

**Jewgenij Harchenko**

***Mechatronischer Entwurf eines neuartigen aktiven Fahrzeugfederungssystems für PKW unter Verwendung einer reversierbaren Flügelzellenpumpe***



**Mechatronischer Entwurf eines neuartigen aktiven  
Fahrzeugfederungssystems für PKW unter Verwendung einer  
reversierbaren Flügelzellenpumpe**

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

genehmigte  
DISSERTATION

von  
Jewgenij Harchenko

Tag des Kolloquiums: 08.07.2010

Referent: Prof. Dr.-Ing. habil. Ansgar Trächtler  
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Detmar Zimmer



## **Vorwort**

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Regelungstechnik und Mechatronik (RtM) der Universität Paderborn, früher Mechatronik Laboratorium Paderborn (MLaP).

Dem ehemaligen Leiter des Fachgebietes, Herrn Prof. Dr.-Ing. Joachim Lückel, gilt mein besonderer Dank. Er hat mir diesen Weg ermöglicht. Der Tod von Prof. Lückel im November 2008 war ein schwerer Verlust. Ich danke ihm für alles, was ich von ihm lernen durfte.

Mein herzlicher Dank geht an Prof. Dr.-Ing. habil. Ansgar Trächtler, den heutigen Leiter des RtM, für die große Unterstützung in den vielen Gesprächen und Diskussionen, in denen er mir mit Rat und konstruktiver Kritik zur Seite stand, und schließlich für die Begutachtung meiner Arbeit.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Detmar Zimmer, Leiter des Instituts für Konstruktions- und Antriebstechnik an der Universität Paderborn, danke ich für die Übernahme des Korreferats und die Durchsicht der Arbeit.

Bedanken möchte ich mich auch bei meinen Kolleginnen und Kollegen des Instituts, nicht nur für die zahlreichen fachlichen Diskussionen, sondern insbesondere für die freundliche und vertrauensvolle Zusammenarbeit. Dabei möchte ich namentlich Dr.-Ing. Karl-Peter Jäker, Dipl.-Ing. Viktor Just, Dipl.-Ing. Andreas Wielenberg und Dipl.-Ing. Alexander Gense danken, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Weiterhin bedanke ich mich bei meinen ehemaligen Kollegen Dr.-Ing Thorsten Koch, Dipl.-Ing. Vitalij Nachtigal und Dipl.-Ing. Igor Illg für die vielen fruchtbaren Gespräche und Diskussionen.

Bedanken möchte ich mich auch bei den Studien- und Diplomarbeitern sowie studentischen Hilfskräften, die mich bei der Realisierung unterstützt haben.

Ein großes Dankeschön geht auch an Annette Bökamp-Gros für die Durchsicht und die gründliche Korrektur meiner Arbeit.

Schließlich möchte ich mich ganz herzlich bei meiner Familie für die Unterstützung und das Vertrauen in mich bedanken.

Paderborn, im September 2010

Jewgenij Harchenko

Gewidmet meinem viel zu früh verstorbenen Vater,  
einem großartigen Menschen und Ingenieur

## Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung .....	1
1.1	Ziel und Aufbau der Arbeit .....	2
1.2	Entwurfsmethoden .....	3
1.2.1	Konstruktionssystematik .....	3
1.2.2	Der Mechatronische Entwurf .....	6
2	Übersicht über Fahrzeugfederungssysteme und ihre Klassifizierung .....	15
2.1	Klassifizierung von Fahrzeugfederungssystemen .....	17
2.1.1	Einteilung nach den wirkenden Kräften .....	18
2.1.2	Einteilung nach der Bandbreite .....	21
2.1.3	Einteilung nach den Aufbau-Abstützarten .....	23
2.1.4	Einteilung nach den beeinflussten Fahrzeugfreiheitsgraden .....	24
2.2	Einordnung bekannter Systeme .....	25
2.2.1	Vollaktive/voll-semiaktive Systeme .....	26
2.2.2	Teilaktive/teil-semiaktive Systeme .....	28
2.2.3	Quasistationäre Systeme .....	34
3	Konzeption des neuen aktiven Federungsprinzips .....	37
3.1	Anforderungen und Bewertungskriterienkatalog .....	37
3.2	Funktionsprinzipien und Lösungsvarianten .....	39
3.3	Modellbildung .....	40
3.3.1	Fahrzeugmodelle .....	41
3.3.2	Viertelfahrzeugmodell .....	42
3.4	Analyse der Vertikaldynamik am Viertelfahrzeugmodell .....	50
3.4.1	Huben (ohne Stabilisatoranteil) .....	51
3.4.2	Einseitiges Einfedern bzw. Wanken (mit Stabilisatoranteil) .....	52
3.5	Synthese der Wunschdynamik .....	53
4	Funktionsorientierte Auslegung des Federungssystems .....	57
4.1	Konzept des neuen Fahrzeugfederungssystems .....	58
4.1.1	Auswahl des Aktorprinzips .....	60
4.1.2	Dimensionierung der Aktorkomponenten .....	68
4.2	Modellbasierte Auslegung des Federungsaktors .....	74
4.2.1	Stand der Technik .....	74
4.2.2	Modellierung des Aktors .....	77
4.2.3	Dynamische Analyse des Aktors .....	85
4.2.4	Grundabstimmung .....	90
4.2.5	Modellgestützter Funktionsnachweis .....	91
4.3	Konstruktive Neuerungen des Flügelzellenaktors .....	93
4.3.1	Modellbasierte Auslegung der Steuerscheibengeomtrie .....	94
4.3.2	Axiale Spaltkompensation .....	103
5	Experimentelle Untersuchungen .....	107
5.1	Aufbau des Prüfstandes .....	107
5.2	Funktionsnachweis .....	110
5.2.1	Führungsverhalten .....	110

5.2.2 Störverhalten .....	111
5.2.3 Überlagertes Verhalten .....	114
5.3 Identifizierung und experimentelle Validierung des Modells.....	114
5.3.1 Messtechnische Untersuchung der Verstellkräfte .....	115
5.3.2 Modellierung der Rückstellkräfte .....	118
5.3.3 Verluste .....	122
5.3.4 Vergleich mit Messung .....	123
5.4 Einsatz und Funktionstest in einer HIL-Umgebung .....	123
6 Mechatronische Struktur des Gesamtsystems .....	127
6.1 Aufbau eines Prototypenfahrzeugs mit dem AQL-System .....	128
6.2 Regelungskonzept .....	129
6.2.1 Aufbauregelung .....	131
6.2.2 Fahrwerksregelung .....	133
6.2.3 Lokale Regelung .....	134
7 Zusammenfassung und Ausblick.....	137
8 Literatur.....	139
Anhang.....	147

## Abkürzungen

---

ABC	Active Body Control
ABS	Antiblockiersystem
AFS	Aktive Fahrwerkstabilisierung
AKTAKON	Aktive Aufbaukontrolle
AM	Antriebsmotor
AMS	Autonomes Mechatronisches System
ASR	Antriebschlupfregelung
ARS	Active Roll Stabilization
AQL	Aktiver Querlenker
CDC	Continuous Damping Control
EDC	Electronic Damping Control
EDCC	Electronic Damping Control with Continuously Working Damping
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
FA	Federungsaktor
FEM	Finite-Elemente-Methode
FZA	Flügelzellenaktor
FZP	Flügelzellenpumpe
HIL	Hardware-in-the-Loop
MFG	Mechatronische Funktionsgruppe
MFM	Mechatronisches Funktionsmodul
MKS	Mehrkörpersystem
MPE	Motorpumpeneinheit
ORS	Off-Road Stabilizer
PDC	Pneumatic Damping Control
PKW	Personenkraftwagen
SM	Schwenkmotor
TPCS	Tire-Pressure Controlling System
VB	Ventilblock
VM	Verstellmotor
VMS	Vernetztes Mechatronisches System

## Formelzeichen

$a_y$	Querbeschleunigung	[m/s <sup>2</sup> ]
$A$	Fläche	[m <sup>2</sup> ]
$A_{DK}$	Fläche der Druckrückführungskolben	[m <sup>2</sup> ]
$A_{SM}$	Fläche des Schwenkflügels	[m <sup>2</sup> ]
$b$	Breite	[m]
$b_R$	Breite der Reifen	[m]
$b_{Flg}$	Flügelbreite	[m]
$c$	Steifigkeit der Aufbaufeder	[N/m]
$c_K$	Steifigkeit des Kopflagers	[N/m]
$c_R$	Steifigkeit des Reifens	[N/m]
$c_F$	Federsteifigkeit der Verstellfeder im FZA	[N/m]
$c_{Leck}$	Leckagekoeffizient	[m <sup>5</sup> /N·s]
$c_{Rad}$	radbezogene Steifigkeit	[N/m]
$c_Q$	Steifigkeit zwischen Rotor und Querlenker	[N/rad]
$c_G$	Steifigkeit zwischen SM-Gehäuse und Aufbau	[N/rad]
$c_H$	Steifigkeit der Ölsäule	[N·m/rad]
$c_{HA}$	Steifigkeit der Ölsäule in Kammer A	[N·m/rad]
$c_{HB}$	Steifigkeit der Ölsäule in Kammer B	[N·m/rad]
$c_{Fed}$	Steifigkeit der Verstellfeder	[N/m]
$C_{Hyd}$	hydraulische Kapazität	[m <sup>5</sup> /N]
$C_{Hyd}^A$	hydraulische Kapazität in Kammer A	[m <sup>5</sup> /N]
$C_{Hyd}^B$	hydraulische Kapazität in Kammer B	[m <sup>5</sup> /N]
$d$	Dämpfungskonstante	[N·s/m]
$d_R$	Dämpfungskonstante des Reifens	[N·s/m]
$d_V$	viskoser Reibungskoeffizient	[N·s/m]
$d_{Rad}$	radbezogene Dämpfung	[N·s/m]
$e$	Exzentrizität	[mm]

---

$E_{Fl}$	Kompressionsmodul	[Pa]
$E'_{Fl}$	Ersatzkompressionsmodul	[N/m <sup>2</sup> ]
$f$	Frequenz	[Hz]
$f(\dots)$	Funktion	[ $\cdot$ ]
$F$	Kraft	[N]
$F_{FB}$	Federbeinkraft	[N]
$F_{Rad}$	radbezogene Kraft	[N]
$F_c$	Federkraft	[N]
$F_a$	aktive Kraft	[N]
$F_d$	Dämpfungskraft	[N]
$F_K$	Kopflagerkraft	[N]
$F_{cR}$	Federkraft des Reifens	[N]
$F_{dR}$	Dämpfungskraft des Reifens	[N]
$F_{soll}$	Sollkraft	[N]
$F_{Reibung}$	Reibungskraft	[N]
$F_H$	Haftriebungskraft	[N]
$F_G$	Gleitreibungskraft	[N]
$F_{Druck}$	aus den Druckverhältnissen resultierende Kraft	[N]
$F_{rad, a}$	Radialbeschleunigungskraft	[N]
$F_{Rueck}$	aus der Druckrückführung resultierende Rückstellkraft	[N]
$F_{Kopf}$	Anpresskraft des Flügels an den Hubring	[N]
$F_{zentr}$	Zentrifugalkraft	[N]
$F_{fuss}$	aus der Druckbeaufschlagung resultierende Kraft	[N]
$F_R$	Reibungskraft zwischen Flügel und Rotor	[N]
$F_{cor}$	Corioliskraft	[N]
$F_{R, Kopf}$	Reibungskraft zwischen Flügelkopf und Hubring	[N]
$F_{RueckInt}$	interne Rückstellkraft	[N]
$g$	Erdbeschleunigung	[m/s <sup>2</sup> ]
$h_{SPWA}$	Abstand zwischen Schwerpunkt und Wankachse	[m]

---

$i$	Übersetzung	[-]
$i_{VM}$	Übersetzung der Verstelleinheit	[-]
$J$	Trägheit	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
$K$	Konstante	[-]
$l$	Länge	[m]
$l_Q$	Querlenkerlänge	[m]
$l_{\text{Latsch}}$	Latschlänge	[m]
$l_{\text{SW}}$	Spurweite	[m]
$m$	Masse	[kg]
$m_A$	Aufbaumasse	[kg]
$m_{\text{Achs}}$	Achslast	[kg]
$m_R$	Radmasse (einteilige ungefederte Masse)	[kg]
$m_{\text{Tilger}}$	Tilgermasse	[kg]
$m_{\text{HK}}$	Masse Hubkolben (Hubring)	[kg]
$M_Q$	auf den Querlenker wirkendes Moment	$[\text{N}\cdot\text{m}]$
$M_{\text{SM}}$	Schwenkmotormoment	$[\text{N}\cdot\text{m}]$
$M_{\text{Reib}}$	Reibungsmoment	$[\text{N}\cdot\text{m}]$
$M_A$	Abstützmoment am Aufbau	$[\text{N}\cdot\text{m}]$
$M_L$	Lastmoment	$[\text{N}\cdot\text{m}]$
$M_V$	Verlustmoment	$[\text{N}\cdot\text{m}]$
$n_{\text{AM}}$	Nenndrehzahl des AM	[U/min]
$p_R$	Druck im Reifen	[Pa]
$p_A$	Druck in Arbeitskammer A	[Pa]
$p_B$	Druck in Arbeitskammer B	[Pa]
$\Delta p$	Druckdifferenz	[Pa]
$p_{\text{Nut, A/B}}$	Druck in Steuernut A/B	[Pa]
$p_z$	Zellendruck	[Pa]
$p_{\text{vorsp}}$	Vorspanndruck	[Pa]
$P$	Leistung	[W]

---

$Q_{FZA}$	Volumenstrom des FZA	[m <sup>3</sup> /s]
$Q_{SM}$	Volumenstrom des Schwenkmotors	[m <sup>3</sup> /s]
$Q_V$	volumetrische Verluste	[m <sup>3</sup> /s]
$Q_{Nuti}$	Volumenstrom in Steuernut	[m <sup>3</sup> /s]
$r_{SM}^m$	mittlerer Radius des Schwenkflügels	[m]
$R_{HK}$	Innenradius des Hubkolbens	[m]
$T_n$	Trägheitsmoment um die Nickachse	[kg·m <sup>2</sup> ]
$T_w$	Trägheitsmoment um die Wankachse	[kg·m <sup>2</sup> ]
$v_{Rad}$	Radgeschwindigkeit	[m/s]
$V_{SM}$	Schluckvolumen des Schwenkmotors	[m <sup>3</sup> /U]
$V_L$	Volumen der Leitung	[m <sup>3</sup> ]
$V_{FZA}^{\max}$	maximales Schluckvolumen des FZA	[m <sup>3</sup> /U]
$V_z$	Volumen der Zelle	[m <sup>3</sup> ]
$z_A$	Aufbauweg	[m]
$z_R$	Radweg	[m]
$z_{rel}$	Einfederweg	[m]
$\dot{z}_{rel}$	Einfedergeschwindigkeit	[m/s]
$z_{SM}$	Flügelanzahl des SM	[-]
$z_{FZA}$	Flügelanzahl des FZA	[-]
$x_{Fed}$	Verstellweg der Feder	[m]
$W$	Energie	[J]
$t$	Zeit	[s]
$T_i$	Zeitkonstante	[s]
$v_{Fahrzeug}$	Fahrzeuggeschwindigkeit	[m/s]
$\delta_{Rad}$	Lehrsches Dämpfungsmaß des Rades	[-]
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit	[rad/s]
$\omega_E$	Knickfrequenz	[Hz]
$\omega_{SM}$	Winkelgeschwindigkeit des Schwenkmotors	[rad/s]

---

$\omega_{AM}$	Winkelgeschwindigkeit des Antriebsmotors	[rad/s]
$\varphi_{rel}$	relative Winkel	[rad]
$\varphi_{SM}$	Schwenkwinkel des SM	[rad]
$\varphi_{Ro}$	Verdrehwinkel des SM-Rotors	[rad]
$\varphi_G$	Verdrehwinkel des SM-Gehäuse	[rad]
$\varphi_z$	Drehwinkel der Zelle	[rad]
$\mu_N$	Durchflusszahl	[ $\cdot$ ]
$\beta_{Tren}$	Trennwinkel	[rad]
$\varphi_{Nut, A/B}$	Winkel der Steuernut A/B	[rad]
$\varphi_{Dn}$	Winkel der Dämpfungsnot	[rad]
$\gamma_{V_k}$	Verdrehungswinkel der Steuernuten	[rad]
$\varphi_{eq}$	Äquivalenzwinkel	[rad]
$\varphi_{DnA}$	Beginn der Dämpfungsnot	[rad]
$\varphi_{DnE}$	Ende der Dämpfungsnot	[rad]
$\varphi_{VM}$	Verdrehung des Verstellmotors	[rad]
$\psi$	Ende der Steuernut	[rad]
$\eta$	dynamische Viskosität	[Pa·s]

## Indizes

x	in $x$ -Richtung
y	in $y$ -Richtung
z	in $z$ -Richtung
v <sub>l</sub>	vorn links
v <sub>r</sub>	vorn rechts
h <sub>l</sub>	hinten links
h <sub>r</sub>	hinten rechts
v	vorn
h	hinten

Anmerkung: Bei mehrfach genutzten Bezeichnern wird die Bedeutung im Kontext erläutert oder ist im Zusammenhang eindeutig.

## 1 Einleitung

Angesichts des ständig wachsenden Bedarfs an innovativen Erzeugnissen, bedingt durch den internationalen Wettbewerb, werden die Produktentwickler vor die Aufgabe gestellt, die Produktivität der Ideenfindung zu steigern, bei gleichzeitiger Verkürzung der Innovationszeiten, gefolgt von maximaler Effizienz beim Erreichen der Serientauglichkeit neuer Produkte.

Unter der **Innovationszeit** wird die Zeit zwischen der Erfindung bzw. Entdeckung eines Prinzips und seiner technischen Nutzung verstanden. Sie wird immer kürzer. Diese Tendenz wird deutlich, wenn man die geschichtliche Entwicklung einiger Erfindungen, die in Tabelle 1.1 aufgelistet sind, verfolgt:

*Tabelle 1.1: Innovationszeiten [53]*

Erfundung	erfunden	ausgewertet	Innovationszeit
Fotografie	1727	1839	112 Jahre
Telefon	1820	1876	56 Jahre
Radar	1925	1940	15 Jahre
Transistor	1948	1953	5 Jahre

Der Prozess der **Ideenfindung** wird zunehmend schwieriger. Der klassische "Erfinder-typ" reicht lange nicht mehr aus. Statistisch wird von ca. 100 brauchbar erscheinenden Ideen nur aus einer einzigen ein erfolgreiches Produkt. Etwa 80 % des Umsatzzuwachses beruhen auf neuen Ideen, nur 20 % auf allmählichen Produktverbesserungen [53].

Als Folgerung ergibt sich die Notwendigkeit systematischer Vorgehensweisen bei der Ideenfindung, da die Kreativität allein nicht mehr genügt. Als Mittel einer besseren, sichereren und schnelleren Auswertung kann eine methodische Produktentwicklung dienen.

Mit dieser Thematik beschäftigt sich vor allem die Konstruktionssystematik. Diese befasst sich mit der Erarbeitung effizienter Methoden der Ideenfindung und der Produktentwicklung, unter anderem:

- Kreativitätstechniken
- Methoden zur Bewertung und Auswahl
- Konstruktionsmethodiken, wie z. B. zur Produktplanung und Aufgabenklärung, zum Konzipieren, Entwerfen, Ausarbeiten etc.

Die wesentliche Aufgabe eines Ingenieurs besteht darin, für technische Probleme Lösungen zu finden, die unter Restriktionen stofflicher, technologischer und wirtschaftlicher Art optimal verwirklicht werden können. Ziel der Entwicklung ist die Erstellung eines marktreifen Produktes.

