorne rechts verdeutlicht werden (Bild 10-5). Die Gegenüberstellung zeigt die Reduktion der Vertikalbeschleunigung im Bereich bis 3 Hz. Darüber hinaus liegen die beiden Amplitudenverläufe praktisch übereinander<sup>117</sup>.

<sup>116</sup> Für diese Berechnungen werden die ungefilterten Beschleunigungen verwendet.

<sup>117</sup> Die Quantität der Unterschiede hängt von der aktuellen Straßenanregung ab und kann für eine andere Anregung größer oder kleiner ausfallen.



**Bild 10-5: Amplitudenspektrum der Vertikalbeschleunigung und des Plungerweges vorne rechts**

Das untere Diagramm zeigt das Amplitudenspektrum des Plungerweges vorne rechts. Der Regler mit hoher Dämpfung ( $\alpha = 1$ ) weist eine deutlich höhere Aktivität auf. Dieser Unterschied in der Aktivität spiegelt sich auch im Zeitbereich wieder (Bild 10-6).

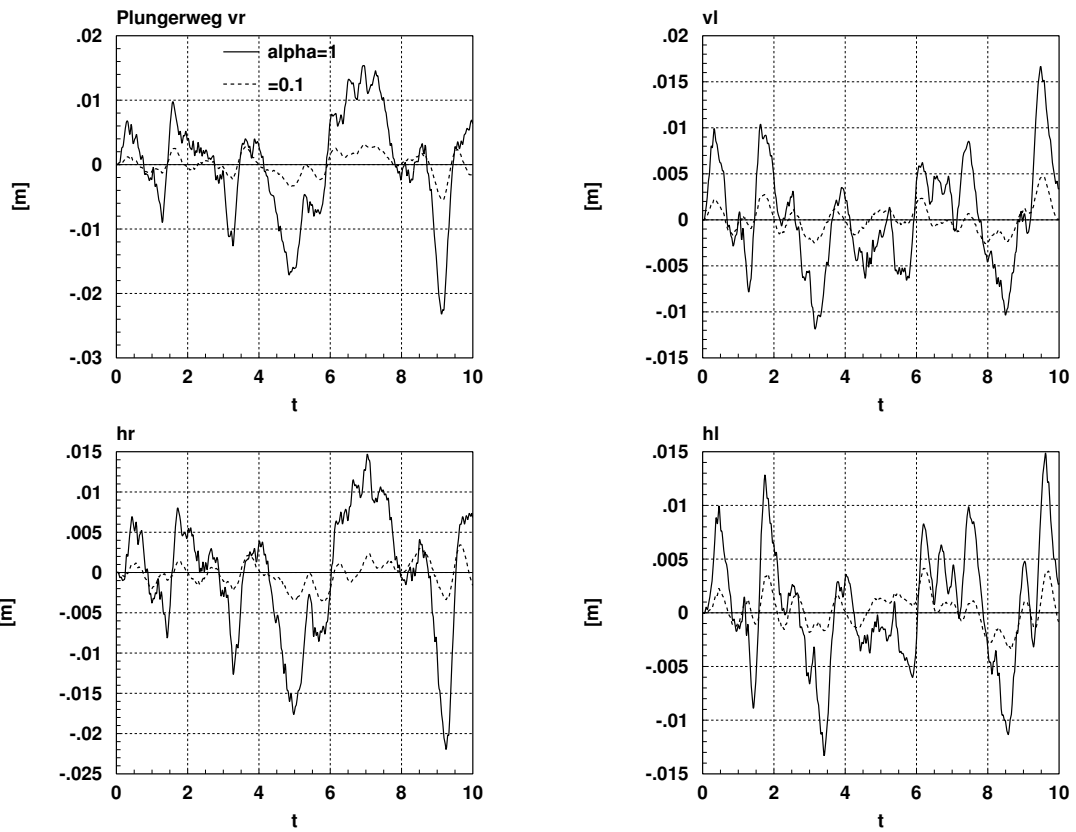


Bild 10-6: Plungerwege mit  $\alpha = 1$  und  $\alpha = 0.1$

Abschließend soll noch ein Blick auf die Relativwege geworfen werden (Bild 10-7). Im Zeitbereich läßt sich eine leichte Verringerung der Relativwege durch die Regelung feststellen<sup>118</sup>.

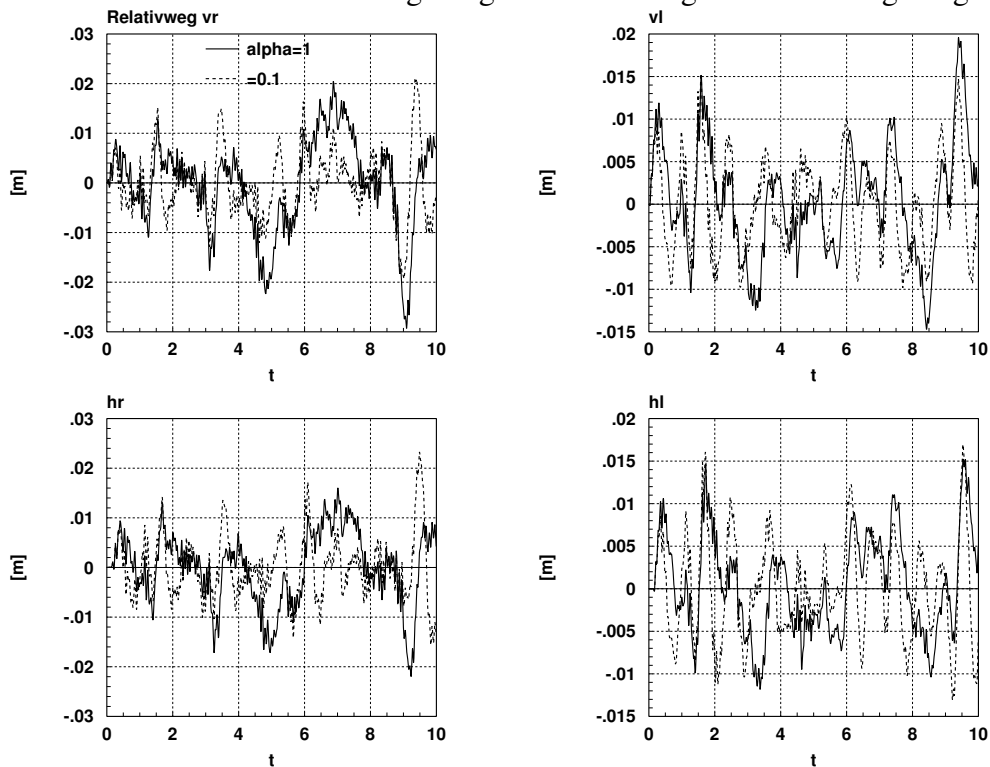
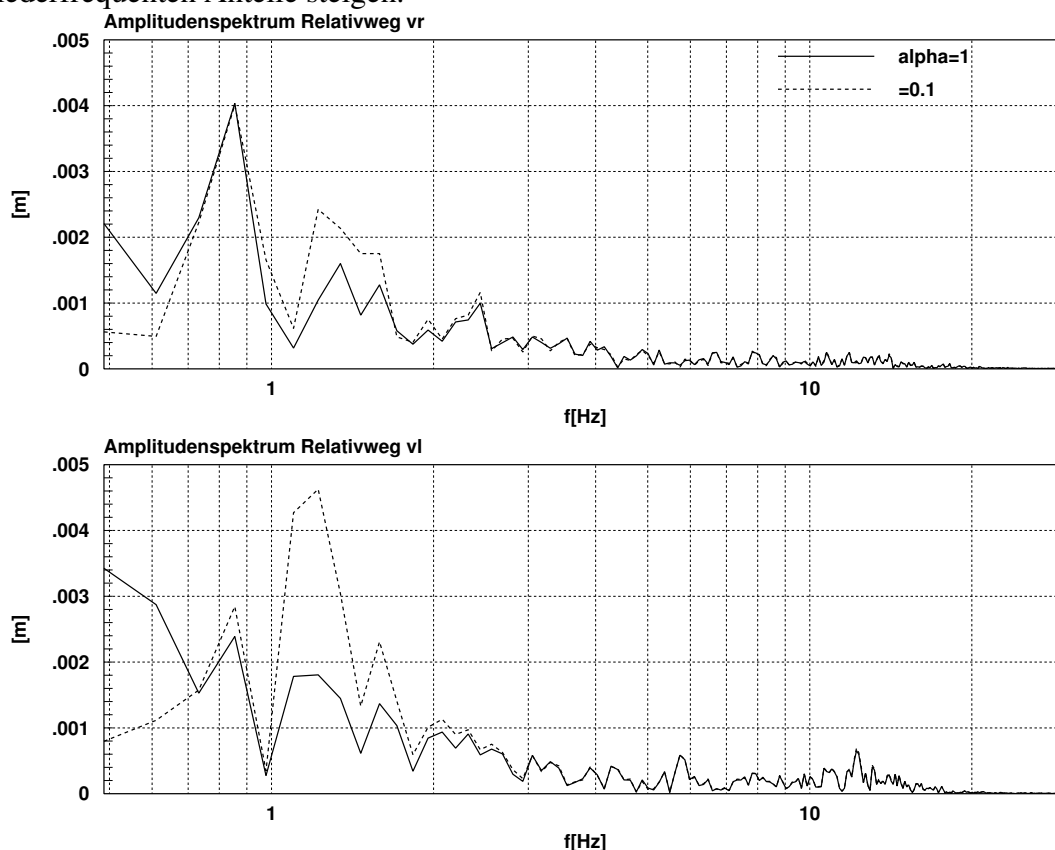


Bild 10-7: Relativwege mit  $\alpha = 1$  und  $\alpha = 0.1$

<sup>118</sup>

Dies kann allerdings durch eine andere Reglerausführung anders ausfallen. Maßgeblich hierfür sind die vorgegebenen Eckfrequenzen des Wunschverhaltens.

Das Amplitudenspektrum (Bild 10-8) stellt die Unterschiede im Frequenzbereich dar. Dabei zeigt sich, daß die Regelung die Relativwege im Bereich von 1 bis 2 Herz reduziert, während die niederfrequenten Anteile steigen.



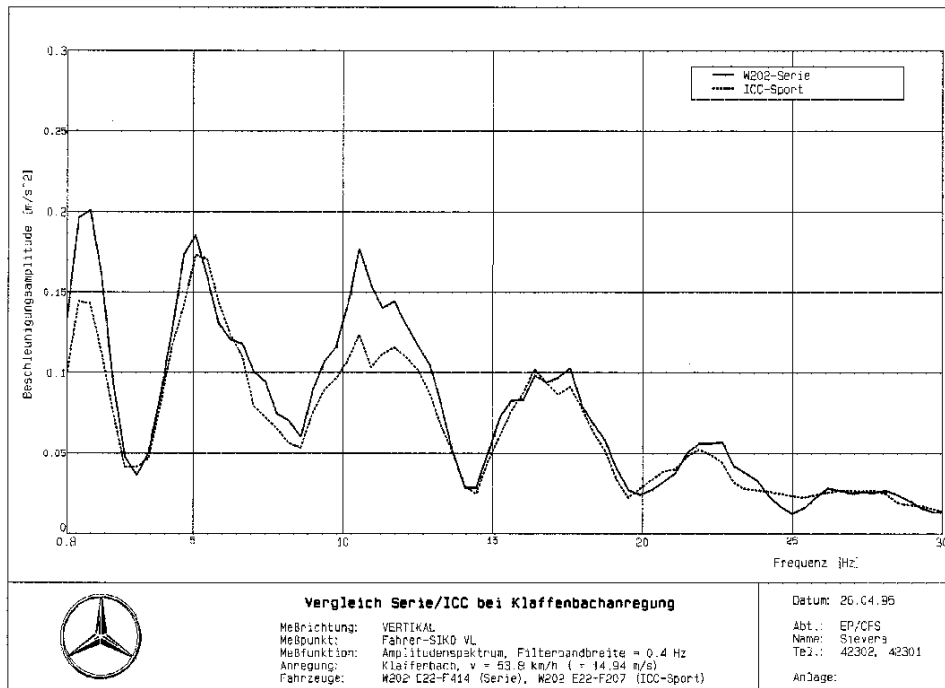
**Bild 10-8:** Amplitudenspektrum der Relativwege mit  $\alpha = 1$  und  $\alpha = 0.1$

Da kein passives Vergleichsfahrzeug mit entsprechender Sensorik zur Verfügung steht, ist leider keine Gegenüberstellung zum Verhalten des aktiven Fahrzeugs möglich.