Die rasche Entwicklung der digitalen Rechentechnik hat den Alltag des Ingenieurs grundlegend verändert. Es wurden nicht nur die Werkzeuge zur Unterstützung des Produktentwicklungsprozesses entwickelt, sondern auch eine ganze Reihe neuer Disziplinen, die sich explizit mit neuen Fachgebieten und der Suche nach Möglichkeiten der Produktfindung beschäftigen. Eine dieser Fachdisziplinen ist die Mechatronik, die sich vor allem mit den kontrollierten dynamischen Vorgängen mechanischer, massenbehafteter Systeme befasst.

## 1.1 Ziel und Aufbau der Arbeit

Ziel der Arbeit ist die Entwicklung eines neuartigen, aktiven Fahrzeugfederungssystems für PKW, das eine Aufbaustabilisierung mit einer variablen Dämpfung in einem System vereint. Der Schwerpunkt liegt auf dem mechatronischen Entwurf des für dieses System entwickelten reversierbaren Flügelzellenaktors.

Mechatronische Systeme sind durch die Integration von Komponenten aus den Fachdisziplinen Mechanik, Elektrotechnik, Regelungstechnik und Informatik gekennzeichnet. Daraus resultieren besondere Anforderungen an die Entwurfsmethoden. Deshalb werden die verwendeten Methoden und ihre Besonderheiten im Rahmen dieser Arbeit kurz vorgestellt.

Darüber hinaus gliedert sich die Arbeit in 5 weitere Kapitel, deren Inhalt im Folgenden kurz erläutert wird:

Kapitel 2 beinhaltet den Stand der Technik bei geregelten Fahrzeugfederungssystemen. Darüber hinaus wird eine Klassifizierung vorgeschlagen, die auf physikalischen Größen basiert und eindeutige Zuordnungen erlaubt. Die Klassifizierung gibt nicht nur einen systematischen Überblick über bekannte Fahrzeugfederungssysteme, sondern ist auch ein praktisches, transparentes Hilfsmittel bei der Suche nach neuen Lösungsansätzen.

Kapitel 3 umfasst die Konzeptionsphase. Zunächst werden die Anforderungen an das neu zu entwickelnde System geklärt und die darauf basierenden Bewertungskriterien aufgestellt. Es werden die Funktionsstruktur aufgebaut und das Grundmodell der Vertikaldynamik für den modellgestützten Entwurf erläutert. Mit Hilfe des Vertikaldynamikmodells werden das konventionelle Zielfahrzeug im Zeit- und Frequenzbereich analysiert und das Verbesserungspotenzial ermittelt. Danach wird ebenfalls modellgestützt das Zielsystem entsprechend der gewünschten Dynamik entworfen.

In Kapitel 4 werden das Konzept des neuen Fahrzeugfederungssystems erläutert und das neue Aktorprinzip vorgestellt. Dabei werden die einzelnen Schritte bei der Dimensionierung und der Strukturierung des Systems und des Aktors dargestellt. Kapitel 4 umfasst unter anderem einen Überblick über den Stand der Technik bei der Entwicklung hydraulischer Verdrängermaschinen. Außerdem wird das Wechselspiel zwischen mechatronischer Komposition und konstruktivem Entwurf verdeutlicht.

Kapitel 5 beinhaltet die Erfahrungen aus der Erprobungsphase. Es wird der Aufbau des Prüfstandes erläutert. Weiterhin erfolgen ein Funktionsnachweis des Aktors sowie die

Darstellung der Ergebnisse aus Identifizierung und experimenteller Validierung des Ak-tormodells. Besonderes Augenmerk gilt dabei den internen Rückstellkräften.

In Kapitel 6 wird die Struktur des Gesamtsystems vorgestellt. Hier steht die Informations-verarbeitung im Mittelpunkt. Durch das Zusammenwirken von mechanischen, elektroni-schen und Regelungstechnischen Elementen werden die mechatronischen Bewegungs-funktionen abgebildet.

Eine kurze Zusammenfassung mit Ausblick auf mögliche weiterführende Arbeiten und ein Literaturverzeichnis schließen diese Arbeit ab.

## 1.2 Entwurfsmethoden

Im Fokus der vorliegenden Arbeit steht der mechatronische Entwurf. Die Methoden der Konstruktionssystematik und des mechatronischen Entwurfs nach VDI-Richtlinie 2206 [95] gehören inzwischen zum Stand der Technik. Um das nötige Verständnis für die ver-wendete Vorgehensweise zu schaffen, wird im Folgenden ein Überblick über die Konstruktionssystematik und die Besonderheiten des mechatronischen Entwurfs gegeben.

### 1.2.1 Konstruktionssystematik

Die Konstruktionssystematik betrachtet den Konstruktionsprozess als Ganzes mit seinen Einflussgrößen, Wechsel- und Auswirkungen und umfasst folgende Hauptaspekte:

- Systematische Betrachtung des Konstruktionsprozesses
- Systematische Behandlung von Gesichtspunkten der konstruktiven Gestaltung

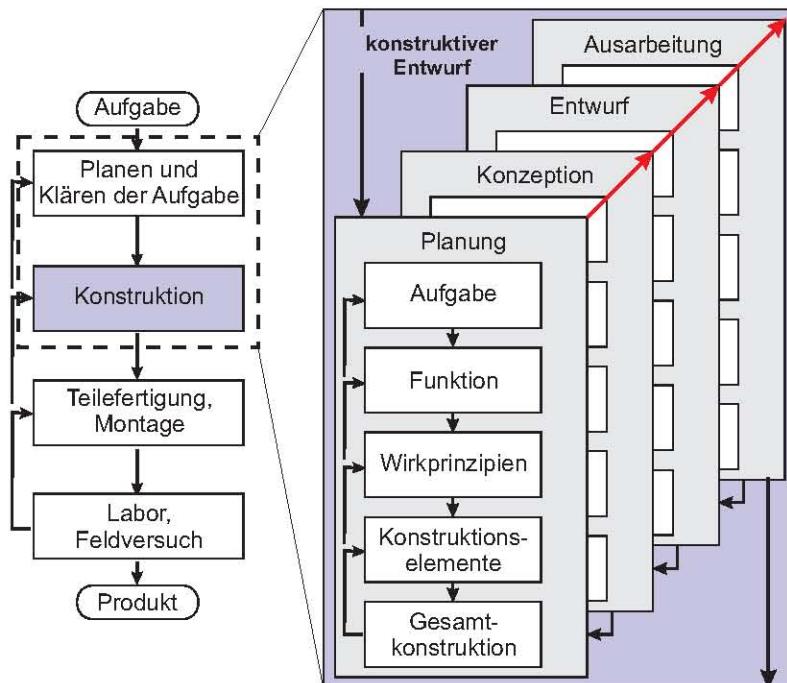


Bild 1: Entwicklungsprozess und konstruktiver Entwurf [52], [80]

Der Entwicklungsprozess (vgl. Bild 1) eines technischen Produktes nach Pahl und Beitz [80] wird in vier Abschnitte unterteilt:

- Produktplanung und Aufgabenklärung
- Konstruktion
- Fertigung und Montage
- Labor-/Feldversuch

Betrachtet man die Tätigkeit eines Konstrukteurs, so stellt man mindestens fünf Abschnitte (Aufgabe, Funktionen, Wirkprinzipien, Konstruktionselemente und Gesamtkonstruktion) fest, die jeweils eine Methode bilden. Jeder Abschnitt kann in sich wiederum die drei Schritte des Problemlösens enthalten:

- Produktion von Lösungsideen
- Bewertung von Ideen
- Auswahl der bestgeeigneten Lösung

Der konstruktive Entwurf besteht aus vier Phasen (Planung, Konzeption, Entwurf und Ausarbeitung). Die fünf Abschnitte des Konstruierens tauchen in allen vier Phasen des Entwurfes auf. Der unmittelbare Zusammenhang zwischen den Phasen und den Abschnitten liegt in der Verschiebung der Schwerpunkte, die sich folgendermaßen charakterisieren lassen:

1. **Planung:** informative Festlegung hinsichtlich der Aufgabenklärung durch Erfassung der Anforderungen, die in einer Anforderungsliste zusammengetragen werden
2. **Konzeption:** prinzipielle Festlegung mit Schrittfolgen:
  - Festlegen der Funktionen und Aufstellen der Funktionsstruktur
  - Festlegen physikalischer Prinzipien
  - Festlegen der Geometrie, Bewegungen als Lösungsprinzip
3. **Entwurf:** gestalterische Festlegung der Teile, Verbindungen und Baugruppen
4. **Ausarbeitung:** Fertigungs- und Montageangaben in Zeichnungen und Stücklisten

### **Methodische Vorgehensweise**

Die Konstruktionsmethodik befasst sich mit der Vorgehensweise des Konstrukteurs während des Entwurfs und gliedert den Konstruktionsprozess in logisch aufeinander folgende Abschnitte, die ihrerseits wieder verschiedene Methoden enthalten können. Darüber hinaus bietet sie ihm Hilfe bei jedem Arbeitsabschnitt seiner Tätigkeit.

Methodisches Vorgehen ist nicht als Alternative zum "konventionellen" Konstruieren zu verstehen, sondern als Arbeitshilfe, den Weg von der Aufgabe zur fertigungsreifen Zeichnung besser, schneller und sicherer zu finden. Im Folgenden wird ein kurzer Überblick über die Inhalte der Konstruktionstätigkeit gegeben [52]:

**Aufgabe:** im weiteren ingenieurmäßigen Sinne das Erkennen eines Problems oder Bedürfnisses und seine Überführung in eine technische Zielvorgabe. Dies geschieht durch

methodisches Klären und Präzisieren der Aufgabenstellung. Die Ergebnisse werden in einer möglichst vollständigen Anforderungsliste zusammengefasst, die für die spätere Bewertung des Erfüllungsgrades des Projektes dient.

**Funktion:** der allgemeine, abstrakt beschriebene Wirkzusammenhang zwischen den Eingangs-, Zustands- und Ausgangsgrößen eines technischen Systems zum Erfüllen einer Aufgabe. Dabei soll die Abstraktion das Verlassen einer vorfixierten Problemlösung und die Öffnung für andere Lösungsmöglichkeiten bewirken. Mit Hilfe der Anforderungsliste lassen sich Gesamt- und Teilfunktionen ableiten, die zu einer Funktionsstruktur zusammengefasst werden.

**Wirkprinzipien** ermöglichen die Umsetzung einer Funktion in ein physikalisches (auch chemisches) Geschehen, zunächst ohne Rücksicht auf die technische oder wirtschaftliche Realisierbarkeit. Die zweckmäßige Detaillierung hängt von der jeweiligen Problemstellung ab. Häufig geht es darum, zu einer Funktion möglichst viele Wirkprinzipien und damit Lösungsansätze zu finden.

Unter **Konstruktionselementen** kann man zwei unterschiedliche Bereiche verstehen, nämlich entweder die Aufteilung eines größeren Systems (Maschine, Anlage) in einzelne Elemente (Gruppen, Komponenten, Module) oder die maßstäbliche Gestaltung der funktionswichtigen Flächen, der "Wirkflächen". Nach der Modularisierung kann jedes Element (Modul, Baugruppe) für sich konstruktionsmethodisch in den nachfolgenden Abschnitten weiterverfolgt werden.

Die **Gesamtkonstruktion** ist die maßstäbliche Darstellung der gesamten geforderten Konstruktionsaufgabe mit allen notwendigen Einzelheiten. Was "notwendig" ist, hängt von der Entwicklungsphase ab (Planungsskizze, Entwurfszeichnung oder fertigungsreife Ausarbeitung). Sie ist Grundlage für Bewertung, Entscheidung und weiteres Vorgehen, z. B. für die Ausarbeitung oder die Fertigung.

Die genannten Abschnitte sind als Grundlagen des Konstruierens aufzufassen. Sie können ineinander übergehen. Der Konstruktionsprozess setzt sich aus einer Kette von aufeinander aufbauenden Einzelproblemen zusammen. Innerhalb eines jeden Abschnitts können daher die Schritte des allgemeinen Problemlösungsprozesses durchlaufen werden, insbesondere Ideenproduktion, Bewertung und Auswahl.

Die Konstruktionsmethodik erschöpft sich weder in Funktionsstrukturen oder Wirkschaltbildern, noch kann sie fehlendes konstruktives Können oder konstruktive Intuition ersetzen. Ein gutes Ergebnis entsteht nur bei ausgewogener Betrachtung aller Abschnitte.

## Kreativitätstechniken

Kreativität bedeutet schöpferische Kraft, die Fähigkeit, etwas Neues hervorzu bringen, d. h. etwas, das es, zumindest aus der Sicht des Schaffenden, in dieser Form noch nicht gab. Sie ist die Grundlage der Ideenfindung [53].

Die Kreativitätstechniken sind im Wesentlichen für Entwicklung und Konstruktion neuer Produkte gedacht und beschreiben eine strukturierte Vorgehensweise mit dem Zweck, möglichst schnell, sicher und wirtschaftlich von der Aufgabe zur Lösung zu gelangen.

Dabei legt die Methodik die Vorgehensweise fest, und die Kreativität füllt die Schritte mit Inhalt.

Man unterscheidet zwei Gruppen von Kreativitätmethoden:

- Intuitiv betonte Methoden (Brainstorming, Bildmethoden, Synektik u. a.)
- Diskursiv betonte Methoden (Morphologischer Kasten, Konstruktionskataloge, Delphi-Befragung u. a.)

Auf eine detaillierte Beschreibung einzelner Kreativitätstechniken wird im Rahmen dieser Arbeit bewusst verzichtet. Diese können in entsprechender Literatur nachgeschlagen werden, z. B. [34].

### **Bewertung und Auswahl**

Die Tätigkeiten "**Bewerten**" und "**Auswählen**" treten immer dort auf, wo mehr als eine Idee oder Lösung vorliegt. Zusammen mit der "**Kreation**" bilden sie den Kern des Problemlösungsprozesses. Bewertungsmethoden fassen die zur Bewertung erforderlichen bzw. vorhandenen Informationen anhand eines einheitlichen Schemas zusammen.

Beim methodischen Vorgehen ist ein möglichst breites Lösungsfeld erwünscht. Bei Berücksichtigung der denkbaren ordnenden Gesichtspunkte und Merkmale gelangt man häufig zu einer größeren Zahl von Lösungsvorschlägen. In dieser Fülle liegen zugleich Stärke und Schwäche einer systematischen Betrachtung. Die große, theoretisch denkbare, aber praktisch nicht verarbeitbare Zahl von oft nicht tragfähigen Lösungen muss so früh wie möglich eingeschränkt werden [80].

Man unterscheidet verbale, Punktwert- und Kennzahlmethoden.

Bei **verbalen Methoden** werden auf einfachste Art Kriterien bzw. Fragen aufgelistet und verbal beantwortet. Das Gesamтурteil entsteht intuitiv (wissens-, erfahrungsbasiert) durch Abwägung der Einzelteilurteile. Diese Methoden finden oft Anwendung in den frühen Phasen der Produktentwicklung (Planungsphase).

Bei **Punktwertmethoden** wird die Erfüllung der Bewertungskriterien mittels einer Punkteskala zahlenmäßig bewertet und summiert. Dies kann mit oder ohne Gewichtung der Bewertungskriterien geschehen. Diese Methoden können in allen Phasen der Produktentwicklung angewendet werden.

**Kennzahlmethoden:** Bewerten durch Bestimmung von einzelnen, mathematisch formulierten Kennzahlen. Diese unterteilen sich wieder in statische und dynamische Methoden und werden oft schon in der Ausarbeitungsphase angewendet.

#### **1.2.2 Der Mechatronische Entwurf**

**Mechatronik** ist eine interdisziplinär ausgerichtete Wissenschaft zur Beschreibung von mechanischen Systemen und Systemverbänden mit kontrollierten dynamischen Vorgängen. Zu dieser Kontrolle werden Sensoren, Aktoren und Informationsverarbeitung mit einem massenbehafteten Grundsystem zu einem mechatronischen System funktionell integriert. Durch gezielte methodische Integration aller Systemkomponenten werden synergistische Effekte erreicht.

Die Bestandteile mechatronischer Systeme (vgl. Bild 2):

- **Grundsystem** ist in der Regel eine mechanische, elektromechanische, hydraulische oder pneumatische Struktur bzw. eine Kombination dieser Strukturen.
- **Sensoren** zur Bestimmung von ausgewählten Zustandsgrößen des Grundsystems.
- **Aktoren** zur Beeinflussung der Zustandsgrößen des Grundsystems.
- **Informationsverarbeitungseinheiten** mit Softwareanteil, wo die von Sensoren gelieferten analogen und/oder diskreten Eingangsgrößen aufbereitet, Regelungs- und Filteralgorithmen abgearbeitet und die notwendigen Stellgrößen für die Aktoren erzeugt werden. Die Hardware besteht aus Messwertaufnehmern, Analog/Digital-Umsetzern, Kommunikationsleitungen und Mikroprozessoren.

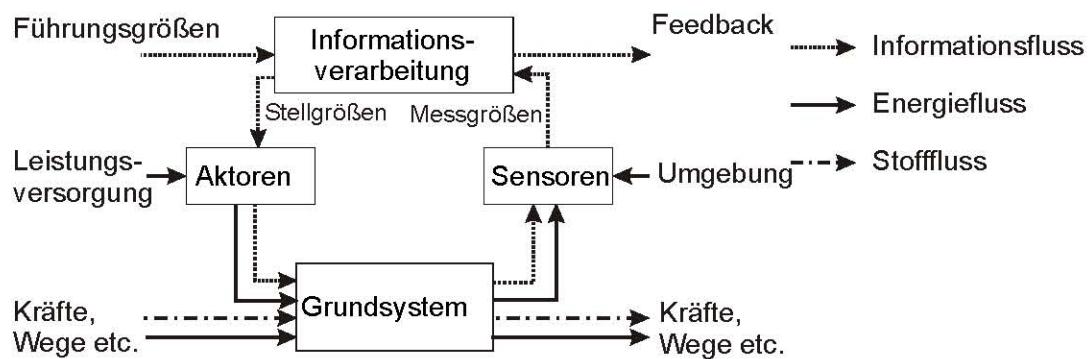


Bild 2: Grundstruktur eines mechatronischen Systems [95]

Für eine genauere Betrachtung der Verknüpfungen zwischen Grundsystem, Sensoren, Informationsverarbeitung und Aktoren ist eine Darstellung der Beziehungen zwischen den Komponenten mittels Flüssen hilfreich. Grundsätzlich sind drei Arten von Flüssen zu unterscheiden: Stofffluss, Energiefluss und Informationsfluss [95].

- **Stoffflüsse:** Beispiele für Stoffe, die zwischen den Einheiten mechatronischer Systeme fließen, sind feste Körper, Prüfgegenstände, Behandlungsobjekte, Gase oder Flüssigkeiten.
- **Energieflüsse:** Unter Energie ist in diesem Zusammenhang jede Energieform zu verstehen, wie z. B. mechanische, thermische oder elektrische Energie, aber auch Größen wie Kraft oder Strom.
- **Informationsflüsse:** Informationen, die zwischen den Einheiten mechatronischer Systeme ausgetauscht werden, sind beispielsweise Messgrößen, Steuerimpulse oder Daten.

## Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme

Beim Entwurf mechatronischer Systeme stehen die **Bewegungsfunktionen** als Unter- menge der Gebrauchsfunktionen im Mittelpunkt. Für die Auslegung der Bewegungsfunktionen werden Entwurfsmethoden entwickelt, welche die Vorstellung der Konstruktionssystematik aufgreifen, bei denen aber die ganzheitliche Betrachtung mit der Abbildung des Systems im Rechner im Mittelpunkt steht [58].

In der Arbeit [94] ist eine Erweiterung der Methoden der Konstruktionssystematik für den mechatronischen Entwurf vorgeschlagen worden. An die Stelle der reinen Konstruktion tritt nun der Systementwurf, und die 4 Phasen Planung, Konzeption, Entwurf und Ausar- beitung werden um die mechatronische Komposition ergänzt, die wiederum aus den Schritten Modellbildung, Analyse und Synthese besteht. In [57] werden die Besonder- heiten des Entwurfsprozesses beschrieben, insbesondere das Wechselspiel zwischen Konstruktion und Auslegung der Dynamik in den frühen Phasen des Entwurfes, wobei mit dem identifizierten Modell weitere Produktverbesserungen vorgenommen werden können.

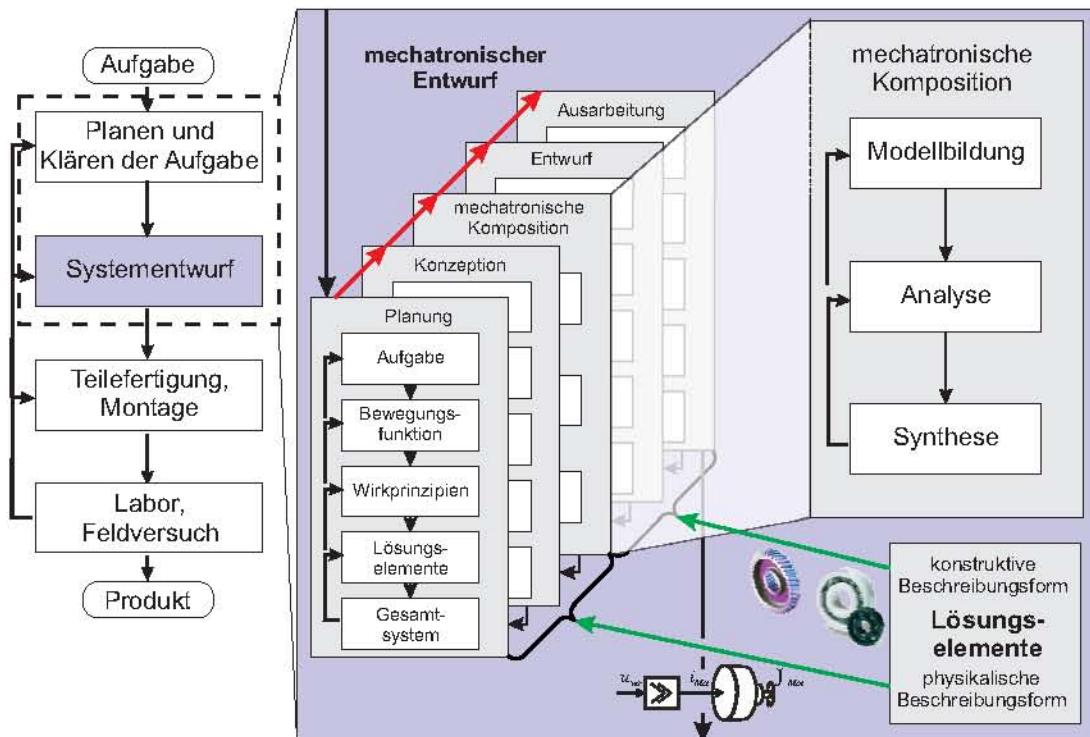


Bild 3: Entwicklungsprozess für mechatronische Produkte

Zusammenfassend kann man die wichtigsten Merkmale, die den Entwurfsprozess mecha- tronischer Systeme kennzeichnen, wie folgt aufzählen:

- **Funktionsorientierte Vorgehensweise:** Im Gegensatz zur gestaltorientierten Vor- gehensweise beim konstruktiven Entwurf wird beim mechatronischen Entwurf besonders in den frühen Phasen vor allem die Bewegungsfunktion in den Vorder- grund gestellt und erst später mit den üblichen Gebrauchsfunktionen in die Konstruk- tionssystematik eingegliedert. Die (Haupt-) Bewegungsfunktion lässt sich, ebenso

wie die Gebrauchsfunktionen, hierarchisch in Teilstufen untergliedern. Dabei wird zwischen kinematischen<sup>1</sup>, dynamischen<sup>2</sup> und mechatronischen<sup>3</sup> Funktionen unterschieden.

- **Ganzheitliche Betrachtung:** Während bei einem konventionellen System sowohl der Entwurf als auch die Realisierung der mechanischen und elektrischen Komponenten weitestgehend unabhängig voneinander vorgenommen werden, zeichnet sich der mechatronische Entwurf durch die ganzheitliche Betrachtung aus. Das heißt: Schon in den frühen Phasen des Entwurfs wird ein räumlich und funktionell integriertes Gesamtsystem unter Berücksichtigung aller Systemkomponenten (Sensoren, Aktoren und Informationsverarbeitung) angestrebt. Dieser Aspekt spielt eine wesentliche Rolle, da so die Funktionalität mechatronischer Systeme in Richtung der Informationsverarbeitung verlagert werden kann.
- **Modellbasierte und rechnergestützte Entwurfsverfahren:** Weitere wichtige Methoden zur ganzheitlichen Abstimmung sind modellbasierte Entwurfsverfahren, mit deren Hilfe das zu entwerfende Produkt im Rechner modelliert, analysiert und ausgelegt wird. Dabei werden in den frühen Phasen des Entwurfs die funktionsorientierten Modelle angewendet, die das geregelte Bewegungsverhalten der Systeme mittels physikalisch-mathematischer Gesetzmäßigkeiten von Kinematik, Dynamik und Informationsverarbeitung beschreiben. In den weiteren Konstruktionsphasen werden gestaltorientierte Modelle zur Beschreibung der geometrischen Abmessungen und der Materialeigenschaften eines Systems mittels 2- bzw. 3-dimensionaler Zeichnungen und Datentabellen miteinbezogen. Die ganzheitliche Auslegung eines integrativen Modells aller Teilkomponenten zur Abbildung des dynamischen Verhaltens wird auch als mechatronische Komposition bezeichnet.

### **Besonderheiten des Entwurfsprozesses in den frühen Phasen**

Im Rahmen des konstruktiven Entwurfs greift ein Konstrukteur häufig auf bewährte, schon vorhandene Lösungskomponenten zurück. Diese Komponenten werden auch Maschinenelemente genannt und ermöglichen eine schnelle Lösungsfindung zur Erfüllung bestimmter Funktionen. Für solche Elemente sind die Wirkprinzipien bereits definiert und häufig in Form von genormten Teilen verfügbar (z. B. Kugellager, Schraubverbindungen, Zahnräder etc.).

Der derzeitig in der Praxis angewendete Entwurfsprozess ist allerdings dadurch gekennzeichnet, dass relativ früh detaillierte, gestaltorientierte CAD-Modelle entworfen werden und die Auslegung des dynamischen Systemverhaltens in die späteren Entwicklungsphasen, häufig sogar in die Versuchsphase, verlagert wird. Fehler sowohl im

- <sup>1)</sup> Kinematische Funktionen bilden eine Basismenge der Bewegungsfunktion und beschreiben die Bewegung von Punkten und Körpern im Raum durch die Größen Weg (Änderung der Ortskoordinate), Geschwindigkeit und Beschleunigung.
- <sup>2)</sup> Dynamische Funktionen beschreiben das Bewegungsverhalten eines Systems unter der Wirkung von Kräften und Momenten.
- <sup>3)</sup> Mechatronische Funktionen beschreiben die kontrollierte Bewegung eines Systems unter der Wirkung von aktiven Komponenten.

Entwurf als auch in der Auslegung werden hierbei oft zu spät erkannt und können in der Regel nur noch mit erheblichem zeitlichen und finanziellen Aufwand beseitigt werden (Trial-and-Error-Verfahren) [57].

Um diesem Problem entgegenzuwirken, wird im Rahmen des mechatronischen Entwurfs besonders in den frühen Phasen die Bewegungsfunktion und nicht die Gestalt in den Mittelpunkt gestellt (vgl. Kapitel ). Der Entwurf dieser Funktion erfolgt mit Hilfe von **reduzierten Lösungselementen** der Mechanik, Sensorik/Aktorik und der Informationsverarbeitung, die im Rechner abgebildet werden. Die Reduktion bezieht sich in diesem Fall auf die vereinfachte Abbildung des Bewegungsverhaltens in einer für dynamische Systeme geeigneten Darstellungsform.

Heutzutage werden mechatronische Module, ähnlich wie klassische Maschinenelemente, mittels definierter Schnittstellen zu komplexen technischen Systemen verknüpft. Ein Beispiel für ein mechatronisches Lösungselement ist ein drehzahlgeregelter DC-Motor, der aus elektrotechnischen Basiselementen und aus Komponenten weiterer Domänen der Mechatronik besteht. Dabei ist für den Mechatroniker das dynamische Verhalten von Interesse, das z. B. mit Hilfe von reduzierten MKS-Modellen analysiert werden kann.

### **Mechatronische Komposition**

Der klassische Entwurf wird nach der Konzeptionsphase, wenn die Entwicklungsaufgabe und/oder die zu betrachtende Problemstellung unter Zuhilfenahme von Erfahrungswissen geklärt ist, um die mechatronische Komposition erweitert. Erst wenn im Rahmen der mechatronischen Komposition die Anforderungen an das kontrollierte Bewegungsverhalten (Dynamik und Genauigkeit) erfüllt sind, wird mit dem konstruktiven Entwurf und der Gestaltung begonnen. Der Vorteil dieser Vorgehensweise ist, dass die informationstechnischen Elemente zur Steuerung und Regelung des Systems frühzeitig berücksichtigt und entworfen werden. Die mechatronische Komposition besteht im Wesentlichen aus folgenden Schritten (vgl. Bild 4):

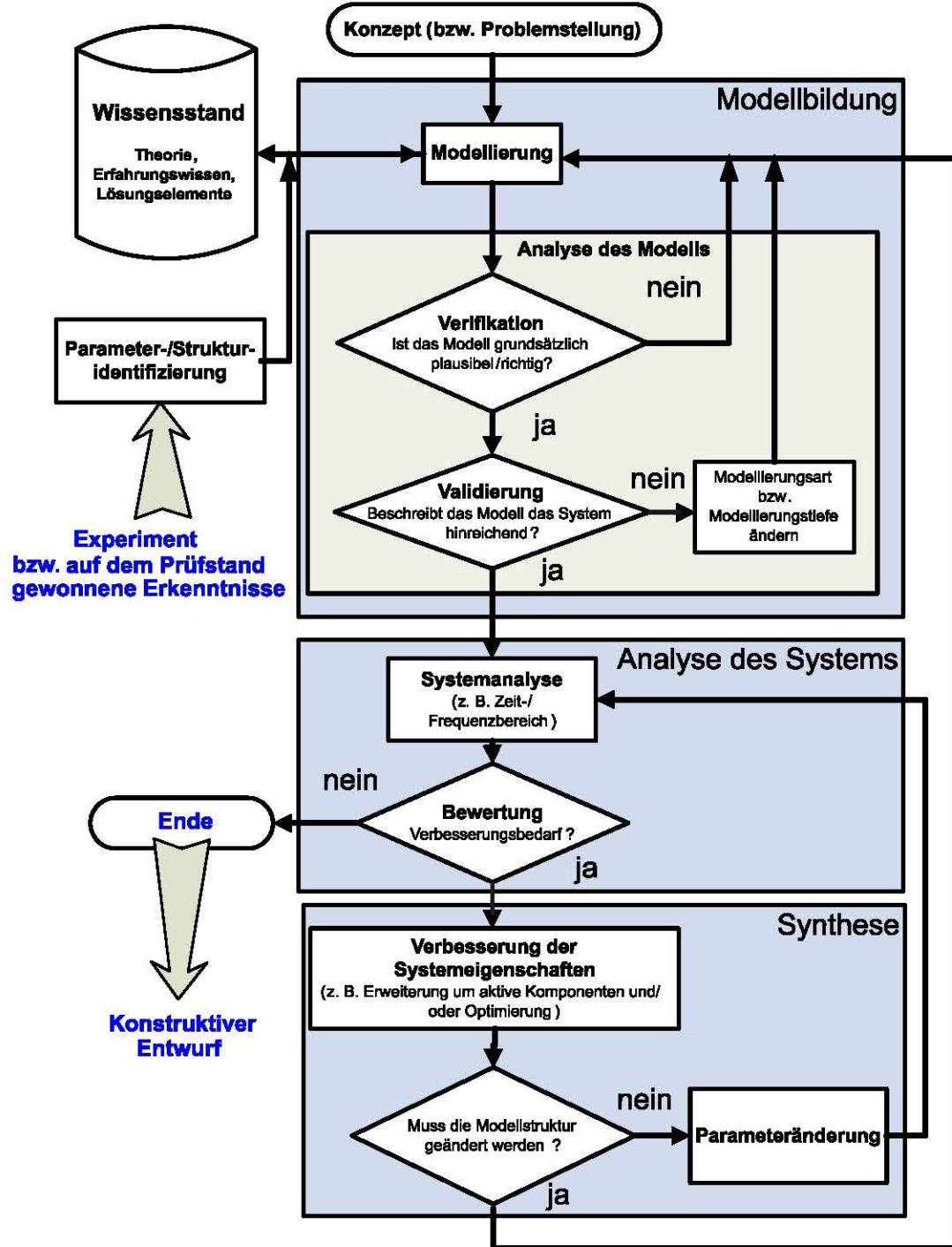


Bild 4: Mechatronische Komposition

- **Modellbildung:** Die Wahl des Software-Werkzeugs, der Modellierungsart und der Modellierungstiefe richtet sich nach Art und Komplexität des zu entwerfenden Systems. Auf Basis der zu Beginn der Modellierung vorhandenen Kenntnisse (Wissensstand) über das System (z. B. theoretische Grundlagen, Erfahrungswissen, reduzierte Lösungselemente und/oder experimentell ermittelte bzw. identifizierte Größen) wird ein physikalisch-mathematisches Rechnermodell erstellt, das die wesentlichen physikalischen Eigenschaften des Systems abbildet. Die wichtigste Eigenschaft dieses

Modelltyps besteht in der physikalischen Interpretierbarkeit der Parameter. Die erste Parametrierung des Modells erfolgt aufgrund zum Beginn der Modellierung vorhandener Informationen über das zu modellierende System und seine Komponenten. Dabei werden einige Parameter aus den zugänglichen Quellen wie Fachliteratur, Datenblättern, CAD-Daten etc. gewonnen, andere werden zunächst abgeschätzt. Mit dem steigenden Wissensstand über das System werden ständig die Startparameter aktualisiert. Vor der Analyse des erstellten Modells muss es verifiziert und validiert werden (Überprüfen der Güte des Modells bezüglich Konsistenz, Genauigkeit, Vollständigkeit, hinreichender Abbildung der Realität, ausreichender Modellierungstiefe). Darüber hinaus kann auch eine Sensitivitätsanalyse (z. B. durch Parameteränderung) durchgeführt werden.

- **Analyse:** Mit Hilfe des Modells wird, je nach abgebildeten Funktionsgruppen, die Bewegungsmöglichkeit, das Bewegungsverhalten oder das kontrollierte Bewegungsverhalten des untersuchten Systems ermittelt. Man erhält Aussagen über den Arbeitsraum, benötigte Kräfte, Zeit- und Frequenzverhalten, Stabilität, Empfindlichkeit und kann zum Beispiel gezielt günstige Sensor- und Aktorkonzepte oder geeignete Regelungsstrukturen ermitteln. Ferner werden die Funktion des Systems analysiert und der Verbesserungsbedarf (z. B. bezüglich Bandbreite und Dämpfung) ermittelt.
- **Synthese:** Gestützt auf die Analyseergebnisse, wird nun das modellierte System ausgelegt, d. h. es werden die Modellparameter (z. B. Massen, Feder- und Dämpferkonstanten oder Reglerparameter) so festgelegt, dass sich ein gewünschtes Systemverhalten ergibt. Muss die Modellstruktur geändert bzw. ergänzt werden, etwa um zusätzliche Komponenten (Aktoren, Sensoren), ist eine Rückkehr zur Modellierung erforderlich, um das Modell entsprechend anzupassen. Reicht es aus, nur die Parameter des Modells zu ändern (z. B. neue Reglerparameter nach einer Optimierung), kann das neu parametrisierte Modell sofort analysiert werden.

Der mechatronische Entwurfsprozess ist in hohem Maße iterativ mit Rückschritten in frühere Phasen. Die Iterationsschritte können zeit- und kostengünstig durchgeführt werden, da sie modellgestützt im Rechner erfolgen.

## **Identifizierung**

Die mechatronischen Systeme sollten wegen ihrer komplexen Struktur und des domänenübergreifenden Charakters im Rechner abgebildet werden. Ohne eine Modellbildung des Gesamtverhaltens ist die Komplexität mechatronischer Produkte nicht zu beherrschen. Ein Modell ist eine vereinfachende textuelle, bildhafte oder mathematische Darstellung von Strukturen, Funktions- oder Verhaltensweisen bzw. ein vereinfachendes Abbild der Wirklichkeit. Wie genau ein Modell die Wirklichkeit beschreibt, hängt im Wesentlichen von der durch den Entwickler gewählten Modellierungstiefe ab.

Zur Neuentwicklung oder zur Verbesserung eines Produktes wird dessen statisches und dynamisches Verhalten mit Hilfe von Modellen abgebildet. Um sicherzustellen, dass die Modelle die Realität genügend genau abbilden, erfolgt eine Identifizierung.

Die **Identifizierung** beinhaltet den Vergleich zwischen Versuchs- und Berechnungsergebnissen, damit dann auf Basis der berechneten Vergleichswerte (Abweichungen) Ver-

besserungen des Berechnungsmodells erzielt werden können. Begrifflich sind die **Parameteridentifikation** und die **Systemidentifikation** zu unterscheiden.

Bei der Parameteridentifikation werden mehrere Parameter einer festgelegten Systemstruktur identifiziert. Mit Hilfe der Systemidentifikation ist darüber hinaus eine Modellstruktur zu identifizieren.

Häufig wird die Bedeutung der Modellidentifizierung unterschätzt. Es werden oftmals Modelle mit hoher Modellierungstiefe erstellt, deren Realitätsbezug erkennbar mangelhaft ist. Dies liegt sicherlich zum Einen an der Modellkomplexität und der damit einhergehenden schwierigen Parametrisierung (z. B. Reifenmodelle), zum Anderen kommt erschwerend hinzu, dass Systemlieferanten nur sehr selten identifizierte Modelle bzw. benötigte Parameter ihrer Produkte liefern können bzw. wollen. Häufig ist man besser beraten, die Modellierungstiefe gering zu halten und mehr Aufwand in die Identifizierung zu investieren. Die Systemanalyse ist immer nur dann aussagekräftig und die Reglersynthese immer nur dann erfolgversprechend, wenn das Modell die Realität gut abbildet [76].

Damit stellt die Identifizierung der Modelle einen wichtigen Bestandteil des mechatronischen Entwurfes dar.



## 2 Übersicht über Fahrzeugfederungssysteme und ihre Klassifizierung

Den Schwerpunkt dieser Arbeit bildet der mechatronische Entwurf eines neuartigen, aktiven Fahrzeugfederungssystems, weshalb an dieser Stelle ein Einblick in den Stand der Technik auf dem Gebiet der Fahrzeugfederung gegeben werden soll. Einige Begriffe werden erklärt oder neu definiert. Darüber hinaus werden Aufgaben, Ziele und Anforderungen an die Fahrzeugfederung kurz erläutert.

Als **Fahrzeugfederung** werden die Komponenten bezeichnet, die einen direkten Einfluss auf die Vertikaldynamik des Fahrzeugs ausüben. Bei der Vertikaldynamik werden primär die Aufbaubewegungsformen Huben, Wanken, Nicken sowie die Einfederung der Räder betrachtet. Darüber hinaus können noch weitere Aufbaufreiheitsgrade, wie Verspannung oder Durchbiegung der Karosserie, in Betracht gezogen werden.