Dieser Vergleich ist im Moment nur auf einem Prüfstand durchzuführen, da das passive Fahrzeug hier mit der notwendigen Sensorik versehen werden kann. Bild 10-9 zeigt das Amplitudenspektrum der Vertikalbeschleunigung des aktiven Prototypen und des passiven Serienfahrzeugs. Als Anregungsfunktion liegt der Schlechtweg "Klaffenbach" vor, der mit einer Geschwindigkeit von  $55 \frac{km}{h}$  überfahren wird<sup>119</sup>. In diesem Diagramm fällt die Reduktion der Vertikalbeschleunigungen bis 3 Hz gegenüber dem Serienfahrzeug auf. Dieser Effekt wird durch den Reglereingriff herbeigeführt. Gleichzeitig liegt aber eine deutliche Verbesserung im Stukkerbereich um 10 Hz vor. Auch dieses Ergebnis deckt sich mit den theoretischen Überlegungen und wird durch die modifizierte Dämpferauslegung (Kapitel 7) bewirkt.

<sup>119</sup>

Der periodische Amplitudenverlauf beruht auf dem Zeitverzug zwischen Vorder- und Hinterachse und ist durch Fahrgeschwindigkeit und Radstand festgelegt.



**Bild 10-9:** Amplitudenspektrum der C-Klasse mit aktiver Feder (ICC-Sport<sup>120</sup>) und der Serienausführung der C-Klasse

Bild 10-10 gibt einen Eindruck von der Horizontierung des aktiven Fahrzeugs bei Kurvenfahrt. Während das passive Vergleichsfahrzeug einen deutlichen Wankwinkel in der Kurvenfahrt aufweist, zeigt der aktive Prototyp keinerlei Kurvenneigung.



**Bild 10.10:** Vergleich des Kurvenverhaltens zwischen Serienfahrzeug (linkes Fahrzeug) und Testfahrzeug mit aktiver Feder (rechtes Fahrzeug)

<sup>120</sup>

Die Bezeichnung resultiert aus dem direkten Aufbauverhalten durch die Vorgabe eines relativ "schnellen" Wunschverhaltens und dem damit verknüpften Eindruck der Sportlichkeit. Gleichzeitig ist diese Ausführung aber sehr komfortabel.

# 11 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit ist die Regelung von aktiv gefederten Fahrwerken untersucht worden, mit dem Ziel, den Konflikt zwischen Komfort und Sicherheit durch aktive Eingriffe zu entschärfen. Dazu wurde ein modellgestützter Reglerentwurf analytisch hergeleitet, der das gesamte Stabilitätsverhalten des Aufbaus eindeutig festlegen kann. Dies erfolgte unter der Berücksichtigung aller Rahmenanforderungen wie Komfort, Sicherheit, Energiebedarf, Horizon-tierung und Niveauregulierung. Der Regelalgorithmus wurde im Fahrzeug realisiert und in Fahrversuchen sowie durch Prüfstandsuntersuchungen getestet und verifiziert.

Der entwickelte Regler weist eine allgemeine Matrixstruktur auf, die eine vollständige Entkopplung der drei Freiheitsgrade Huben, Wanken, Nicken ermöglicht. Die Reglerparametrie-rung erfolgt durch die Vorgabe eines Wunschverhaltens für Huben, Wanken, Nicken und durch die Angabe der Parameter des unregulierten Fahrzeugs. Eine lineare Iteration liefert direkt die notwendigen Reglermatrizen. Der Entwurf ist auf diese Weise äußerst flexibel und garantiert immer Stabilität. **Erstmalig ist durch eine einheitliche Wunschvorgabe die Defi-nition eines neuen Komfortstandards möglich, der für unterschiedlichste Fahrzeuge gleichermaßen eingestellt werden kann. Auf diese Weise sind Plattformkonzepte reali-sierbar, d.h. unterschiedliche Aufbauten werden von demselben Fahrwerk getragen.** Die Dynamik des Aufbaus wird jeweils durch die Regelung angepaßt. Neben der verallgemeiner-ten Reglerstruktur wird durch eine direkte Ventilansteuerung ohne unterlagerter Plungerlage-regelung ein neuer Weg beschritten, der weitere Designfreiheitsgrade und Kostenredukti-onspotential mit sich bringt. Das analytische Reglerdesign eröffnet weiterhin die Möglichkeit, durch eine On-Line-Identifikation einen adaptiven Regelalgorithmus zu entwerfen, der die Reglerparameter im Fahrbetrieb an Parameteränderungen (z.B. durch Zuladung) anpaßt und so ein Komfortverhalten garantiert, daß von Parameterschwankungen unabhängig ist.

Das gesamte Designverfahren wird durch das analytische Vorgehen auf einen Parameter  $\alpha$  zu-rückgeführt. Über die  $\alpha$ -Variation ist eine kontinuierliche Abstufung zwischen maximalem Komfort und damit verknüpftem maximalen Energieaufwand sowie eine Minimalfunktionali-tät mit sehr geringem Energieverbrauch möglich. Der Designzyklus ist automatisiert und er-laubt innerhalb kürzester Zeit die Anpassung des Reglers im Fahrzeug an ein Wunschverhal-ten. Dies war ein wesentliches Ziel, um das Fahrwerksdesign in der Serienentwicklung effizi-ent zu gestalten.