Die Fahrzeugfederung besteht hauptsächlich aus folgenden Komponenten:

- Räder mit den zugehörigen ungefederten Massen
- Reifen (Federungs- und Dämpfungseigenschaften, Schluckfähigkeit<sup>4)</sup>)
- Radaufhängung mit zugehöriger Elastokinematik (Gummilager)
- Aufbaufeder und -dämpfer
- Stabilisatoren

Die **Vertikaldynamik** befasst sich mit den Schwingungen des Fahrzeugs, die durch unterschiedliche Anregungen verursacht werden:

- Straßenanregungen, die vom Straßen- und Geländetyp sowie von der Geschwindigkeit abhängen, mit der das Fahrzeug über das Fahrbahnprofil fährt.
- Quer- und Längsbeschleunigungen, die von Geschwindigkeit, Kurvenradius, Brems- und Beschleunigungsvermögen abhängig sind.
- Fahrzeugspezifische Anregungen, die von Unwuchten und Motordrehzahl verursacht werden.

Federung und Dämpfung sind bei einem Straßenfahrzeug hauptverantwortlich für:

- Fahrkomfort
- Fahrsicherheit
- beladungsabhängiges Verhalten
- Kurvenverhalten

Die Federung ist ein Teil des Fahrwerks. Die Hauptaufgabe der Federung eines Fahrzeugs besteht im Allgemeinen in der Erhöhung des Fahrkomforts durch Minimierung der

<sup>4)</sup> Aufgrund der Elastizität des Reifengürtels, des Profils und der Seitenwände ist der Reifen in der Lage, Straßenunebenheiten, die im Vergleich zur Latschläge klein sind, zu "schlucken", ohne dass eine relative Bewegung zwischen Rad und Aufbau (Einfederung) erforderlich ist [40].

Schwingungsbelastung von Fahrer, Fracht und Fahrzeug sowie in der Verbesserung der Fahrsicherheit durch Minimierung der Radlastschwankungen.

Erste Kutschfahrwerke mit gefederten Kabinen entstanden schon um 1500 n. Chr. Seitdem sind die Entwickler weltweit bestrebt, den Fahrkomfort und die Fahrsicherheit zu erhöhen.

Bis heute wurde eine ganze Palette an Lösungsvarianten entwickelt und realisiert. Hier einige davon:

- Blattfeder, Schraubenfeder, Drehstabfeder, Gas-/Luftfeder
- Reifen
- Stabilisatoren
- Reibungsdämpfer, hydraulisch-mechanische Dämpfer
- Schwingungstilger
- Radkinematik (Radaufhängungen) mit zugehöriger Elastokinematik (Gummilager)

Heute führen ständig wachsende Anforderungen an den Fahrkomfort und an die Fahrsicherheit zwangsläufig zu einem Zielkonflikt, da eine hohe Fahrsicherheit durch eine "harte" Federung und hoher Fahrkomfort durch eine "weiche" Federung erreicht werden. Der Entwicklungsstand in der Fahrwerkstechnik ist bereits so weit fortgeschritten, dass ohne Einsatz von aktiven Komponenten keine bedeutenden Verbesserungen des Fahrkomforts und der Fahrsicherheit zu erwarten sind. Durch gezielte Abstimmung des Fahrwerks, entweder auf Kosten des Komforts oder der Fahrsicherheit, kann ein sportliches (vgl. Bild 5, S) oder komfortables (vgl. Bild 5, L) Fahrverhalten erzielt werden.

Dieser bekannte Zielkonflikt ist bereits in vielen Arbeiten ([73], [83], [99]) detailliert untersucht worden. Anschaulich wird dieser Konflikt im sogenannten Konfliktdiagramm (vgl. Bild 5), in dem die Radlastschwankung (Maß für die Fahrsicherheit) über der Aufbaubeschleunigung (Maß für den Komfort) aufgetragen wird.

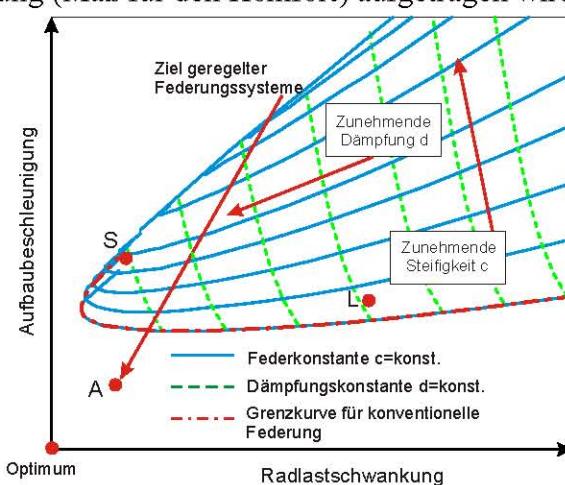


Bild 5: Konfliktdiagramm: S – Sportwagen; A – Aktives System; L – Limousine [73]

Im Diagramm sind Linien gleichbleibender Dämpfer- und Federkonstanten dargestellt und geben den Bereich möglicher Fahrzeugabstimmungen wieder. Klar zu erkennen ist

hierbei die gegenläufige Auswirkung der Federungs- und Dämpfungsvariation auf die Zielkriterien. Eine hart eingestellte Federung (Dämpfungskonstante  $d = \text{konstant}$ ) verschlechtert den Komfort, vermindert aber gleichzeitig die Radlastschwankungen, womit sie zur Erhöhung der Fahrsicherheit beiträgt. In Bild 5 sind zwei typische Auslegungen, für Sportwagen und Limousine, beispielhaft eingetragen. Mit fest abgestimmten, konventionellen Federungssystemen lässt sich jeweils nur ein fester Punkt im Fahrsicherheits-Komfort-Diagramm erreichen. Die eingezeichnete Grenzkurve kann dabei mit passiven Feder-Dämpfer-Systemen nicht unterschritten werden. Deshalb ist eine gleichzeitige Verbesserung von Fahrsicherheit und Fahrkomfort mit passiven Systemen nicht mehr möglich.

Erst der Einsatz moderner Sensorik, Mikroelektronik, Aktorik und Regelungstechnik hat neue Möglichkeiten auf dem Gebiet der Fahrwerkstechnik eröffnet. Die Verwendung geregelter Federungssysteme ermöglicht die gleichzeitige Verbesserung des Fahrkomforts und der Fahrsicherheit, d. h. im Konfliktdiagramm kann die Grenzkurve weiter in Richtung des Optimums verschoben werden.

Die aktive Federung ist als Begriff seit über fünfzig Jahren bekannt. Im Jahre 1954 hat Fédérspiel-Labrosse [29] die Probleme einer passiven Fahrzeugfederung erkannt und die Konstruktion einer der ersten aktiven Federungen vorgeschlagen. Seitdem hat sich vieles auf dem Gebiet der Fahrzeugfederungssysteme getan. Eine Patentrecherche ergab über 200 unterschiedliche Vorschläge zur Realisierung der verstellbaren Federungen. Einen guten Überblick über die Thematik bieten z. B. die Übersichtsarbeiten von Wallentowitz ([98], [99]) und Eulenbach ([25], [26]).

Mittlerweile existieren in der Literatur eine Vielzahl von Begriffen, die oft nicht einheitlich verwendet werden. Häufig werden einige Begriffe bei unterschiedlichen Autoren verschieden definiert und verwendet.<sup>5</sup> Keine der bekannten Klassifizierungen lässt eine eindeutige Zuordnung aller existierenden Federungssysteme zu. Auf die Problematik der einheitlichen Klassifizierung wird im folgenden Abschnitt näher eingegangen.

## 2.1 Klassifizierung von Fahrzeugfederungssystemen

In diesem Kapitel werden die bestehenden Klassifizierungen der Federungssysteme zusammengefasst und ein durchgängiges Definitionsschema vorgeschlagen. Der Hauptgedanke dabei ist, eine abstrakte, anschauliche und erweiterbare Struktur zu schaffen, die eine eindeutige Einordnung der bekannten und denkbaren Lösungen auf dem Gebiet der Fahrzeugfederungssysteme bietet.

Die **Abstraktion** soll hierbei dem Auflösen von Vorfixierungen und der Befreiung von bestehenden Konventionen dienen und die Allgemeingültigkeit sicherstellen. Unter **Anschaulichkeit** wird die einfache, auf physikalische Kriterien ausgerichtete Struktur verstanden. Die Möglichkeit einer systematischen Anpassung an die neuen Kriterien ist durch die **Erweiterbarkeit** der Klassifizierung gegeben:

<sup>5)</sup> So haben etwa die Begriffe langsam/bandbegrenzt/niederfrequent/teil/slow die gleiche Bedeutung.

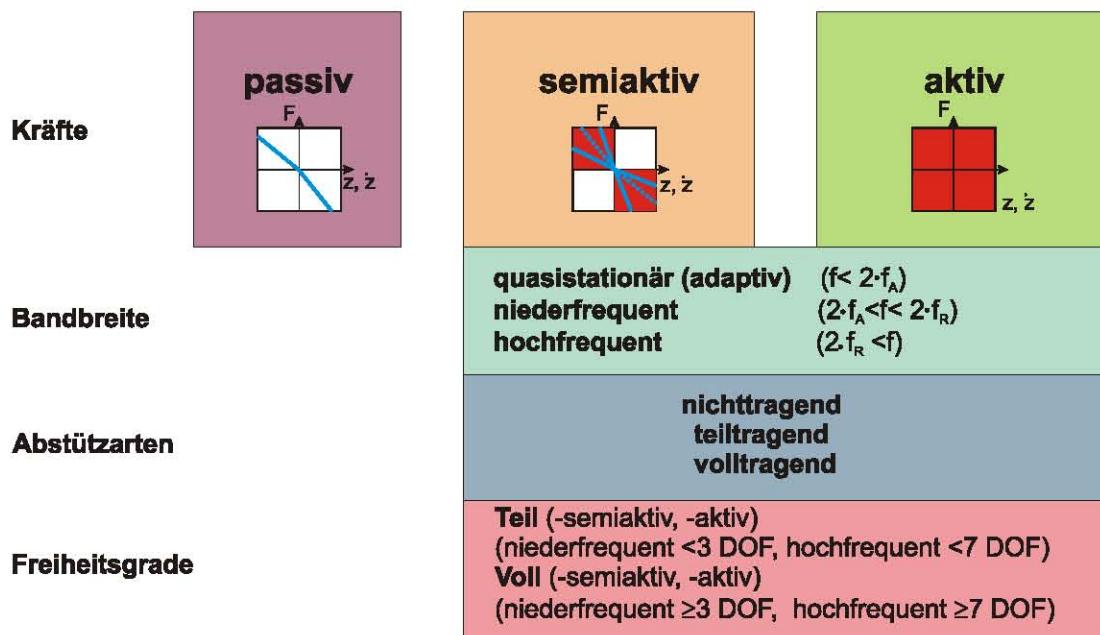


Bild 6: Klassifizierung von geregelten Federungssystemen

In Bild 6 ist die vorgeschlagene Klassifizierung von geregelten Federungssystemen dargestellt (wobei passive Systeme als ein Spezialfall mit aufgeführt sind). Dabei werden alle Systeme nach folgenden Kriterien unterschieden:

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

### 2.1.1 Einteilung nach den wirkenden Kräften

Zuerst werden die Fahrzeugfederungssysteme nach der Art und dem Wirkbereich der Kräfte in drei Gruppen aufgeteilt: **passive**, **semiaktiv** und **aktiv** Systeme.

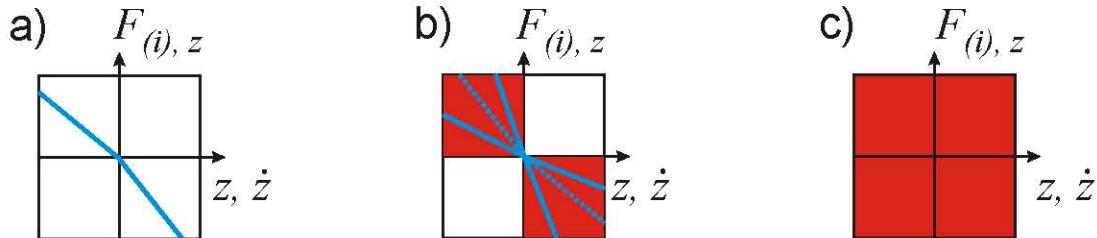


Bild 7: Kräfte: a) passiv, b) semiaktiv, c) aktiv

Dabei geht es um die vertikalen Kräfte, die unmittelbar auf die schwingenden Massen (Aufbau und/oder Rad) wirken. Bei mechanischen Systemen wird zwischen Federkräften  $F_{c,z}$ , Dämpferkräften  $F_{d,z}$  und Massenkräften  $F_{m,z}$  unterschieden. Bei passiven Systemen werden diese Kräfte nur durch die Systemeigenbewegung mit **unveränderlichen**

Komponenten bestimmt. Bei semiaktiven Systemen werden diese Kräfte lediglich indirekt, durch die Änderung der Systemparameter, beeinflusst. Bei aktiven Systemen können diese Kräfte unabhängig von Systemeigenbewegungen erzeugt werden. Damit können die schwingenden Massen des Systems direkt beeinflusst werden. Als Stellenergie kann nicht nur eine aus einer internen Quelle stammende (z. B. Autobatterie), sondern auch durch äußere Anregungen (z. B. Straßenanregung) zugeführte und zwischengespeicherte Energie verwendet werden.

Semiaktive und aktive Fahrzeugfederungssysteme werden in der Literatur oft als geregelte Systeme bezeichnet, obwohl damit auch gesteuerte Systeme gemeint sein können. Im Folgenden werden die drei Kraftarten definiert.

### Passive Systeme

Die **Richtung** und der **Betrag** der vertikalen Kräfte  $F_{(i),z}$  (vgl. Bild 7, a), die unmittelbar auf die schwingenden Massen (Aufbau und/oder Rad) wirken, ergeben sich bei **passiven Systemen** eindeutig aus der durch die Anregung resultierenden Relativbewegung im System ( $z_{\text{rel}}(t)$ ,  $\dot{z}_{\text{rel}}(t)$ ,  $\ddot{z}_{\text{rel}}(t)$ ) und hängen nur von festen (**unveränderlichen**) Systemparametern (Feder-, Dämpferkennlinien, Massenverhältnis) ab. Vorausgesetzt, die Randbedingungen ändern sich nicht, gilt:

$$F_{(i),z}(t) = f(z_{\text{rel}}(t), \dot{z}_{\text{rel}}(t), \ddot{z}_{\text{rel}}(t)) \quad (2.1)$$

Die Randbedingungen sind:

- Beladung des Fahrzeugs
- Fahrmanöver, z. B. Stabilisatoreingriff bei Kurvenfahrt
- Änderung der Reifensteifigkeit und/oder Dämpfereigenschaften durch Wärmeentwicklung, bedingt durch Beanspruchung und/oder Umgebungseinflüsse, Alterungseffekte

Passive Systeme benötigen weder eine Energiezufuhr noch eine Signalverarbeitung, die aber in Form von Überwachung (monitoring) vorkommen kann (z. B. Reifendruckkontrolle). Diese bestehen aus **unveränderlichen** Komponenten. Sie können zusätzliche Elemente enthalten, die dem System einen Teil der Schwingungsenergie entziehen bzw. diese speichern (z. B. Feder und Dämpfer) oder die Übertragung auf eine feste Frequenz bewirken (z. B. Massen/Tilger). Das dynamische Verhalten des Systems kann nur durch den Austausch von Komponenten beeinflusst werden.

### Semiaktive Systeme

**Semiaktive Systeme** können gegenüber den passiven Systemen zusätzlich zwischen verschiedenen diskreten oder kontinuierlichen Kennlinien der Systemelemente umschalten und damit den **Betrag der Kräfte ändern**. Die Richtung der Kräfte wird wie bei passiven Systemen von den Anregungsgrößen bestimmt (vgl. Bild 7, b).

In diesem Fall können die Kräfte nicht nur von Relativbewegungen im System ( $z_{\text{rel}}(t)$ ,  $\dot{z}_{\text{rel}}(t)$ ,  $\ddot{z}_{\text{rel}}(t)$ ) abhängen, sondern zusätzlich von einem Steuersignal  $w(t)$  (durch gezielte Eingriffe des Fahrers/Reglers), wodurch die Anpassung an unterschiedliche Betriebsbedingungen ermöglicht wird:

$$F_z(t) = f(z_{\text{rel}}(t), \dot{z}_{\text{rel}}(t), \ddot{z}_{\text{rel}}(t), w(t)) \quad (2.2)$$

Semiaktive Systeme können interne Energiequellen erhalten. Dabei beschränkt sich der Energiebedarf des Systems auf die Signalverarbeitung und das Verstellen der Komponenteneigenschaften (z. B. Feder-, Dämpferkennlinien). Diese Systeme können nur Kräfte entgegengesetzt zur Relativbewegung aufbringen und liegen damit analog zu den passiven Systemen im 2. und 4. Quadranten.

Bei semiaktiven Systemen können beliebige Systemelemente und deren Eigenschaften, wie z. B. Dämpfungs-, Federungskonstanten, geändert werden. Es ist auch denkbar massen, z.B. eines Tilgers, veränderlich zu gestalten.

Typische Beispiele: verstellbare Dämpfer (z. B. CDC), verstellbare Federn (z. B. hydropneumatische Federung von Citroën) etc.

### Aktive Systeme

**Aktive Systeme** können bezüglich **Betrag** und **Richtung** (in der und entgegengesetzt zur Bewegungsrichtung) **variable**, von Anregungsgrößen unabhängige, direkt auf das Rad und/oder den Aufbau wirkende Kräfte erzeugen (vgl. Bild 7, c).

Diese Kräfte können nicht nur von Relativbewegungen im System ( $z_{\text{rel}}(t)$ ,  $\dot{z}_{\text{rel}}(t)$ ,  $\ddot{z}_{\text{rel}}(t)$ ), sondern gleichzeitig von **weiteren** Systemgrößen  $\underline{z}_i(t)$ , wie z. B. Aufbaubeschleunigung, Radbeschleunigung etc., sowie von einem Steuersignal  $w(t)$  abhängig sein:

$$F_z(t) = f(\underline{z}_i(t), w(t)) \quad (2.3)$$

Die Stellglieder aktiver Systeme können Kräfte unmittelbar auf das Rad und/oder den Aufbau ausüben: z. B. aktives Federbein beim ABC-System oder aktiver Tilger am Rad.

Zur Aufbringung der Stellkraft ist eine Energiezufuhr erforderlich. Diese Systeme können die Kräfte nicht nur entgegengesetzt zur, sondern auch in Richtung der Relativbewegung aufbringen und damit auch im 1. und 3. Quadranten liegen.

Das erreichbare Verbesserungspotenzial ist von der Reglerauslegung, der Signalverarbeitung, der Dynamik des Stellgliedes und dem bereitgestellten Leistungsvermögen abhängig.

Typische Beispiele: ABC (Active Body Control), ARS (Active Roll Stabilization) etc.

### 2.1.2 Einteilung nach der Bandbreite

In der zweiten Kategorie werden die Federungssysteme nach der Bandbreite ihrer Aktorik eingeteilt.

Bei der Betrachtung der Vertikaldynamik des Fahrzeuges sind die charakteristischen Eigenschwingungsfrequenzen von Rad und Aufbau zu unterscheiden. Die Aufbaubewegung besteht aus Hub-, Wank- und Nickbewegung, deren Eigenfrequenzen bei den unterschiedlichen Fahrzeugtypen mit unterschiedlichen Abstimmungen im Bereich  $0,7 \text{ Hz} \leq f_A \leq 2,5 \text{ Hz}$  liegen. Die Radeigenfrequenz liegt ungefähr im Bereich von  $10 \text{ Hz} \leq f_R \leq 15 \text{ Hz}$ . Daraus ergeben sich drei Frequenzbereiche für die Aktorik, die bei der Auslegung der geregelten Federungen eine wesentliche Rolle spielen.