Um die gesamte Funktionalität der aktiven Feder zu gewährleisten, ist der Reglerentwurf zu-dem mit einem Verfahren zur Berechnung der passiven Feder-Dämpferelemente ausgestattet worden. Die Bestimmung der Fahrzeugparameter erfolgt durch ein spezielles Identifikations-verfahren, daß im Rahmen dieser Arbeit von E. Duplitzer entwickelt wurde [DUPL96a]. Die aktive Feder bietet die Möglichkeit, ein Wankmoment aus Kurvenfahrt variabel zwischen Vorder- und Hinterachse abzustützen. Dieser Eingriff stellt die Schnittstelle zwischen Verti-kal- und Querdynamik dar. Die Eingriffsmöglichkeit wird explizit in den Reglerentwurf inte-griert und eine vereinfachte Steuerstrategie nach [STREI92] im Fahrzeug implementiert. Die Strategie erzielt über einen weiten Dynamikbereich hinweg eine neutrale Abstimmung, zeigt aber in kritischen Situationen ein sehr gutmütiges Verhalten.

Verglichen mit bisherigen Regelungskonzepten (vgl. Kapitel 2) spart der hier entwickelte Ansatz auf der einen Seite Sensorik ein und bietet auf der anderen Seite einen sehr viel direkteren Eingriff in die Systemdynamik. Dadurch konnte ein entscheidender Vorteil gegenüber den bisherigen Verfahren mit unterlagerter Plungerlageregelung erzielt werden. Gleichzeitig wurde das Designverfahren zur Bestimmung der Reglermatrizen vereinfacht.

Insgesamt macht das entwickelte Verfahren ein ausgezeichnetes Komfortverhalten bei geringem Stuckern und 100 prozentiger Horizontierung möglich. Das Handling des Reglerdesign ist durch die Reduktion des Eingriffs auf einen Parameter äußerst vereinfacht und bietet dabei eine sehr hohe Flexibilität und Einflußmöglichkeit. Insgesamt zeigt der Prototyp mit dem entwickelten Regelalgorithmus ein Verhalten, daß unter Berücksichtigung aller Kriterien sicherlich das Verhalten aller passiven Fahrzeuge weit übertrifft. Darüber hinaus ist die Performance und das Handling des Reglerentwurfs auch allen bekannten Verfahren zum Design eines Reglers für die aktive Feder weit überlegen.



## 12 Formeln

<b>A</b>	
$a_{y\_Mess}, a_{x\_Mess}$	gemessene Quer- und Längsbeschleunigung
$A_1 = \begin{pmatrix} c_{Av} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_{Av} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{Ah} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{Ah} \end{pmatrix}$	Matrix mit den Steifigkeiten der passiven Federelemente
$A_1^* = T_G^{*T} A_1^{\#} T_G^*$	resultierende Matrix der Federsteifigkeiten der Aufbaufedern für das reduzierte Modell; ist mit dem Stabilitätsverhalten verknüpft
$A_1^{\#} = A_1 \left( I_4 - H \frac{1}{c_R} H A_1 \right)$	resultierende Matrix der Federsteifigkeiten der Aufbaufedern für das reduzierte Modell; ist mit dem Plungereingriff verknüpft
$A_2 = \begin{pmatrix} b_{Av} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & b_{Av} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & b_{Ah} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & b_{Ah} \end{pmatrix}$	Matrix mit den Dämpferkonstanten der passiven Dämpferelemente
$A_2^* = T_G^{*T} A_2 T_G^*$	resultierende Dämpfermatrix für das reduzierte Modell
$A_{z_A}^{\bullet\bullet}(f)$	Frequenzspektrum der Aufbaubeschleunigung
$A_w(f)$	Frequenzspektrum der Fahrbahnanregung
$A_{B_1}(f)$	Bewertungsspektrum nach Frank im niederfrequenten Bereich
$A_{B_2}(f)$	Bewertungsspektrum nach Frank im hochfrequenten Bereich
$A_{z_{R\_rel}}(f)$	Frequenzspektrum des Latschweges
<b>B</b>	
$b_{Av}, b_{Ah}$	Dämpfungskonstanten der Dämpferelemente am Aufbau vorne und hinten
$B_1 = \int_{f=0}^{\infty} A_{z_A}^{\bullet\bullet}(f) A_w(f) A_{B_1}(f) df$	Komfortkriterium im niederfrequenten Bereich nach Frank
$B_2 = \int_{f=0}^{\infty} A_{z_A}^{\bullet\bullet}(f) A_w(f) A_{B_2}(f) df$	Komfortkriterium im Stuckerbereich nach Frank

<b>C</b>	
$C_{Av}, C_{Ah}$	Federsteifigkeiten der Federn am Aufbau vorne und hinten
$C_R$	Radfedersteifigkeit
<b>D</b>	
$D_{AP}$	Matrix der Aufbaudämpfungsmaße des unregulierten Fahrzeugs
$D_{AW}$	Matrix der gewünschten Aufbaudämpfungsmaße
<b>F</b>	
$F$	hydraulisch wirksame Fläche
$\underline{F}_{FB} = [F_{FB\_vr}, F_{FB\_vl}, F_{FB\_hr}, F_{FB\_hl}]^T$	Kräfte an den Federbeinen
$\underline{F}_L = [F_{L\_vr}, F_{L\_vl}, F_{L\_hr}, F_{L\_hl}]^T$	Kräfte an den Lagern
$\underline{F}_R = H\underline{F}_{FB}$	Kräfte an den Rädern
<b>H</b>	
$H = (L_R - L_L)^{-1} \cdot (L_{FB} - L_L)$	Matrix der Hebelverhältnisse
<b>I</b>	
$I_3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$	Einheitsmatrix 3-ter Ordnung
$\underline{i}$	Vektor der Ventilströme zur Ansteuerung der Plungerzylinder
<b>J</b>	
$J_N = J_X + m_A z_{N0}^2$	Trägheitsmoment um den Nickpol
$J_W = J_Y + m_A z_{W0}^2$	Trägheitsmoment um den Wankpol
$J_X$	Trägheitsmoment um die y-Achse
$J_Y$	Trägheitsmoment um die x-Achse
<b>K</b>	
$K_{Pl} = \text{diag}(K_{Pl\_vr}, K_{Pl\_vl}, K_{Pl\_hr}, K_{Pl\_hl})$	Diagonalmatrix mit den Verstärkungsfaktoren der Plungerzylinder