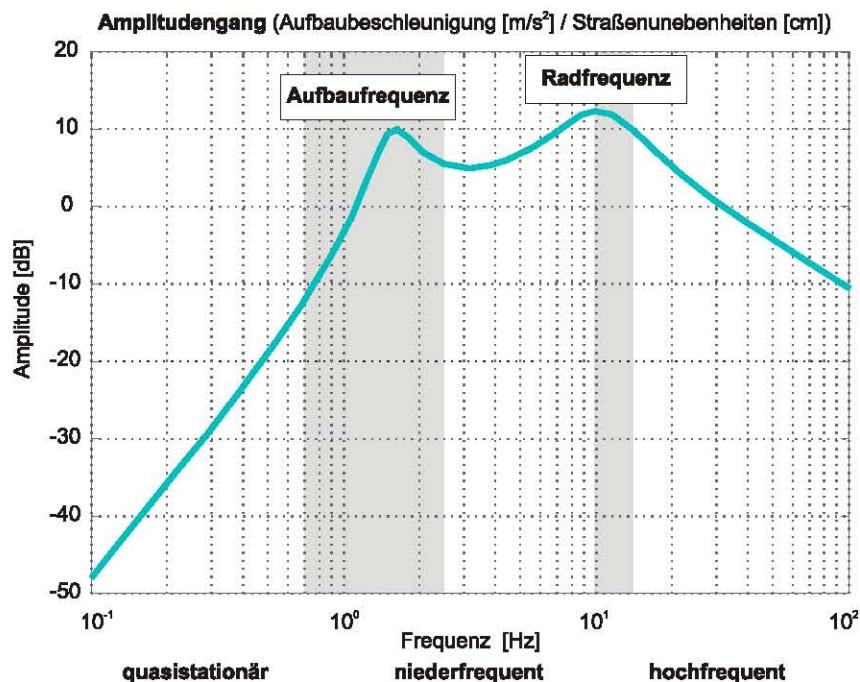


Bild 8: Bandbreite

In Abhängigkeit von der Dynamik des Stellsystems werden **hochfrequente**, **niederfrequente** und **quasistationäre** Systeme unterschieden (vgl. Bild 8). Im Folgenden werden die drei Aktorbandbreiten  $f_{\text{Aktor}}$  definiert.

#### Hochfrequente Systeme

Um den Aufbau und das Rad aktiv beeinflussen zu können, muss der Aktor mindestens doppelt so schnell sein wie die Eigenbewegung des Rades. Ein System wird daher als hochfrequent bezeichnet, wenn für seine Bandbreite gilt:

$$f_{\text{Aktor}} > 2 \cdot f_R \quad (2.4)$$

Frequenzen höher als ca. 100 Hz, die schon dem Schallbereich zugeordnet werden können, werden in diesem Zusammenhang nicht betrachtet.

Typische Beispiele: CDC (Continuous Damping Control), Unimog U1300L [45], aktiver Tilger [19].

### Niederfrequente Systeme

Als **niederfrequent** werden die Systeme bezeichnet, die aufgrund der Bandbreite der Aktorik nur die Schwingungen des Aufbaus ausregeln können:

$$2 \cdot f_A < f_{\text{Aktor}} < 2 \cdot f_R \quad (2.5)$$

Bedingt durch den Aufwand, den Energiebedarf sowie die Anforderungen an Aktorik, Sensorik und Informationsverarbeitung, sind die meisten bekannten, am Markt verfügbaren aktiven Federungssysteme niederfrequent, d. h. der aktive Eingriff beschränkt sich auf die Ausregelung der Aufbauschwingungen. Hochfrequente Radlastschwankungen (Fahrsicherheit) werden durch die nach wie vor vorhandenen passiven Komponenten oder durch die Kombination mit hochfrequenten semiaktiven Dämpfern bzw. Radtilgern abgedämpft und gedämpft.

Typische Beispiele: ABC (Active Body Control), ARS (Dynamic Drive).

### Quasistationäre Systeme

Als **quasistationär** werden Systeme bezeichnet, deren Bandbreite nicht ausreicht, um die niedrigste charakteristische Schwingungsfrequenz des Aufbaus dynamisch zu beeinflussen:

$$f_{\text{Aktor}} \leq 2 \cdot f_A \quad (2.6)$$

Dabei können die Bauteilparameter diskret oder kontinuierlich, oft mittels einer einfachen Steuerung durch gemessene Fahrzustandsparameter (Aufbaubeschleunigung, Fahrgeschwindigkeit etc.) oder manuell nach Fahrerwunsch, verändert werden. In der Literatur werden diese Systeme oft als adaptiv oder als passiv mit veränderlichen Komponenten bezeichnet.

Die Wirkkräfte bei quasistationären Systemen können sowohl semiaktiv als auch aktiv sein. So bedarf z. B. eine Änderung der Reifensteifigkeit durch eine Luftdruckänderung oder Niveau-Verstellung einer zusätzlichen Energie, um die Vorspannung zu ändern. Das kann unabhängig von dynamischen Anregungsgrößen geschehen. Daher können diese Systeme den **quasistationären aktiven** Systemen zugeordnet werden. Auch eine quasistationäre Änderung der Dämpfer-Federkennlinie, d. h. der semiaktiven Systeme, ist möglich.

Typische Beispiele: ORS (Off-Road Stabilizer), TPCS (Automatisches Reifendruckregelsystem).

### 2.1.3 Einteilung nach den Aufbau-Abstützarten

Im dritten Schritt werden die Federungssysteme nach der Art, wie sie den Aufbau abstützen, eingeteilt.

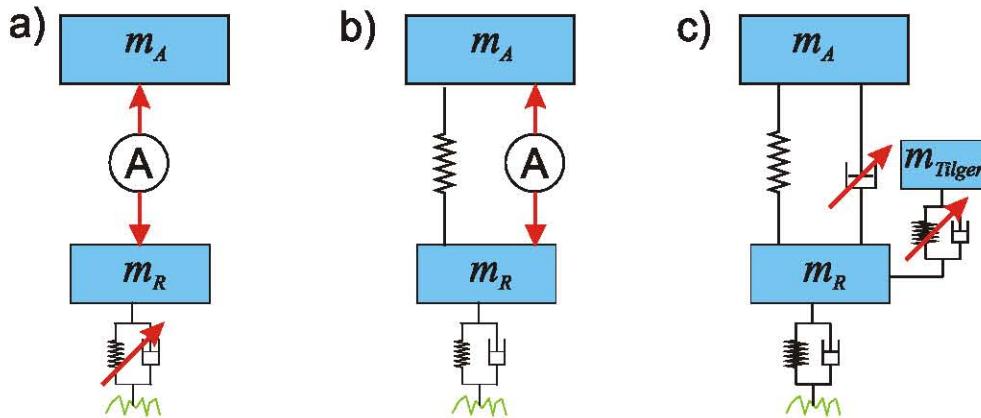


Bild 9: Abstützarten: a) volltragend, b) teiltragend, c) nichttragend

Je nachdem, wie groß der Anteil der Aufbaumasse ist, welche die Aktorik stationär abstützen muss, lassen sich die geregelten Fahrzeugfederungssysteme in drei Gruppen unterteilen: **volltragend**, **teiltragend** und **nichttragend** (vgl. Bild 9).

#### Volltragende Systeme

Als **volltragend** (vgl. Bild 9, a) werden Systeme bezeichnet, die mit Hilfe ihrer Aktorik, die aktiv oder semiaktiv sein kann, die gesamte Aufbau- bzw. Fahrzeugsmaße abstützen.

Typische Beispiele: ABC, TPCS (Automatisches Reifendruckregelsystem).

#### Teiltragende Systeme

Bei **teiltragenden** Systemen (vgl. Bild 9, b) wird parallel zum Aktor eine passive Feder angeordnet, welche die statische Last trägt. Systeme, bei denen der Aktor im Stabilisator untergebracht ist, werden ebenfalls den teiltragenden Systemen zugeordnet, da sie die Aufbaulast bei Kurvenfahrt "stationär" mitabstützen.

Typische Beispiele: Wankstabilisator, Niveauregelung Porsche 959, Luftfederung Mitsubishi 1983, hydropneumatische Federung Toyota 1989 [98].

#### Nichttragende Systeme

Der Vollständigkeit halber ist es sinnvoll, den Begriff **nichttragend** (vgl. Bild 9, c) einzuführen. Dieser Kategorie können z. B. semiaktive Dämpfer und aktive Tilger zugeordnet werden, die keine stationäre Last tragen können.

Typische Beispiele: CDC, aktive Radtilger, adaptive/semiaktive Dämpfung.

### 2.1.4 Einteilung nach den beeinflussten Fahrzeugfreiheitsgraden

Die vierte und letzte Einteilung der Federungssysteme erfolgt anhand der beeinflussten Fahrzeugfreiheitsgrade. Dazu sollen die Begriffe **teilaktiv/vollaktiv** (im Fall eines aktiven Systems) bzw. **teil-semiaktiv/voll-semiaktiv** (im Fall eines semiaktiven Systems) verwendet werden. In der Literatur wird der Begriff "vollaktiv" unterschiedlich verwendet, was oft zu Verwechslungen führt. Meistens steht er als Synonym für hochfrequente Systeme. An anderer Stelle wird er verwendet, um das ABC-System von Mercedes-Benz von Systemen abzugrenzen, die nicht alle Aufbaufreiheitsgrade beeinflussen, wie z. B. dem Dynamic Drive, obwohl beide Systeme niederfrequent arbeiten.

Da die Einleitung nach der Aktorbandbreite bereits erfolgt ist, wird vorgeschlagen, die Begriffe "**teil-**" und "**voll-**" auf die beeinflussten Fahrzeugfreiheitsgrade zu beziehen.

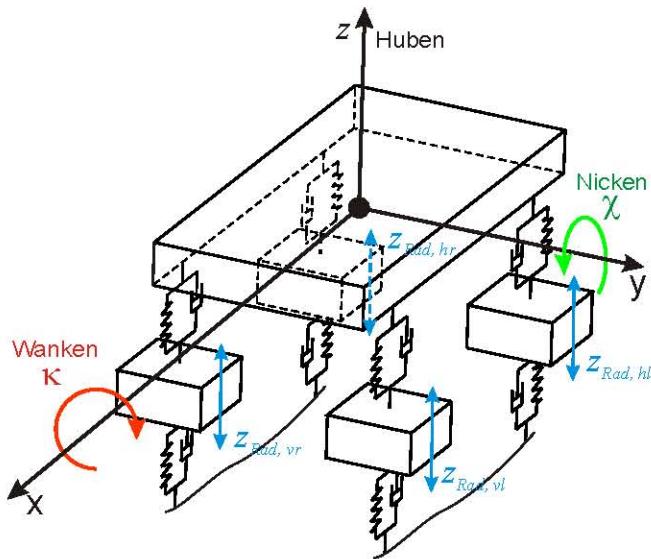


Bild 10: Freiheitsgrade: Aufbau 3 DOF (Huben, Wanken, Nicken), Räder 4 DOF (z-Richtung)

Bei der Vertikaldynamik werden in erster Linie die Aufbaubewegungen in z - (Huben),  $\kappa$  - (Wanken) und  $\chi$  -Richtung (Nicken) betrachtet (vgl. Bild 10) sowie die Radbewegungen in z -Richtung. Darüber hinaus können in diesem Zusammenhang noch weitere Freiheitsgrade, wie Verspannung und/oder Durchbiegung der Karosserie, mitbetrachtet werden.

Bei dieser Einteilung ist zu unterscheiden, ob es sich um ein hoch- oder niederfrequentes Federungssystem handelt. Da bei niederfrequenten Systemen ohnehin nur die Freiheitsgrade des Aufbaus beeinflusst werden können, brauchen hier die Radfreiheitsgrade bei der Einteilung nicht berücksichtigt zu werden.

#### Vollaktive/voll-semiaktive Systeme

Ein System wird **vollaktiv** oder **voll-semiaktiv** genannt, wenn bei niederfrequenten Systemen mindestens drei Freiheitsgrade (d. h. alle Aufbaufreiheitsgrade) beeinflusst werden. Bei hochfrequenten Systemen wird dementsprechend neben drei Aufbaufreiheits-

graden auch jeweils ein Radfreiheitsgrad beeinflusst (d. h. bei Vierradfahrzeugen insgesamt sieben Freiheitsgrade).

Typische Beispiele: ABC (voll-aktiv), CDC (voll-semiaktiv).

### Teilaktive/teil-semiaktive Systeme

Ein System wird **teilaktiv** oder **teil-semiaktiv** genannt, wenn bei niederfrequenten Systemen weniger als drei Freiheitsgrade beeinflusst werden. Bei hochfrequenten Systemen sollen dementsprechend weniger als sieben Freiheitsgrade aktiv oder semiaktiv beeinflusst werden.

Typische Beispiele: ARS, Niveauregulierung.

## 2.2 Einordnung bekannter Systeme

In diesem Kapitel wird eine Übersicht über die am Markt verfügbaren und aus der Literatur bekannten Systeme gegeben.

Es ist nicht das Ziel dieses Abschnitts, eine detaillierte und ausführliche Charakterisierung einzelner Systeme wiederzugeben. Vielmehr wird der Schwerpunkt auf eine überschaubare Einordnung dieser Systeme aus der Sicht der vorgestellten Klassifizierung gelegt, jedoch ohne Anspruch auf Vollständigkeit der Beschreibung und ohne Angabe vieler technischer Details.

Je nach Bedarf oder Kundenwunsch lassen sich bestimmte Systemklassen miteinander kombinieren, die eine bessere Funktionalität bei mäßigem Energiebedarf bieten sollen. Ein Beispiel dafür ist die Kombination von aktivem Stabilisator (ARS) und semiaktivem Dämpfer (CDC), wie sie bei BMW oder Porsche Cayenne zu finden sind.

Um die Anschaulichkeit der vorgeschlagenen Klassifizierung zu demonstrieren, sind in Tabelle 2.7 einige bekannte Systeme aufgelistet und systematisch nach Klassifizierungskriterien eingeordnet.

Tabelle 2.7: Einordnung geregelter Federungssysteme

	Freiheitsgrade	Kräfte	Bandbreite	Abstützarten
ABC [83]	voll-	aktiv	niederfrequent	volltragend
CDC <sup>a</sup> [87]	teil- voll-	semiaktiv	niederfrequent hochfrequent	nichttragend
ORS [37]	teil-	semiaktiv	quasistationär	teiltragend
schaltbarer Stabilisator [24]	teil-	semiaktiv	niederfrequent	teiltragend
ARS [8]	teil-	aktiv	niederfrequent	teiltragend
Nivomat [25]	teil-	semiaktiv	quasistationär	volltragend
Nivomat mit Standpumpe [25]	teil-	aktiv	quasistationär	volltragend
Hydroaktive (Citroën) [26]	teil-	aktiv	quasistationär niederfrequent	volltragend
Radtilger [19]	teil-	semiaktiv aktiv	niederfrequent hochfrequent	nichttragend
TPCS [28]	teil-	aktiv	quasistationär	volltragend
EDC [89]	teil-	semiaktiv	quasistationär	nichttragend
EDCC <sup>b</sup> [90]	teil- voll-	semiaktiv	niederfrequent hochfrequent	nichttragend
PDC [87]	teil-	semiaktiv	quasistationär	nichttragend

- a. Je nach der Reglerstrategie ist eine niederfrequente oder eine hochfrequente Variante möglich.
- b. Weiterentwicklung von EDC; je nach der Reglerstrategie ist eine niederfrequente oder hochfrequente Variante möglich.

### 2.2.1 Vollaktive/voll-semiaktive Systeme

Nach der in Kapitel 2.1.4 vorgeschlagenen Definition müssen vollaktive/voll-semiaktive niederfrequente Systeme alle Aufbaufreiheitsgrade und bei hochfrequenten Systemen darüber hinaus noch jeweils den Hubfreiheitsgrad der vier Räder beeinflussen.

#### ABC – Active Body Control

1999 führte Mercedes-Benz ein aktives Federungssystem (ABC) ein. Seitdem ist dieses System in zahlreichen Arbeiten (u.a. [83], [33]) detailliert beschrieben und analysiert worden. Im Folgenden wird ABC in Hinsicht auf die vorgeschlagene Klassifizierung kurz erläutert:

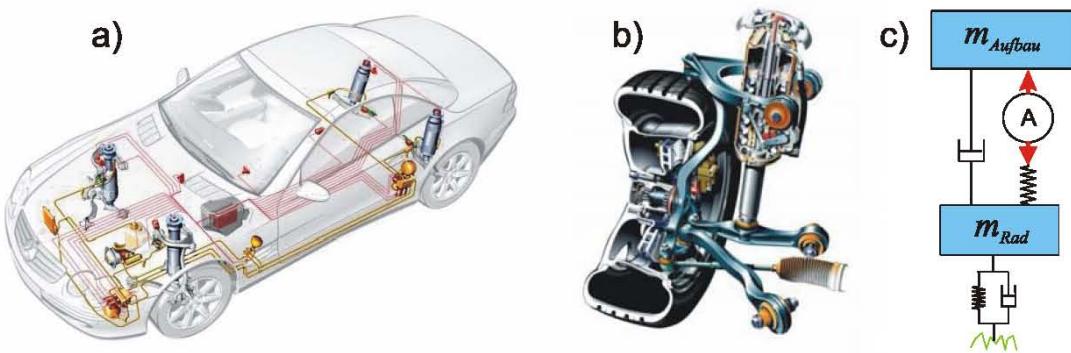


Bild 11: ABC von Mercedes-Benz [21]: a) Systemaufbau b) Federbein c) Prinzipskizze

Das ABC-System besteht aus einem Steuergerät für die Regelung, verschiedenen Sensoren und einem Hydrauliksystem mit Pumpe, Ventilen und vier Aktoren (einseitig wirkende hydraulische Stellzylinder) an jedem Rad (vgl. Bild 11, a, b). Beim ABC-System sind die aktiven und die passiven Federungs- und Dämpfungsselemente in Reihe geschaltet. Die gesamte Aufbaumasse wird über die Aktoren abgestützt. Damit handelt es sich um ein **volltragendes** System (vgl. Bild 11, b, c). Der Regelbereich des **aktiven** Eingriffs reicht bis max. 5 Hz, d. h. das System kann nur den Aufbau aktiv beeinflussen und muss damit den **niederfrequenten** Systemen zugeordnet werden. Da alle Aufbaufreiheitsgrade in vertikaler Richtung beeinflusst werden, handelt es sich um ein **vollaktives** System. Damit ergibt sich nach der neuen Klassifizierung:

Das ABC ist ein **vollaktives, niederfrequentes, volltragendes** Federungssystem. Somit sind die Hauptmerkmale eindeutig eingeordnet worden.

### Semiaktive Aufbaudämpfung

Alle verstellbaren Dämpfungssysteme gehören zu den **semiaktiven, nichttragenden** Systemen. Typische Beispiele der semiaktiven Systeme sind Systeme mit verstellbaren Aufbaudämpfern. Variable Dämpfungssysteme werden entweder manuell nach Fahrerwunsch (quasistationär) und/oder automatisch auf die aktuelle Fahrsituation und die Straßenbeschaffenheit eingestellt (in der Regel nieder- oder hochfrequent). Bei durchschnittlicher Beladung und normaler Fahrt ist diese Dämpfung weich. Treten aber schwierige Fahrsituationen auf (durch volle Beladung, schlechte Straßen, Kurvenfahrten, Querbeschleunigungen, rasche Spurwechsel oder starkes Bremsen), wird die Dämpfung automatisch härter und bietet dadurch die notwendige Fahrsicherheit. Als Beispiele für die am Markt verfügbaren Systeme sind PDC (Pneumatic Damping Control, ZF-Sachs), CDC (Continuous Damping Control, ZF-Sachs) und EDC (Electronic Damping Control, BMW) zu nennen.

### **CDC® – Continuous Damping Control (ZF Sachs AG) [87]**

Die Dämpfungs Kräfte werden für jedes Rad einzeln in Abhängigkeit von der Bewegungsrichtung zwischen Rad und Aufbau eingeregelt.

Das Steuergerät des CDC®-Systems berechnet alle zwei Millisekunden die jeweils erforderliche Dämpfungskraft und stellt diese ebenso schnell ein wie das Ventil am Dämpfer. Sensoren erfassen Kennwerte wie Aufbau-, Rad- und Querbeschleunigung und errechnen daraus die ideale Dämpfung. Dies erfolgt individuell und kontinuierlich für jedes einzelne Ventil am Dämpfer. Das Herzstück des CDC®-Dämpfers ist ein Proportionalventil. Je nach Stellung des Ventils wird ein Durchlass für den Ölfluss geweitet (weich) oder verengt (hart). Heute wird bei ZF-Sachs hauptsächlich die Skyhook-Strategie eingesetzt.

Allerdings betrachtet ein reines Skyhook-Konzept nur die Aufbaudämpfung (niederfrequent). Bekanntlich erzeugen sehr weiche Dämpferkennungen zu große Radlastschwankungen und zu große Radbeschleunigungen, die wiederum einen negativen Einfluss auf die Fahrsicherheit haben. Diese Radbeschleunigung im Bereich der Radeigenfrequenz stellt eine weitere Kenngröße für die Dämpferregelung dar. In der Praxis wird aus Gründen der Fahrsicherheit (Fahrbahnkontakt der Räder) auch eine ausreichende Raddämpfung benötigt. Deshalb überlagern und korrigieren im Fahrbetrieb eine Vielzahl von fahrsituationsabhängigen Regler-Modulen den idealen Skyhook-Ansatz.

**CDC: voll-semiaktives, hochfrequentes, nichttragendes System.**

### **2.2.2 Teilaktive/teil-semiaktive Systeme**

Nach der in Kapitel 2.1.4 vorgeschlagenen Definition müssen auch vollaktive/-semiaktive niederfrequente Systeme alle Aufbaufreiheitsgrade und bei hochfrequenten Systemen darüber hinaus noch jeweils den Hubfreiheitsgrad der vier Räder beeinflussen. Teilaktive/-semiaktive Systeme beeinflussen dagegen nur eine begrenzte Zahl von Freiheitsgraden. Diese Begrenzung kann konstruktive<sup>6</sup> oder funktionale<sup>7</sup> Ursachen haben. Aus konstruktiven Gründen kann z. B. ein aktiver Stabilisator nur den Wankfreiheitsgrad des Aufbaus beeinflussen. Je nach Bandbreite der Aktorik kann ein solches System auch hochfrequent sein, bleibt aber immer teilaktiv/-semiaktiv. Bei einigen Systemen wird aus funktionalen Gründen die Zahl der beeinflussten Freiheitsgrade begrenzt; z. B. beeinflusst eine Niveau-Regelung häufig nur einen Freiheitsgrad des Aufbaus (Huben).

#### **Systeme mit aktuiertem Stabilisator**

Der Stabilisator verbindet an einer Achse das linke und das rechte Rad miteinander und wirkt nur dann, wenn deren Federbeinwege unterschiedlich sind. Er hat im Fahrzeug die wichtige Aufgabe, den Fahrzeugaufbau bei Kurvenfahrt zu stabilisieren, indem er dessen Wankneigung verringert. Das erhöht zwar die Fahrsicherheit, beeinträchtigt jedoch bei

<sup>6)</sup> Es ist nicht möglich, alle Freiheitsgrade zu beeinflussen.

<sup>7)</sup> Es ist nicht gewünscht, alle Freiheitsgrade zu beeinflussen.

Geradeausfahrt den Fahrkomfort und die Geländegängigkeit z. B. beim SUV (Sport Utility Vehicle).

Der Stabilisator wird oft als Eingriffsstelle für die semiaktiven/aktiven Systeme benutzt, um den oben genannten Zielkonflikt zu entschärfen und die Aufbaudynamik zu beeinflussen. Alle diese Systeme sind **teilaktiv/-semiaktiv**, da bei gleichzeitiger Anregung beider Räder der Stabilisator keine Wirkung hat. Bereits in den achtziger Jahren des vergangenen Jahrhunderts gab es zahlreiche Vorschläge zur Realisierung aktiv beeinflusster Stabilisatoren. Eine ausführliche Übersicht über diese Thematik bietet Wallentowitz [98]. An dieser Stelle werden nur einige ausgewählte Lösungen vorgestellt und kurz erläutert.

### **ORS – Off-Road Stabilizer (ThyssenKrupp Automotive Mechatronics) [37]**

ORS wird in Geländefahrzeugen (Porsche Cayenne und VW Touareg) eingesetzt. Dabei handelt es sich um einen entkoppelbaren Stabilisator, dessen Wirkung bei der Geländefahrt manuell abgeschaltet werden kann. Dadurch wird die Geländegängigkeit/ Traktion des Fahrzeugs erhöht. Ab 50 km/h schaltet sich das ORS-System automatisch ab, so dass die Fahrsicherheit unbeeinträchtigt bleibt.

Hier wird nur zwischen zwei Zuständen (Kraftkennlinien) geschaltet. Im Unterschied zu den passiven Systemen wird hier ein Informationsfluss benötigt (nicht nur Monitoring, sondern auch Controlling, in diesem Fall Steuerung).

ORS: **teil-semiaktives, quasistationäres, teiltragendes** System.

### **Schaltbarer Stabilisator (ZF Lemförder Fahrwerkstechnik AG & Co.) [24]**

Eine weitere Verbesserung stellt der von ZF Lemförder entwickelte schaltbare Stabilisator dar. Dieser wird bei Kurvenfahrt ab einer vorgegebenen Fahrzeuggeschwindigkeit automatisch gekoppelt und bei Geradeausfahrt oder niedrigen Geschwindigkeiten entkoppelt. Dabei werden nicht nur die Geländegängigkeit, sondern auch der Fahrkomfort bei der Geradeausfahrt verbessert. Um die Sicherheit für die Stabilisierung zu gewährleisten, muss die Schaltfrequenz 10 Hz betragen.

Schaltbarer Stabilisator: **teil-semiaktives, niederfrequentes, teiltragendes** System.

### **ARS – Active Roll Stabilization<sup>8</sup> (ZF-Sachs AG) [87]**

Das System besteht aus zwei aktiven Stabilisatoren, einem Ventilblock mit integrierten Sensoren, einer Tandempumpe, einem Querbeschleunigungssensor, einem Steuergerät sowie aus weiteren Versorgungskomponenten, wie Ölbehälter mit Filter, Ölstandsgeber, Kühler, Schläuchen, Haltern und Leitungen [8].

In den Stabilisator ist ein hydraulischer Schwenkmotor (vgl. Bild 12 a, b) integriert. Bei Aktivierung des Stabilisators werden die beiden Hälften eines herkömmlichen Torsionsstabilisators relativ zueinander verdreht und leiten ein rückstellendes aktives Wankmoment in den Aufbau ein.

<sup>8)</sup> ARS wird beim BMW als "Dynamic Drive" bezeichnet.

Diese aktiven hydraulischen Stabilisatoren stellen an Vorder- und Hinterachse Stabilisierungsmomente, so dass die Wankbewegung des Fahrzeugaufbaus bei Kurvenfahrt minimiert oder gänzlich unterdrückt wird. Die Wankbewegung des Aufbaus wird reduziert, wodurch das Fahrzeug seine hohe Agilität und Zielgenauigkeit über den gesamten Geschwindigkeitsbereich beibehält. Es wird zudem ein optimales Eigenlenk- und gutmütiges Lastwechselverhalten erzeugt.

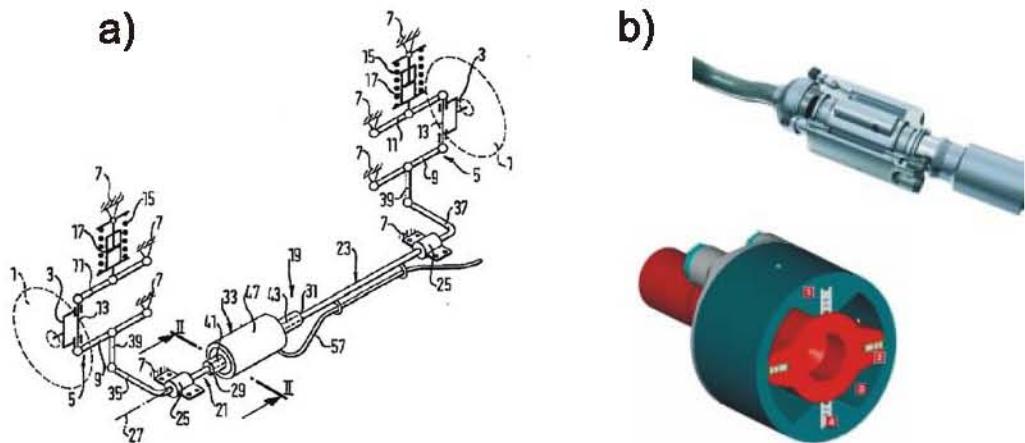


Bild 12: Aktiver Stabilisator [87]: a) Patent Fichtel & Sachs, b) Schwenkmotor

Der aktive Eingriff ist aus den oben genannten Gründen auf einen Aufbaufreiheitsgrad begrenzt (Wanken). Gleichzeitig wird durch die hydraulische Entkopplung der beiden Stabilisatorhälften bei Geradeausfahrten auch der Fahrkomfort verbessert.

Zur Erhöhung der Fahrsicherheit und des Fahrkomforts wird gemäß der Reglerstrategie der Wankwinkel bis zum Erreichen einer Querbeschleunigung von 0,3 g auf 0° reduziert. Dies bewirkt bei einer Verdopplung der Querbeschleunigung auf 0,6 g eine Wankwinkelminderung um ca. 80 % im Vergleich zu herkömmlichen passiven Fahrwerken. Oberhalb dieser Grenze wird das Stützmoment reduziert, um dem Fahrer die Annäherung an den physikalischen Grenzbereich mitzuteilen.

ARS: **teilaktives, niederfrequentes, teiltragendes** System.

### Niveauregelsysteme

Der Fahrzeugaufbau sinkt beim Beladen ab und ändert damit sein Niveau. Daraus können folgende Schwächen der konventionellen Fahrwerke abgeleitet werden [25]:

- Große Niveauunterschiede leer/beladen mit einer statischen Einfederung bis zu 50 % des Gesamtfederwegs unter Beladung
- Einfederweg im beladenen Zustand zu gering
- Bodenfreiheit (beladen) zu klein
- Ausfederweg (leer) zu klein
- Verhärtung der Stahlfeder (beladen) durch steife Druckausschläge
- Abnehmende Aufbaueigenfrequenz mit Beladung

- Ungünstige Achskinematik im beladenen Zustand => erhöhter Reifenverschleiß
- Starke Änderung des Scheinwerferlichtbündels leer/beladen

Niveauregelsysteme verfolgen das Ziel, diese Schwächen, die speziell durch die Fahrzeuggeladung entstehen, aufzuheben bzw. entscheidend zu verbessern. Die Niveauregulierung kompensiert die statische Federwegänderung aufgrund unterschiedlicher Beladung, wodurch weichere und komfortablere Federungen möglich sind. Außerdem bieten diese Systeme zusätzliche Funktionen/Vorteile:

- Absenkung des Fahrzeogniveaus für schnelle Autobahnfahrten zur Verbesserung des aerodynamischen Widerstandsbeiwerts
- Anhebung des Fahrzeogniveaus für Geländefahrten zur Vergrößerung der Bodenfreiheit
- Ausregeln der aerodynamisch bedingten Einfederung bei sehr schnellen Fahrzeugen zur Beibehaltung des optimalen Widerstandsbeiwerts

Um all diese Funktionen zu erhalten, genügt es, nur **einen** Aufbaufreiheitsgrad (Huben) zu beeinflussen. Demnach können alle Niveauregelsysteme nach der vorgeschlagenen Klassifizierung den **teilaktiven/teil-semiaktiven** Systemen zugeordnet werden. Ein Niveaausgleich kann sowohl **semiaktiv** als auch **aktiv** realisiert werden.

Grundsätzlich sind eine Reihe von Möglichkeiten denkbar, um das Fahrzeogniveau zu beeinflussen, z. B. durch eine Änderung der Kinematik bzw. durch eine mechanische Verstellung des Federfußpunktes. Nachteilig dabei ist, dass die statische Einfederung der Feder bei Zuladung nicht kompensiert werden kann. Eine andere Möglichkeit basiert auf der Nutzung von hydropneumatischen Federbeinen oder einer Luftfeder. Bei den hydropneumatischen Federn unterscheidet man nach extern versorgten Federelementen (Federzylinder) und selbstpumpenden Federelementen (Nivomat und Hydromat) [25].

### Nivomat (ZF-Sachs AG)

Eine interessante Lösung der Niveauregelung bietet die Fa. Sachs mit dem Nivomat. Dabei handelt es sich um ein vollautomatisches Kompaktgerät, das alle notwendigen Systemelemente, wie Tragelement, Pumpe, Speicher, Reservoir, Sensor, Regler etc., in einem Gehäuse enthält und die Funktionen Federn, Dämpfen und Niveauregulierung übernimmt. Die notwendige Energie zur Einstellung des optimalen Höhenstands wird aus den Relativbewegungen zwischen Achse und Fahrzeugaufbau gewonnen.

Nach der Definition in Kapitel 2.1 ist die erzeugte Kraft **semiaktiv quasistationär**, weil der Betrag der Kraft nicht nur von den Anregungsgrößen (Einfederweg und Einfedergeschwindigkeit) abhängt, sondern auch von dem Betriebszustand, der durch den fest eingebauten Regler bestimmt wird.

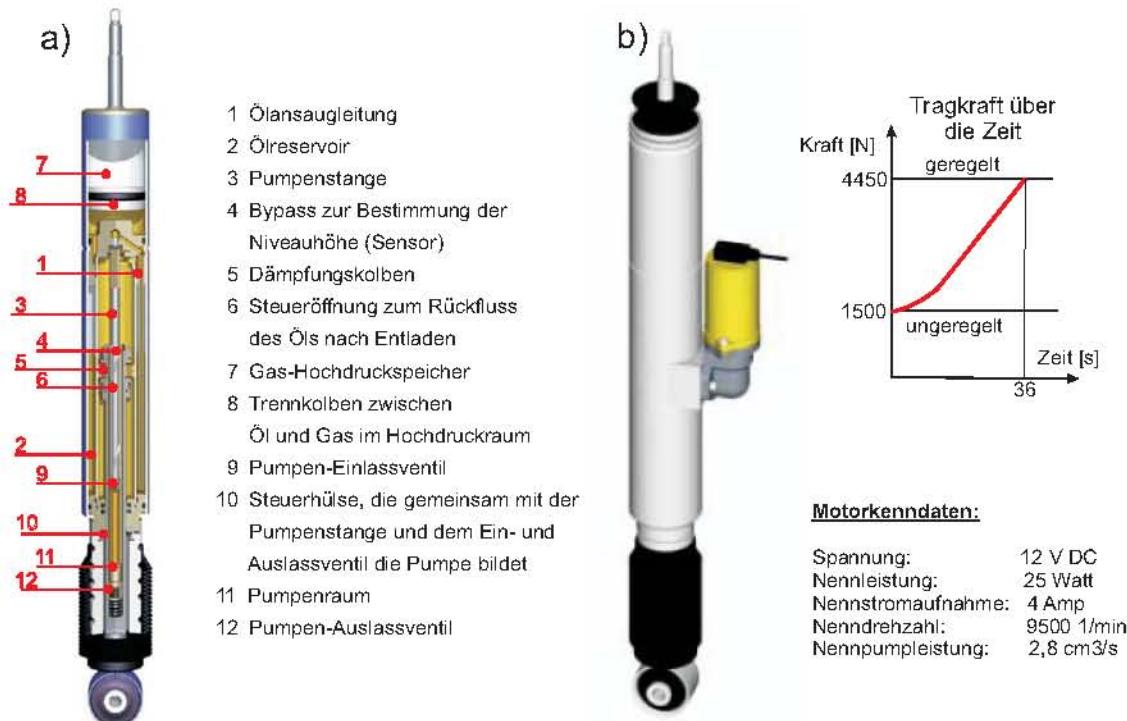


Bild 13: Nivomat [25]: a) ohne Standregelung b) mit Standregelung

Wird in den Nivomat noch eine zusätzliche Pumpe eingebaut, um ein optimales Niveau bereits bei stehendem Fahrzeug einzustellen, spricht man von einem **aktiven** System. Die Zusatzpumpe ist sowohl bei Trennkolben- als auch bei Membrangeräten einsetzbar und wird kurzzeitig, z. B. beim Starten des Fahrzeugs, zugeschaltet. Sie benötigt bei voll beladenem Fahrzeug 30 bis 60 Sekunden, um das Sollniveau zu erreichen. Daher kann dieses System als **quasistationär** bezeichnet werden.

### Hydropneumatische Niveauregelsysteme

Wie oben schon erwähnt, führen hydropneumatische und pneumatische Niveauregelsysteme mit externer Versorgung bei Beladungsänderungen dem Federbein ein Betriebsmedium zu oder ab, so dass der Fahrzeughöhenstand konstant bleibt und damit immer eine optimale Federwegreserve zur Verfügung steht. Diese Systeme können als **volltragend** sowie, in Kombination mit einer zusätzlichen mechanischen Feder, als **teiltragend** ausgeführt werden. Die Kombination der Gasfeder mit einer mechanischen Feder führt dazu, dass die Gesamtfederrate einen deutlich günstigeren Verlauf über der Belastung aufweist. Bei der Regelung kann zunächst zwischen Ein- und Zwei-Achs-Regelung unterschieden werden.

Seit 1955 bietet Citroën ein volltragendes Speichersystem mit Zweiachsregelung an (bekannt als "hydroaktiv"). Die Volumina aller drei Federn einer Achse sind miteinander verbunden, wodurch sich mit solchen Systemen nur ein Aufbaufreiheitsgrad (Huben/Niveau) beeinflussen lässt (vgl. Bild 14).

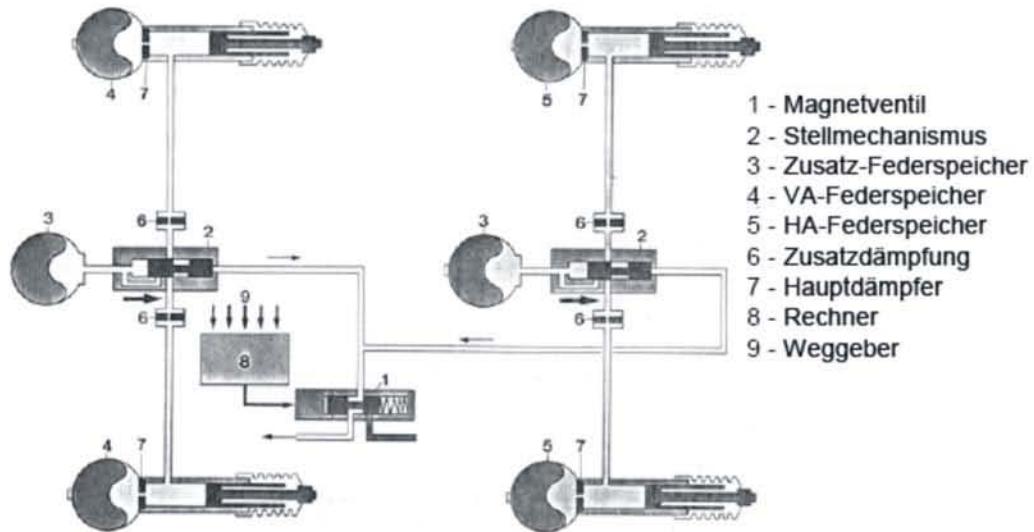


Bild 14: Prinzip der hydroaktiven Federung des Citroën XM (1993) [43]

Das hydropneumatische Niveauregelungssystem stellt eine ausgezeichnete Grundlage für die Weiterentwicklung vollaktiver Systeme dar. So ist z. B. das AFS (Aktive Fahrwerk-Stabilisierung) beim Modell Xantia eine Weiterentwicklung des hydropneumatischen Niveauregelungssystems, mit dem Erfolg, dass zusätzlich auch die Aufbaufreiheitsgrade Wanken und Nicken im niederfrequenten Bereich beeinflusst werden.