<b>L</b>	
$L_{FB} = \text{diag} \begin{bmatrix} l_{FB\_vr} \\ l_{FB\_vl} \\ l_{FB\_hr} \\ l_{FB\_hl} \end{bmatrix}$	Diagonalmatrix mit den Längenverhältnissen von den Federbeinen zur y-Achse
$L_R = \text{diag} \begin{bmatrix} l_{R\_vr} \\ l_{R\_vl} \\ l_{R\_hr} \\ l_{R\_hl} \end{bmatrix}$	Diagonalmatrix mit den Längenverhältnissen von den Rädern zur y-Achse
$L_L = \text{diag} \begin{bmatrix} l_{L\_vr} \\ l_{L\_vl} \\ l_{L\_hr} \\ l_{L\_hl} \end{bmatrix}$	Diagonalmatrix mit den Längenverhältnissen von den Lenkerlagern am Aufbau zur y-Achse
$l_v, l_h$	Abstand vom Schwerpunkt zu der x-Koordinate der Achsen vorne und hinten
$l_{L\_vr}, l_{L\_vl}, l_{L\_hr}, l_{L\_hl}$	y-Koordinaten vom Schwerpunkt zu den Lagern
$l_{FB\_vr}, l_{FB\_vl}, l_{FB\_hr}, l_{FB\_hl}$	y-Koordinaten der Federbeine
$l_{R\_vr}, l_{R\_vl}, l_{R\_hr}, l_{R\_hl}$	y-Koordinaten der Räder
<b>M</b>	
$m_A$	Aufbaumasse
$M_N$	Nickmoment durch Beschleunigen oder Bremsen
$M_W$	Wankmoment aus Kurvenfahrt
<b>P</b>	
$P$	Leistung
$p_{sys}$	Systemdruck
<b>S</b>	
$s$	Laplace-Variable
$S = \int_{f=0}^{\infty} A_{z_{R\_rel}}(f) A_w(f) df$	Sicherheitskriterium
$SP$	Schwerpunkt

<b>T</b>	
$T_{S4 \times 3} = \begin{pmatrix} 1 & -l_{Svr\_x} & -l_{Svr\_y} \\ 1 & -l_{Svl\_x} & l_{Svl\_y} \\ 1 & l_{Shr\_x} & -l_{Shr\_y} \\ 1 & l_{Shl\_x} & l_{Shl\_y} \end{pmatrix}$	Matrix mit den Positionen der vier Sitze. Wird zur Berechnung der jeweils wirksamen Vertikalbeschleunigung aus Hub-, Wank- und Nickanteil benutzt.
$T_G^* = T_{G\_FB} - (I_4 - H) \cdot T_{G\_L}$	Matrix mit resultierenden geometrischen Bindungen des Aufbaus.
$T_{GE}^* = \left[ T_G^* \quad (T_G^*)_{Sp3} \cdot \begin{matrix} * \\ 1 \\ -1 \\ -1 \end{matrix} \right]$	Erweiterte Matrix mit resultierenden geometrischen Bindungen des Aufbaus. Die Erweiterung ermöglicht die Invertierung und integriert die variable Wankmomentenaufteilung
$T_{G\_L} = \begin{pmatrix} 1 & -l_v & -l_{L\_vr} \\ 1 & -l_v & l_{L\_vl} \\ 1 & l_h & -l_{L\_hr} \\ 1 & l_h & l_{L\_hl} \end{pmatrix}$	Matrix mit den Positionen der Lenkerlager am Aufbau
$T_{BS} = \begin{pmatrix} 1 & l_{x\_BS\_vr} & l_{y\_BS\_vr} \\ 1 & l_{x\_BS\_vl} & l_{y\_BS\_vl} \\ 1 & l_{x\_BS\_hr} & l_{y\_BS\_hr} \\ 1 & l_{x\_BS\_hl} & l_{y\_BS\_hl} \end{pmatrix}$	Matrix mit den Positionen der Beschleunigungssensoren am Aufbau
$T_{G\_FB} = \begin{pmatrix} 1 & -l_v & -l_{FB\_vr} \\ 1 & -l_v & l_{FB\_vl} \\ 1 & l_h & -l_{FB\_hr} \\ 1 & l_h & l_{FB\_hl} \end{pmatrix}$	Matrix der geometrischen Bindungen der Federbeine
$T_{G\_R} = \begin{pmatrix} 1 & -l_v & -l_{R\_vr} \\ 1 & -l_v & l_{R\_vl} \\ 1 & l_h & -l_{R\_hr} \\ 1 & l_h & l_{R\_hl} \end{pmatrix}$	Matrix der geometrischen Bindungen der Räder
$T_{GE\_R} = \left( T_{G\_R} \quad (T_{G\_R})_{Sp3} \cdot \begin{matrix} * \\ 1 \\ 1 \\ -1 \\ -1 \end{matrix} \right)$	erweiterte Matrix der Positionen der Räder
$T_{GE\_FB} = \left( T_{G\_FB} \quad (T_{G\_FB})_{Sp3} \cdot \begin{matrix} * \\ 1 \\ 1 \\ -1 \\ -1 \end{matrix} \right)$	erweiterte Matrix der Positionen der Federbeine
$T_{Pl}$	Zeitverzögerung der Plungerzylinder
$T_{AP}$	Matrix der Aufbauzeitkonstanten der ungedämpften Schwingung für das unregelmäßige Fahrzeug
$T_{AW}$	Matrix der gewünschten Aufbauzeitkonstanten der ungedämpften Schwingung