Weiterhin wurde beim Porsche 959 eine **teiltragende** Niveauregelung an Vorder- und Hinterachse realisiert, welche die Möglichkeit bietet, mehrere Niveaulagen einzustellen.

### Radtilger

Ein am Rad angebrachter Tilger bietet eine weitere Möglichkeit, die Dämpfung des Rades nicht über eine Kraftabstützung am Aufbau, sondern direkt über die Tilgermasse zu vollziehen. Die Verbesserung eines exakt auf das Rad abgestimmten Tilgers ist enorm in Bezug auf Komfort und Sicherheit.

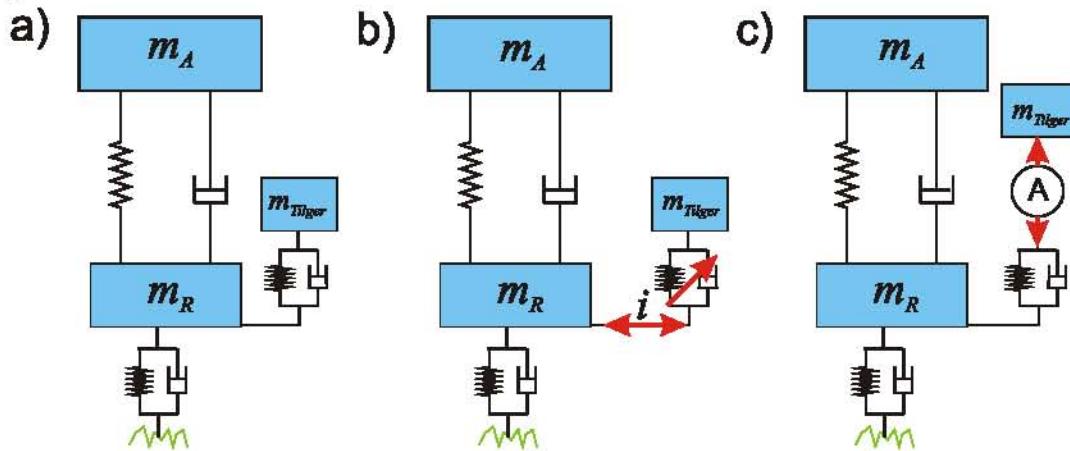


Bild 15: Radtilger: a) passiv b) semiaktiv c) aktiv

Nach der Art der gestellten Kraft können die Tilger ebenfalls in **passiv**, **semiaktiv** und **aktiv** unterteilt werden.

Ein **passiver** Tilger ist nichts Anderes als eine Zusatzmasse, die durch ein Feder-Dämpferelement mit dem Rad verbunden wird (vgl. Bild 15, a). Durch eine gezielte Auslegung des Tilgers kann das Rad um eine feste Frequenz gedämpft werden. Idealerweise besitzt so ein Tilger die gleiche Masse wie das Rad mit anteiliger ungefederter Masse, oder aber es werden durch eine höhere Übersetzung auch bei einer kleineren Tilgermasse ähnliche Kräfte erzeugt. Wird das Übersetzungsverhältnis ( $i$ ) und/oder die Dämpfer-/Federkonstante variabel gestaltet, könnte man die bedämpfte Eingriffsfrequenz ändern und damit eine **semiaktive** Kraft bilden (vgl. Bild 15, b).

Bei einem **aktiven** Tilger kann nicht nur die Resonanzfrequenz variiert werden. Derselbe Tilgungsimpuls kann auch durch eine Veränderung der Geschwindigkeit mit kleineren Tilgungsmassen erzeugt werden (vgl. Bild 15, c).

Ein großes Verbesserungspotenzial bietet eine Kombination des aktiven Tilgers mit einem niederfrequenten aktiven Federungssystem, das die Stabilisierung der Aufbaumasse übernimmt. Damit ist für einen großen Frequenzbereich der ansonsten nicht zu umgehende Kompromiss zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit nicht notwendig, d. h. die Aufbaubeschleunigung als Maß für den Fahrkomfort und die dynamische Radlastschwankung als Maß für die Fahrsicherheit lassen sich weitgehend unabhängig voneinander einstellen [19].

### 2.2.3 Quasistationäre Systeme

Quasistationäre Systeme (die in der Literatur oft als adaptiv bezeichnet werden) können aus unterschiedlichen Gründen eingesetzt werden:

1. Kompensation langsam wirkender Störungen:
  - beladungsabhängige Niveauänderung und Aufbaueigenfrequenzänderung
  - Anpassung an die Reifendruckänderung (bedingt durch Wärmeeinfluss)
2. Erhöhung der Einsatzflexibilität:
  - Aufbau anheben (Geländegängigkeit erhöhen)
  - Aufbau bei Autobahnfahrt absenken (Stabilität verbessern)
3. Änderung der Fahrzeugabstimmung (Steifigkeits- und Dämpfungskonstanten). Dadurch kann eine Komfortverbesserung nur auf Kosten der Sicherheit erreicht werden und umgekehrt.
  - Fahrerwunsch (sportlich/normal/Komfort)
  - Automatisch nach der Fahrbahnbeschaffenheit

#### Adaptive Dämpfung

Bereits seit längerer Zeit werden Dämpfer realisiert, die quasistationär (adaptiv) an die Fahrsituation oder den Fahrerwunsch angepasst werden. Einige europäische Hersteller haben solche Systeme in den achtziger Jahren angeboten (BMW 750i "Lastabhängige Dämpfung LAD", Opel Senator "AC-Delco", Porsche 957 "Bilstein", BMW M 3 "Boge", BMW 635 CSi "Boge"). Die Verstellung erfolgt durch Öffnen/Schließen von Magnetven-

tilen (Bypassventilen) mit eigenen Dämpferkennlinien. Dabei können z. B. über manuelle Schalter oder durch die Identifizierung der Fahrbahnanregung mit Hilfe eines am Aufbau befestigten Beschleunigungssensors die Einstellungen "Komfort-Weich", "Sport-Hart" oder "Normal-Mittel" und damit unterschiedliche Dämpfungskennlinien eingestellt werden [42]. Alle diese Systeme können den **teil-semiaktiven, quasistationären, nicht-tragenden** Systemen zugeordnet werden.

### Adaptive Federung (verstellbare Federraten)

Als Paradebeispiel für ein **quasistationäres** Federungssystem sind hydropneumatische Federbeine zu nennen. Bei (hydro-)pneumatischen Federn kann die Verstellung der Federkonstanten durch das Zu- und Abschalten zusätzlicher Federspeicher erreicht werden, wie z. B. das "Hydractive" (hydropneumatische Federung) von Citroën, bei dem durch Zu- bzw. Abkoppeln eines zusätzlichen Gasspeichers zwischen zwei Federkennlinien umgeschaltet wird [43].

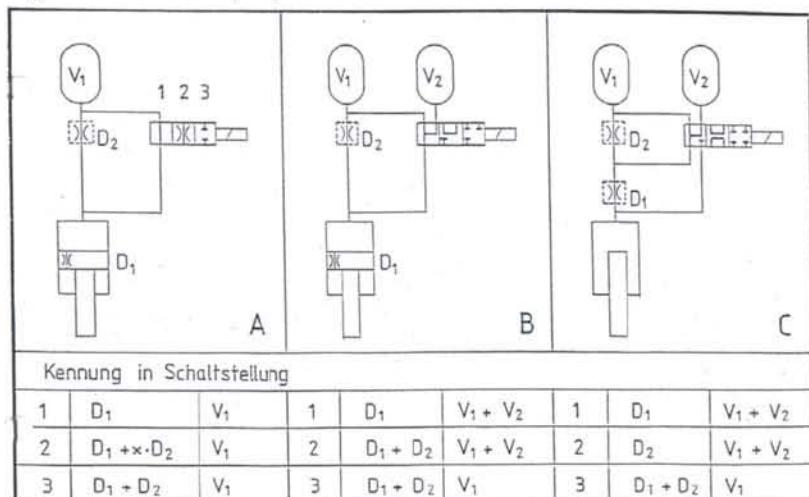


Bild 16: Variable Dämpfung und Federrate [43]

Bild 16 zeigt drei prinzipielle Möglichkeiten, eine verstellbare Dämpfung und Federung zu realisieren. Das System A hat die Wahl zwischen drei Dämpfungskennlinien bei unveränderter Federrate. Das System B bietet die Möglichkeit, zwischen zwei Dämpfungs- und zwei Federraten umzuschalten. Im System C ist eine dreistufige Dämpfung mit zwei Federraten realisiert.

### Automatisches Reifendruckregelsystem (Tire-Pressure Controlling System)

Die Reifen stellen eine Kontaktstelle mit der Fahrbahn dar und haben damit einen direkten Einfluss auf die Vertikaldynamik. Die Reifensteifigkeit bildet einen zusätzlichen Parameter, der bezüglich Fahrkomfort und Fahrsicherheit optimierbar ist. Bei der Fahrt erhitzen sich die Reifen und erhöhen dadurch den Luftdruck, was einen direkten Einfluss auf die Reifensteifigkeit hat. Auch für die verschiedenen Fahrbahnbeschaffenheiten können unterschiedliche Steifigkeiten erforderlich sein.

Ein möglicher Weg der Beeinflussung der Reifenfedersteifigkeit ist die Veränderung des Reifendruckes während der Fahrt (vgl. Bild 17):

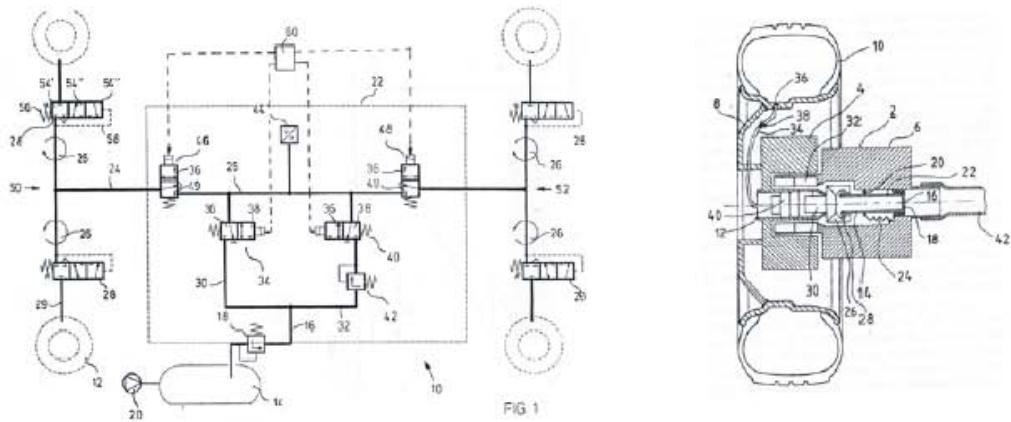


Bild 17: Tire-Pressure Controlling System (<http://fahrzeugtechnik.fh-joanneum.at>)

Die Reifen stützen nicht nur den Aufbau, sondern die gesamte Fahrzeugmasse ab und gehören damit zu den **volltragenden** Komponenten im Fahrzeug. Derzeit bildet die Variation des Reifendrucks bei einer Lufftfeder die einzige Möglichkeit, eine Steifigkeit zu beeinflussen. Bei einer Druckänderung wird nicht nur die Steifigkeit geändert, sondern auch die Vorspannung der Reifen. Damit wird eine **aktive** Kraft erzeugt, die einen direkten Einfluss auf das Rad hat und nicht von der Anregung abhängig ist, so dass eine externe Energiezufuhr erforderlich ist. Reifendruckregelsysteme, die mit Luftreifen arbeiten, sind **quasistationär**.

### 3 Konzeption des neuen aktiven Federungsprinzips

Im Folgenden werden die Anforderungen an das neu zu entwickelnde Fahrzeugfederungssystem dargestellt. Darüber hinaus wird die Vorgehensweise bei der Konzipierung und der mechatronischen Komposition in den frühen Phasen des Entwurfs unter Verwendung der in Kapitel 1.2.2 beschriebenen Methoden erläutert.

Folgende Aufgaben wurden in der Anfangsphase bearbeitet:

- Klärung der Aufgabenstellung und Erstellen des Anforderungskatalogs
- Aufstellung eines Bewertungskriterienkatalogs und der Funktionsstruktur
- Ausarbeitung von möglichen Wirkprinzipien zur aktiven Beeinflussung des Fahrwerks
- Auswahl und Bewertung von Varianten für die weitergehende modellgestützte Analyse
- Modellierung der Vertikaldynamik des Fahrzeugs
- Analyse des konventionellen Fahrzeugs im Zeit- und im Frequenzbereich
- Modellbasierte Synthese des Zielsystems

#### 3.1 Anforderungen und Bewertungskriterienkatalog

An heutige Fahrwerke werden zunehmend höhere und komplexere Anforderungen gestellt, die nur noch durch den Einsatz aktiver Komponenten erfüllt werden können. Wie schon in Kapitel 2 angesprochen, ermöglicht nur der aktive oder zumindest der semiaktive Eingriff die gleichzeitige Verbesserung des Fahrkomforts und der Fahrsicherheit. Am Markt befindliche geregelte Federungssysteme sind häufig sehr komplex und kostenintensiv. Außerdem ist ihr Energiebedarf sehr hoch.

Insbesondere in der Fahrzeugklasse der SUV (Sport Utility Vehicles), die sich immer größerer Beliebtheit erfreut und zu der beispielsweise der X5 von BMW, der Porsche Cayenne und der Touareg von VW zählen, stößt man bei der Erfüllung dieser Anforderungen unweigerlich an Grenzen. Da diese SUV trotz ihres hohen Schwerpunkts und ihrer langen Federwege auch bei hohen Geschwindigkeiten und schnellen Fahrspurwechseln optimale Sicherheit gewährleisten müssen, werden ihre Stoßdämpfer und Stabilisatoren sehr straff ausgeführt, was zwangsläufig zu Abstrichen beim Komfort führt. Solche Fahrzeuge haben ein großes Verbesserungspotenzial bezüglich Fahrkomfort und Fahrsicherheit.

Für die Auslegung und Dimensionierung des in dieser Arbeit beschriebenen Federungssystems wurde ein BMW X5 als Zielfahrzeug zugrunde gelegt.

Eine der wichtigsten Zielvorgaben beim Entwurf war die Übertragbarkeit der Aufgaben bestehender aktiver Federungssysteme auf die neu entwickelten Fahrwerkskomponenten. Dabei sollte das neu entwickelte System einen geringeren Energiebedarf als herkömmliche aktive Systeme aufweisen.

Unter Zuhilfenahme von dynamischen Modellen des geplanten neuen aktiven Federungssystems soll geklärt werden, welche Art von Aktoren und Sensoren geeignet ist und das größte Erfolgspotenzial aufweist. Insbesondere ist ein im Querlenker untergebrachter Aktor auf seine Eignung hin zu analysieren.

Nach der Aufgabenklärung wurden alle Anforderungen und Wünsche an das System in einem Anforderungskatalog zusammengefasst (Anhang A.1).

Die wichtigsten Anforderungen lassen sich folgendermaßen definieren:

- Aktiver Ausgleich von Wank- und Nickbewegungen sowie Beeinflussung der Aufbaudynamik (voller Wankausgleich bis 0,6 g);
- Fahrsicherheit und Fahrkomfort höher als passives Referenzsystem;
- geringer Leistungs- bzw. Energiebedarf (Leistungsbedarf < 1,0 kW);
- Notlaufeigenschaften (Fail-Safe-Mechanismus);
- Preisvorteil im Vergleich zu bekannten vollaktiven Federungssystemen.

Nicht alle Forderungen können gleichermaßen erfüllt werden; sie werden vielmehr in einem Konflikt zueinander stehen. So ist z. B. die Forderung nach sehr hoher Dynamik nur bedingt mit einem geringen Energiebedarf in Einklang zu bringen.

Wie schon in Kapitel 1.2.1 beschrieben, enthält der Problemlösungsprozess unter anderem die Schritte Bewertung und Auswahl von Lösungsideen. Dafür wurde, basierend auf der Anforderungsliste, ein Bewertungskriterienkatalog als Grundlage für die spätere Bewertung ausgearbeitet und gewichtet. Dabei wurden die Kriterien in einzelne Hauptgruppen aufgeteilt:

- Dynamisches Verhalten 20 %
- Konstruktion 10 %
- Wirtschaftlichkeit 30 %
- Funktion 30 %
- Strukturierung 10 %

In Bild 18 ist beispielhaft die Gewichtung der Hauptkriterien dargestellt. Diese Kriterien werden hierarchisch in einer Matrix zusammengefasst und entsprechend ihrer Bedeutung so gewichtet, dass die Summe der Gewichtungen auf jeder Ebene 100 % ergibt. Damit entstehen eine anschauliche Übersicht über die im Projekt verfolgten Ziele und ein direkter Vergleich der Kriterien auf jeder Ebene:

	D	K	W	F	S	Summe	Gewichtung	
							vorläufig	endgültig
<b>Dynamisches Verhalten</b>	D	D	W	F	D	3	19	20
<b>Konstruktion</b>	D	K	W	F	K	2	13	10
<b>Wirtschaftlichkeit</b>	W	W	W	W	W	5	31	30
<b>Funktion</b>	F	F	W/F	F	F	5	31	30
<b>Strukturierung</b>	D	K	W	F	S	1	6	10
						Summe	16	100 %
								100 %

Bild 18: Gewichtungsmatrix

Der vollständige gewichtete Bewertungskriterienkatalog ist dem Anhang A.2 zu entnehmen. Dieser ist notwendig für die spätere Bewertung der Lösungsvarianten.