<b>U</b>	
$\underline{u} = [u_{vr}, u_{vl}, u_{hr}, u_{hl}]^T$	Vektor der Plungerwege
<b>V</b>	
$Var[P] = \frac{1}{2} p_{sys} F \int_{f=0}^{\infty} A_u^*(f) A_w(f) df$	Varianz der Leistung für die aktive Feder mit einseitig wirksamen Zylinder
<b>W</b>	
$W = \frac{1}{T_E} \int_0^{T_E} w^2(t) dt$	Kriterium für die Horizontierung mit dem Wankwinkel $w$
<b>Z</b>	
$z_{A0}$	Stationäre Schwerpunkthöhe des Aufbaus
$z_{N0}$	Momentanpol für die Nickbewegung
$z_{W0}$	Momentanpol für die Wankbewegung
$\underline{z}_{AR} = T_{G,R} \begin{pmatrix} z_A & n & w \end{pmatrix}^T$	z-Koordinaten des Aufbaus an den Positionen der Räder
$\underline{z}_{AF}^{rel} = \underline{z}_{AR} - \underline{w} = T_{G,R} \begin{pmatrix} z_A & n & w \end{pmatrix}^T - \underline{w}$	Relativabstände zwischen Aufbau und Fahrbahn
$\underline{z}_{R,rel} = \underline{z}_R - \underline{w}$	Reifeneindrücke, Latschwege
$\underline{z}_{R,rel}^{stat}$	Vektor der stationären Reifeneindrücke
$\underline{z}_{FB}^{rel} = -H \underline{z}_R + T_G^* \begin{pmatrix} z_A & n & w \end{pmatrix}^T$	gemessene Relativwege an der Federbeinposition
$\begin{pmatrix} z_A \\ n \\ w \\ \mathbf{K} \end{pmatrix}_{AF}^{rel}$	Vektor der Relativkoordinaten zwischen Aufbau und Fahrbahn
$\underline{z}_L = [z_{L,vr}, z_{L,vl}, z_{L,hr}, z_{L,hl}]^T$	z-Koordinaten für die Lager
$\underline{z}_{FBL} = [z_{FBL,vr}, z_{FBL,vl}, z_{FBL,hr}, z_{FBL,hl}]^T$	z-Koordinaten der unteren Federbeinpositionen an den Lenkerstangen
$\underline{z}_{FBA} = [z_{FBA,vr}, z_{FBA,vl}, z_{FBA,hr}, z_{FBA,hl}]^T$ $= T_{G,FB} \begin{pmatrix} z_A & n & w \end{pmatrix}^T$	z-Koordinaten den oberen Federbeinpositionen an den Lenkerstangen
$\underline{z}_R = [z_{R,vr}, z_{R,vl}, z_{R,hr}, z_{R,hl}]^T$	z-Koordinaten der Räder
$\underline{z}_P = [z_{P,vr}, z_{P,vl}, z_{P,hr}, z_{P,hl}]^T$ $= T_{G,FB} \begin{pmatrix} z_A & n & w \end{pmatrix}^T - \underline{u}$	z-Koordinaten der Plungerzylinder

$\Delta z_{NP\_BS}, \Delta z_{WP\_BS}$	Abstand zwischen Nick- bzw. Wankpol und der z-Koordinate des Längs- und Querschleunigungssensors
$\Delta z_{SP\_NP}, \Delta z_{SP\_WP}$	Abstand Schwerpunkt - Nickpol/Wankpol
<b>Griechische Buchstaben</b>	
$\Theta_A = \begin{pmatrix} m_A & 0 & 0 \\ 0 & J_Y & 0 \\ 0 & 0 & J_X \end{pmatrix}$	Matrix mit der Aufbaumasse und den beiden Trägheitsmomenten
$\mu_M = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & \mu \end{pmatrix}$ mit $-1 < \mu < 1$	Matrix mit dem Faktor der variablen Wankmomentenaufteilung.
$\kappa$	Verspannung
$\mathbf{v}_0, \mathbf{v}_1, \mathbf{v}_2, \mathbf{v}_3, \dots$	Dynamikmatrizen des Wunschverhaltens
$\alpha$	Designparameter für den Reglerentwurf

## 13 Literaturverzeichnis

- [BÖTT90] BÖTTIGER; REICHELT  
*Bewertung der aktiven Sicherheit im Regelkreis  
Fahrer-Fahrzeug-Straße*  
Report 11/90, Schriftenreihe der Daimler-Benz-AG  
Forschungsinstrument Fahr Simulator  
Düsseldorf 1990
- [BRAUN69] BRAUN, H.  
*Untersuchungen von Fahrbahnebenheiten und Anwendungen  
der Ergebnisse*  
Dissertation 1969  
Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik  
Universität Braunschweig
- [DAREN84] Acker, B.; Darenberg, W.; Gall, H.  
*Chancen und Probleme aktiver Kraftfahrzeugfederungen*  
VDI-Berichte Nr. 515  
1984
- [DAREN89] Acker, B.; Darenberg, W.; Gall, H.  
*Aktive Feder für Personenwagen*  
O+P, Ölhydraulik und Pneumatik 33, Nr. 11  
1989
- [DÖRR94] HEINRICH, A.; KREFT, J.; DÖRRSCHEIDT, F.; BOLL, M.  
*Fuzzy-Regelung eines semiaktiven Pkw-Fahrwerks*  
ATP 36 , Seite 23-30, 1994
- [DUPL96a] DUPLITZER, E.  
*Identifikation und Validierung eines Modells für ein Fahrzeug  
mit aktivem Fahrwerk*  
Studienarbeit 1996  
Institut A für Mechanik  
Universität Stuttgart
- [DUPL96b] DUPLITZER, E.  
*Synthese eines analytischen Lagereglers für einen Hydraulikzylinder  
als Stellelement eines aktiven Fahrwerks*  
Diplomarbeit 1996  
Institut A für Mechanik  
Universität Stuttgart

- [FISCH94] FISCHER, J.  
*Realisierung der Lageregelung eines Plungerzylinders als Kraftstellglied einer aktiven Federung*  
Diplomarbeit 1994  
Lehrstuhl und Laboratorium für hydraulische Maschinen und Anlagen  
Universität Stuttgart
- [FLETCH86] FLETCHER, R.  
*Practical Methods of Optimization*  
New York: Wiley, 1986
- [FÖLL86] FÖLLINGER, O.  
*Laplace- und Fourier-Transformation*  
4. Auflage  
Hüthig Buch Verlag GmbH, Heidelberg 1986
- [FÖLL92] FÖLLINGER, O.  
*Regelungstechnik*  
7. Auflage  
Hüthig Buch Verlag GmbH, Heidelberg 1992
- [FRAN94] FRANK, P.  
*Bewertungsverfahren Schwingempfinden*  
Technischer Bericht F1M-94-004  
Forschungsinstitut Mercedes-Benz  
Stuttgart 1994
- [FRÜH85] FRÜHAUF, F.  
*Entwurf einer aktiven Fahrzeugregelung für zeitverschobene Anregungsprozesse*  
VDI Forschungsberichte - Dissertation  
VDI-Verlag GmbH Düsseldorf 1985
- [GIPS84] GIPSER, M.  
*Verbesserungsmöglichkeiten durch aktive Federungselemente aus theoretischer Sicht*  
VDI Berichte, Nr. 546, 1984, S. 63 - 84
- [JÄK91] JÄKER, K. P.  
*Entwicklung realisierbarer hierarchischer Kompensatorstrukturen für lineare Mehrgrößensysteme mittels CAD*  
VDI Fortschrittberichte - Dissertation  
VDI-Verlag GmbH Düsseldorf 1991
- [KARN78] KARNOPP, C. D.  
*Are Active Suspensions really Necessary?*  
ASME Publication, 78-WA/DE-12, 1978



- 
- [KARN89] KARNOPP, C. D.  
*Performance Sensivity of an Active Damped Vehicle Suspension to Feedback Variation*  
Journal of Dynamic Systems, Measurement , and Control, 1989
- [KASP90] KASPER, R.; LÜCKEL, J.; JÄCKER, K.P. ; SCHRÖER J.  
*CACE tool for multi-input output systems using a new vector optimazation method*  
INT. J.CONTROL, 1990, VOL. 51, NO. 5, 963-993
- [KOH91] KOHAUPT, L.; MOLL, W.  
*Aktive Radaufhängungen*  
ATZ 93 (1991), S. 150 - 158
- [LOTT88] LOTTER, A.  
*Entwurf einer Regelung für eine aktive hydropneumatische Fahrzeugfederung*  
Diplomarbeit 1988  
Institut für Steuerungs- und Regelungssysteme  
Universität Karlsruhe
- [MATX91] Matrix<sub>x</sub>  
*User´s Guide*  
Palo Alto, California, Integrated Systems, Edition 8, 1991
- [MERG84] MERGENTHALER, R.  
*Auslegung einer aktiven Fahrzeugfederung für einen Reisebus*  
Diplomarbeit 1984  
Institut für Systemdynamik und Regelungstechnik  
Universität Stuttgart
- [PACKER78] PACKER, M.B.  
*Active Ride Control - A Logical Step from Static Vehicel Attitude Control*  
SAE Paper 780050, Congress Detroit, Feb. 27 - March 3, 1978, 9p
- [PETIT95] PETITJEAN, T.  
*Analyse und Weiterentwicklung eines Optimierungsverfahrens für nichtlineare Mehrkriterien-Probleme*  
Diplomarbeit 1995  
Institut A für Mechanik  
Universität Stuttgart
- [REIM89] REIMPEL; HOSEUS  
*Fahrwerktechnik: Fahrzeugmechanik*  
1. Auflage  
Vogel Buchverlag Würzburg 1989
- [RICHT90] RICHTER  
*Schwerpunkte der Fahrzeugdynamik*  
Fahrzeugtechnische Schriftenreihe  
Verlag TÜV Rheinland, Köln 1990
-

- [SHARP86] SHARP, R. S.; HASSAN, S. A.  
*The relative performance capabilities of passive, active and semi-active car suspension systems*  
IMechE 106/86  
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers  
1986, Vol 200 No D3
- [SCHÜ85] SCHÜSSLER  
*Aktive Federungssysteme, Regelungskonzept zur Ansteuerung der aktiven Kraftstellensysteme (AKTAKON)*  
Technischer Bericht Nr. 85/008 1985  
Daimler-Benz AG, Forschung und Entwicklung Abteilung E6W  
Stuttgart 1985
- [SCHWA82] SCHWARTE  
*Reglerentwurf und Strukturoptimierung für eine aktive Fahrzeugfederung*  
Diplomarbeit 1982  
Fachbereich Automatisierungstechnik  
Universität - Gesamthochschule Paderborn
- [STREI92] STREITER, R.  
*Synthese eines Fuzzy-Reglers zur variablen Wankmomentenaufteilung in aktiven Fahrwerken*  
Diplomarbeit 1992  
Institut A für Mechanik  
Universität Stuttgart
- [THOMP71] THOMPSON, A. G.  
*Design of Active Suspension*  
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers  
1970 - 71, Vol 185 (36)
- [THOMP76] THOMPSON, A. G.  
*An Active Suspension with Optimal Linear State Feedback*  
Vehicle System Dynamics 5  
1976, pp 187-203
- [THOMP79] THOMPSON, A. G.; PEARCE, C.E.M.  
*An Optimal Suspension for an Automobile on a Random Road*  
SAE-Paper No. 790478, 1979
- [THOMP80] THOMPSON, A. G.; DAVIS, B.R.; PEARCE, C.E.M.  
*An Optimal Linear Active Suspension with Finite Road Preview*  
SAE-Paper No. 800520, 1980
- [THOMP84] THOMPSON, A. G.; DAVIS, B.R.; SALZBORN, F.J.M.  
*Active Suspension with Vibration Absorbers and Optimal Output Feedback Control*  
SAE-Paper No. 841253, 1984

- [TOMI76] TOMIZUKA, M.  
*Optimal Linear Preview Control with Application to Vehicle Suspension - Revisited*  
Trans. ASME  
Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control  
1976, pp. 309-315
- [TUC68] TUCZEK  
*Berechnung des Dämpfungsbedarfs und der Dämpferkennlinie für weiche Kraftfahrzeugfederungen*  
ATZ 70, S. 243-248, 1968
- [VDI1] VDI 2057 Blatt 1  
*Beurteilung der Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen, Grundlagen, Gliederung, Begriffe*  
VDI/VDE-Handbuch Meßtechnik II, 1975
- [VDI2] VDI 2057 Blatt 2  
*Beurteilung der Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen, Schwingungseinwirkung auf den Körper*  
VDI/VDE-Handbuch Meßtechnik II, 1981
- [VDI3] VDI 2057 Blatt 3  
*Beurteilung der Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen, Schwingungsbeanspruchung des Menschen*  
VDI/VDE-Handbuch Meßtechnik II, 1979
- [WILLU71] WILLUMEIT; RICHTER  
*Über den Einfluß von frequenzabhängigen Dämpfern und Schwingungstilgern in der Radaufhängung eines Straßenfahrzeugs*  
Automobilindustrie , Seite 67-76, 2/71
- [WILLU95] VIKAS; PRESSER; WÖHLER; WILLUMEIT  
*Optimierung und Auslegung von Fuzzy-Control-Strukturen mit Hilfe der Evolutionsstrategie - Ein Beitrag zu aktiven Fahrwerken*  
ATZ 97 , Seite 54-61, 1995
- [ZETSCH82] ZETSCHKE  
*Die Anwendung moderner regelungstechnischer Verfahren zur Synthese einer aktiven Feder*  
Dissertation 1982  
Fachbereich 10 für Maschinentechnik I  
Universität - Gesamthochschule Paderborn

---

## Danksagung

Ganz herzlich möchte ich mich bei meinem Hauptreferenten Prof. Dr.-Ing. H.-P. Willumeit und meinem Koreferenten Prof. Dr.-Ing. I. Hartmann für Betreuung und Anregungen bedanken.

Die vorliegende Arbeit habe ich bei der Daimler-Benz AG, Abteilung Sicherheit und Anthropotechnik, Forschung F1M/FA in Untertürkheim durchgeführt. In diesem Zusammenhang möchte ich zunächst Dr. Strackerjan danken, der in Abstimmung mit Prof. Willumeit diese Doktorarbeit bei der Daimler-Benz AG möglich gemacht hat. Mein ganz besonderer Dank gilt Dr. W. Reichelt, der mir als Leiter der Abteilung F1M/FA ein Arbeitsumfeld zur Verfügung gestellt hat, in dem ein freies und effektives Forschen möglich war.

Vielen Dank auch an meine Freunde und Arbeitskollegen Dipl.-Ing. M. Braun, Dipl.-Ing. H. Kurz und Dipl.-Ing. E. Duplitzer für eine einmalige Arbeitsatmosphäre. Ohne eure Unterstützung wäre so manche Klippe nicht zu umschiffen gewesen. Vielen Dank!

Ebenso möchte ich mich bei Arni und Gabi "Sponser", Mike Kempf, Alexander Stanke sowie Alexander Königer und all meinen Freunden bedanken, die meine Doktorarbeit drei Jahre lang in Gesprächen begleitet haben und immer ein offenes Ohr für meine wissenschaftlichen und nichtwissenschaftlichen Probleme hatten.

Mein innigster Dank gilt meinen Eltern, die mir jegliche Hilfe zukommen ließen und mich mit ihrer Liebe stets unterstützt haben.

---

## Lebenslauf

- 23.8.1964 geboren in Soest als Sohn des Studiendirektors Heinz Streiter und dessen Ehefrau Inge Streiter, geb. Langguth.
- 1971 - 1975 Besuch der Grundschule in Soest
- 1975 - 1984 Besuch des Conrad-von-Soest-Gymnasiums in Soest.  
Abschluß Abitur.
- 1984 - 1985 Grundwehrdienst
- 1985 - Oktober 1992 Studium der Technischen Kybernetik an der Universität Stuttgart.  
Schwerpunkte: Regelungs-, Simulations- und Verfahrenstechnik.
- Februar 1991 -  
Oktober 1991 Studienarbeit  
*Strukturierung, Simulation und Adaption des realisierten Regelkonzeptes im gasbefeierten Dampfkraftwerkblock Lichterfelde II / Berlin.*  
Betreut von Prof. Welfonder, Universität Stuttgart.
- April 1992 -  
Dezember 1992 Diplomarbeit  
*Modellierung eines ebenen, nichtlinearen Fahrzeugmodells und Synthese eines Fuzzy-Reglers zur variablen Wankmomentenaufteilung in aktiven Fahrwerken.*  
Betreut von Prof. Kistner, Universität Stuttgart  
Durchgeführt bei der Daimler-Benz AG Stuttgart,  
Abteilung Sicherheit und Anthropotechnik, Forschung F1M/FA.
- April 1993 -  
März 1997 Dissertation  
Betreut von Prof. Willumeit, Technische Universität Berlin.  
Durchgeführt bei der Daimler-Benz AG Stuttgart,  
Abteilung Sicherheit und Anthropotechnik, Forschung F1M/FA.
- ab März 1996 Angestellter bei der Daimler-Benz AG in Stuttgart,  
Abteilung Sicherheit und Anthropotechnik, Forschung F1M/FA.  
Forschungsarbeit auf dem Gebiet  
"Aktive Fahrwerke in Hochgeschwindigkeitszügen".