### 3.2 Funktionsprinzipien und Lösungsvarianten

Die Besonderheiten des mechatronischen Entwurfs in den frühen Phasen wurden in Kapitel 1.2.2 angesprochen und stellen eine Mischung aus intuitivem und methodischem Vorgehen dar. Anhand der Anforderungsliste wird die in Bild 19 dargestellte Funktionsstruktur aufgestellt. Die quantitativen Angaben werden durch qualitative ersetzt und dabei auf das Wesentliche reduziert. Einige Anforderungen werden sinnvoll erweitert und lösungsneutral formuliert. Die Hauptbewegungsfunktion wird in den Vordergrund gestellt und in Teilfunktionen aufgeteilt:

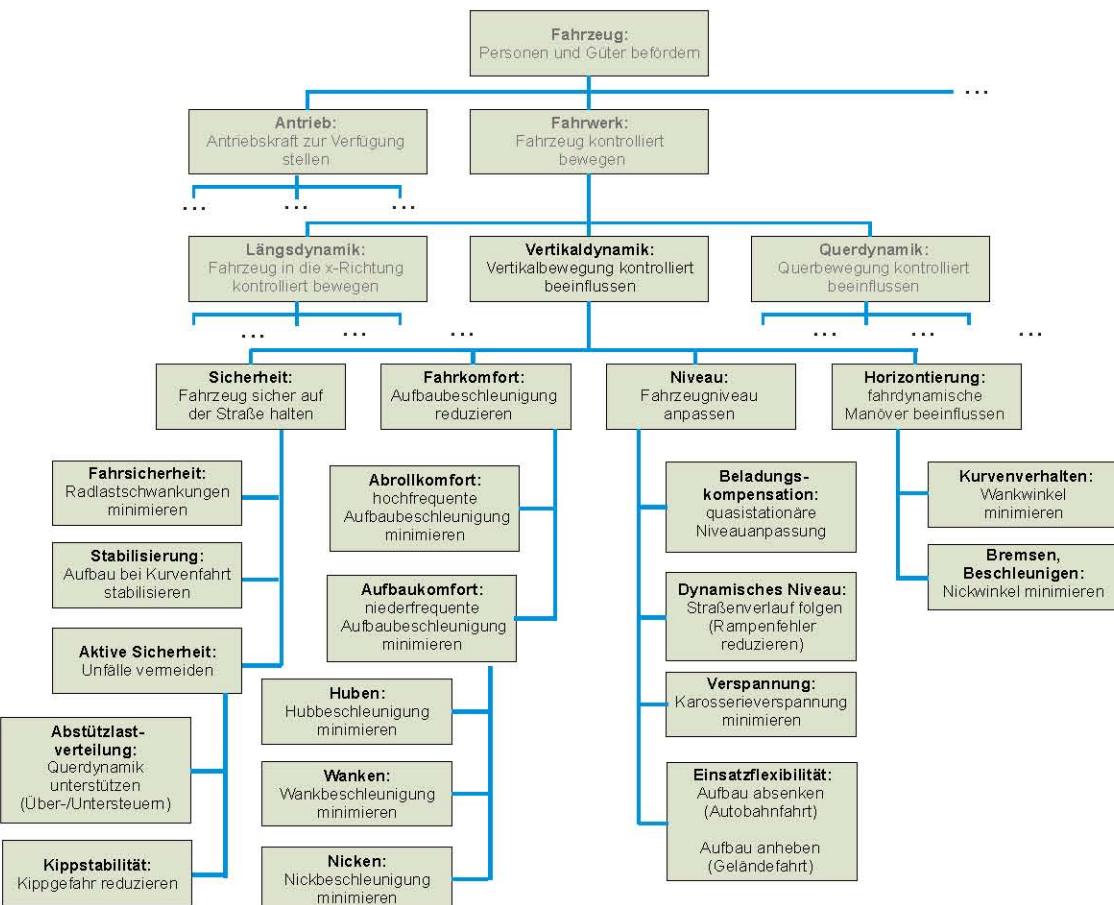


Bild 19: Funktionsstruktur

Diese Struktur ist die Grundlage für die mechatronische Komposition und für den gesamten Entwurf. Hier wird die Notwendigkeit der ganzheitlichen Betrachtung sichtbar, da sich die meisten Funktionen ohne Informationsverarbeitung nicht realisieren lassen und sich teilweise auch gegenseitig beeinflussen. Jede Teilbewegungsfunktion kann bei Bedarf noch weiter unterteilt werden in:

- Bewegung ermöglichen
- Bewegung erzeugen
- Bewegung überwachen
- Bewegung kontrollieren

Angelehnt an die Produktplanungs- und die Konzipierungsphase des konstruktiven Entwurfs und ausgehend von den Bewegungsfunktionen, werden prinzipielle Lösungselemente ausgewählt, die diesen gerecht werden. Aus den gewählten Lösungselementen werden nun unterschiedliche Lösungsvarianten erarbeitet. Unter anderem wurden Methoden wie Brainstorming und die Wasserfallmethode zur Erstellung der Lösungsvarianten genutzt. Das Ziel dieses Arbeitsschrittes war es, möglichst viele Lösungsvarianten, die den Anforderungen genügen, zu finden. Insgesamt wurden ca. 30 prinzipielle Lösungsvarianten in Betracht gezogen. Zusammenfassend könnten diese in folgende Gruppen unterteilt werden:

- Varianten mit Flügelzellenpumpe
- Varianten mit Zahnradpumpe
- Ventillösungen mit zentraler Versorgungspumpe
- elektromechanische Lösungen
- unterschiedliche Aktoranordnungen

Anhand des in Kapitel 3.1 beschriebenen Bewertungskatalogs werden die einzelnen Lösungsvarianten beurteilt. Die Bewertung beruht dabei maßgeblich auf den Erfahrungen des Ingenieurs und findet intuitiv statt. So können schon in dieser Phase einige Lösungsvarianten ausgeschlossen werden, wobei deren Ausschluss immer kritisch geprüft werden sollte. Für die modellbasierte Analyse wurden die elektrohydraulische und die elektromechanische Lösungsvariante als erfolgversprechend bewertet und ausgewählt. Nachfolgend wird im Rahmen der Arbeit die elektrohydraulische Variante verfolgt.

### 3.3 Modellbildung

Im Vorfeld der funktionsorientierten Auslegung sollen einige Begriffe geklärt werden, um das notwendige Verständnis über das zu entwickelnde System bzw. die Vorgehensweise beim Entwurf zu schaffen.

Ein **System** (DIN 19226) ist eine abgegrenzte Anordnung von aufeinander einwirkenden Gebilden (Systemelementen), die miteinander in Beziehung stehen. Diese Anordnung wird durch eine Hüllfläche von ihrer Umgebung abgegrenzt. Durch die Hüllfläche werden Verbindungen des Systems mit seiner Umwelt abgeschnitten (Stoff-, Energie- und Informationsflüsse).

Systeme und ihre Abgrenzungen sind subjektiv, d. h. nicht natur- oder gottgegeben, sondern werden als solche durch Wahrnehmung und Konzeption von Menschen als "System-Beobachtern" festgelegt.

Mit den Systemen allgemein beschäftigt sich die **Systemtheorie**, die Wissenschaft von der Beschreibung und Erklärung natürlicher, sozialer oder technischer Systeme, deren Strukturen und Funktionen sich gegenseitig bedingen und beeinflussen.

Mit Hilfe von dynamischen Modellen wird das Verhalten des ungeregelten Systems analysiert. Aus den Ergebnissen lassen sich die Anforderungen an Aktoren und Sensoren ableiten. Anhand des Lastenhefts ergeben sich für die Auslegung und die Dimensionierung von neuen Komponenten die Zielgrößen wie Fahrsicherheit, Fahrkomfort, Leistungsbedarf und mögliche Reduzierung von passiven Teilen (Feder-Dämpferbein, Stabilisator).

Es werden hier drei Modelltypen unterschieden, die im Folgenden erläutert werden [76]:

- **Kinematische** Modelle zur Beschreibung einfacher nichtdynamischer Zusammenhänge sind gekennzeichnet durch funktionale Beziehungen, Kennlinien und Kennfelder. Sie dienen der Beschreibung des "quasistatischen" Bewegungsmechanismus bzw. der **Bewegungsmöglichkeit**, um z. B. eine Vorauswahl von geeigneten Positionen für Sensoren zu bestimmen oder eine Kollisionsprüfung durchzuführen.
- **Dynamische** Modelle beruhen auf Differentialgleichungssystemen zur Beschreibung des dynamischen Bewegungsverhaltens (die Aktorik wird als passive Systemkomponente mitberücksichtigt, da sie sehr oft Teil der Struktur ist). Mit Hilfe dieser Modelle untersucht man das nicht geregelte Systemverhalten, um die zur Erfüllung der Bewegungsfunktion nötigen Kräfte und Momente zu bestimmen.
- **Mechatronische** Modelle beinhalten zusätzlich zu den dynamischen Modellen weitere Elemente der Mechatronik (Sensorik, Informationsverarbeitung und aktive Aktorik). Anhand dieser Modelle werden sowohl die Reglersynthese durchgeführt als auch das geregelte Gesamtsystem mit all seinen Einflüssen untersucht. Darüber hinaus wird das mechatronische Modell letztlich auch zur ganzheitlichen Optimierung, sowohl der Regelung als auch der mechanischen Tragstruktur, herangezogen.

Die Auswahl der Modellierungstiefe steht für die Genauigkeit, mit der das Modell die Realität wiedergeben soll. Dabei steht man vor zwei einander widersprechenden Forderungen, für die es einen sinnvollen Kompromiss zu finden gilt. Auf der einen Seite wird gefordert, dass das Modell alle physikalischen Effekte, die das System beeinflussen, beschreibt, auf der anderen Seite ist man oft gezwungen, Vereinfachungen zu treffen, um den Modellierungsaufwand und die Simulationsdauer des Modells in Grenzen zu halten, was wiederum auf Kosten der Genauigkeit geschieht. Diese Problematik wird noch verschärft, wenn es sich um ein echtzeitfähiges Modell handelt, das für HIL-Anwendungen verwendet werden soll.

### 3.3.1 Fahrzeugmodelle

Für die Beschreibung der Vertikaldynamik können unterschiedliche mechanische Ersatzmodelle eingesetzt werden.

Aus der Fachliteratur sind folgende physikalisch-mathematische Modelle bekannt:

- Ein Viertelfahrzeugmodell als einfacher Zweimassenschwinger beschreibt wesent-

liche Effekte der Vertikaldynamik. Auf Basis dieses Modells wurden die Aktorauslegung durchgeführt sowie ein lokaler Fahrwerksregler ausgelegt.

- Im Einspur-Federungsmodell können von den vertikal wirkenden Größen nur Nicken und Huben erfasst werden. Auf horizontaler Ebene lassen sich aber alle kritischen Größen darstellen. Daher werden Einspur-Modelle bevorzugt zur Beschreibung der Horizontaldynamik herangezogen (z. B. für ESP-Algorithmen). Bei der Untersuchung von vertikaldynamischem Verhalten spielen sie nur eine untergeordnete Rolle, da sie zur Entwicklung eines vollständigen Fahrzeugreglers wegen des fehlenden Wankfreiheitsgrads nicht verwendet werden können.
- Das Zweispur-Federungsmodell (Gesamtfahrzeugmodell) erfasst alle Fahrzeugfreiheitsgrade, die zur Entwicklung einer Fahrzeugregelung für die aktive Federung von Interesse sind. Solche Modelle kommen hauptsächlich bei der Auslegung der Aufbauregler zum Einsatz.

### 3.3.2 Viertelfahrzeugmodell

Das einfachste Grundmodell der Vertikaldynamik, das bereits wesentliche Merkmale der realen Fahrzeugfederung aufweist, ist ein linearisiertes Zweimassen-Federungsmodell für ein einzelnes Rad (Viertelfahrzeug). Das Modell beschreibt das dynamische Verhalten des passiven Fahrzeugs in vertikaler Richtung. Für die erste Analyse des konventionellen Zielfahrzeugs wurde ein einfaches Zweimassen-Federungsmodell, das aus der Fachliteratur bekannt ist, aufgebaut und um einige Eigenschaften erweitert (vgl. Bild 20):

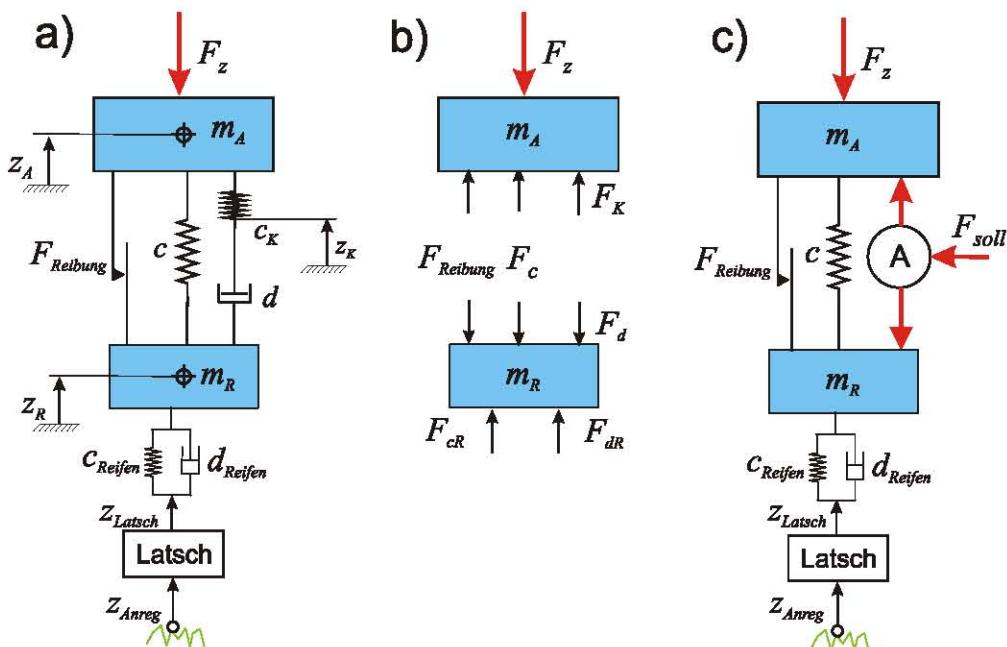


Bild 20: Viertelfahrzeug: a) konventionell, b) Freischnitt, c) mit Aktorik

Das Fahrzeug wurde auf ein Rad mit der zugehörigen ungefederten Masse, ein Federbein und die anteilige Aufbaumasse reduziert. Die dynamischen Eigenschaften des Reifens wurden durch eine parallele Anordnung einer Reifenfeder und eines Reifendämpfers mo-

delliert. Die hochfrequenten Anteile der Straßenanregung werden in der Realität durch den abrollenden Reifen geschluckt. Diese Filterwirkung (Latsch) wird durch ein entsprechendes Tiefpassfilter (Latschfilter) berücksichtigt. Die Reifenfeder und der Reifendämpfer sind mit der Radmasse verbunden und stehen außerdem in Kontakt zur Straße. Die Anregung des Systems erfolgt durch die Unebenheit der Straße. Zur Analyse des Fahrzeugs wurden idealisierte Straßenverläufe modelliert (Schwelle, Sinuswelle, Rampe und weitere synthetische Signale). Die Wirkung des Kopflagers im Dämpfer wurde berücksichtigt und durch ein in Reihe geschaltetes Feder-Dämpfer-Element (Maxwell-Kelvin-Element) [38] beschrieben<sup>9</sup>. Die Reibungseffekte im Federbein wurden ebenso modelliert. Um neben der Hub- auch die Wankbewegung nachbilden zu können, wurden für die Aufbaufedersteifigkeit zwei unterschiedliche Parameterwerte (ohne bzw. mit Stabilisatoranteil) verwendet. Die Querbeschleunigung aus der Kurvenfahrt wurde in eine wirksame Wankkraft, die auf den Aufbau wirkt, umgerechnet. Da die wichtigen Auslegungen der Aktorik und des Gesamtsystems am Viertelfahrzeug durchgeführt wurden, werden nachfolgend einige Besonderheiten kurz erläutert.

### Dynamische Eigenschaften des Federbeins

Das Federbein spielt eine wesentliche Rolle bei der Vertikaldynamik des Fahrzeugs. Im Hinblick auf die Auslegung und die Validierung des Gesamtmodells sollen an dieser Stelle einige Eigenschaften des Federbeins erläutert werden. Zum besseren Verständnis soll im ersten Schritt nur das Verhalten des idealen Federbeins betrachtet werden, um daran einige Begriffe wie Steifigkeit, Dämpfung, Gesamtsteifigkeit und Verlustwinkel zu erläutern, die für die Beurteilung des Federbeinverhaltens eine wichtige Rolle spielen. Das Kopflager wird dabei zunächst vernachlässigt und das Federbein starr an den Aufbau gekoppelt:

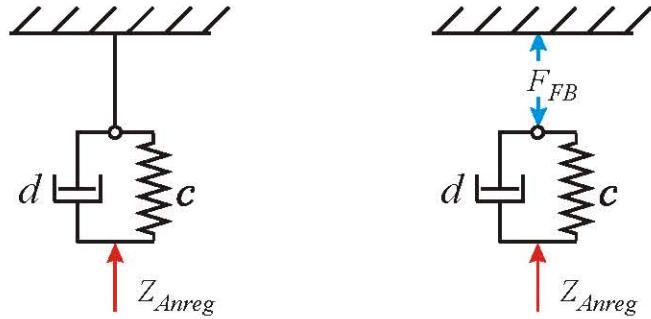


Bild 21: Einfaches Ersatzschaubild für das Federbein mit Freischnitt

Bild 21 zeigt für die Herleitung der genannten Begriffe ein einfaches lineares Ersatzschaubild des Federbeins. Für diese Parallelschaltung von Feder und Dämpfer setzt sich die Federbeinkraft  $F_{FB}$ , die auf den Aufbau wirkt, folgendermaßen zusammen:

$$F_{FB} = c \cdot z_{Anreg} + d \cdot \dot{z}_{Anreg} \quad (3.1)$$

<sup>9)</sup> Der Einfluss der Kopflagersteifigkeit auf die Aufbaufeder ist gering und kann vernachlässigt werden.

Wird diese Gleichung in den Laplace-Bereich transformiert, kann anschließend folgende Übertragungsfunktion vom Anregungsweg zur Kraft aufgestellt werden:

$$G(s) = \frac{F_{FB}(s)}{z_{Anreg}} = c + d \cdot s = c \cdot (1 + T_D \cdot s) \quad (3.2)$$

mit:

$T_D$  Zeitkonstante des PD-Gliedes

$$T_D = \frac{d}{c} = \frac{1}{\omega_E} \quad (3.3)$$

Aus dieser Gleichung wird deutlich, dass das Übertragungsverhalten des Federbeins vom Anregungsweg  $z_{Anreg}$  zur Federbeinkraft  $F_{FB}$  durch ein PD-Glied mit der Zeitkonstante  $T_D$  beschrieben wird:

$$G(j\omega) = c + d \cdot (j\omega) = c \cdot (1 + T_D \cdot j\omega) \quad (3.4)$$

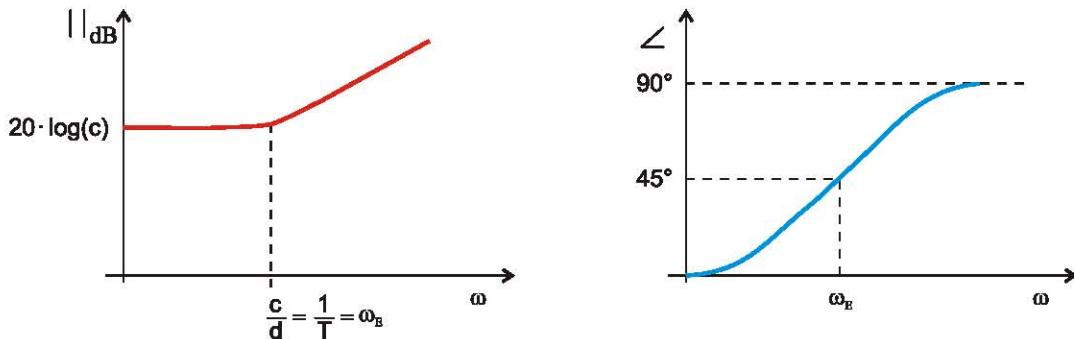


Bild 22: Frequenzgang des Ersatzmodells für das Federbein im Bode-Diagramm

Bild 22 zeigt den Frequenzgang des Ersatzmodells im Bode-Diagramm. Der stationäre Verstärkungsfaktor hängt nur von der Steifigkeit der Feder ab. Die Knickfrequenz  $\omega_E$  ergibt sich für dieses System aus dem Quotienten der Federsteifigkeit ( $c$ ) mit der Dämpferkonstante ( $d$ ).

Für die Darstellung von Betrag und Phase muss natürlich nicht zwingend die logarithmische Darstellung verwendet werden. Es ist ebenfalls möglich, den Betrag und die Phase linear darzustellen, was bei dem betrachteten Feder-Dämpfer-System als Gesamtsteifigkeit bzw. Verlustwinkel bezeichnet wird.

Die dritte Möglichkeit, den Frequenzgang darzustellen, ist die Aufteilung in Real- und Imaginärteil. Bei einem Federbein ergeben der Realteil die Steifigkeit und der Imaginärteil die Dämpfung:

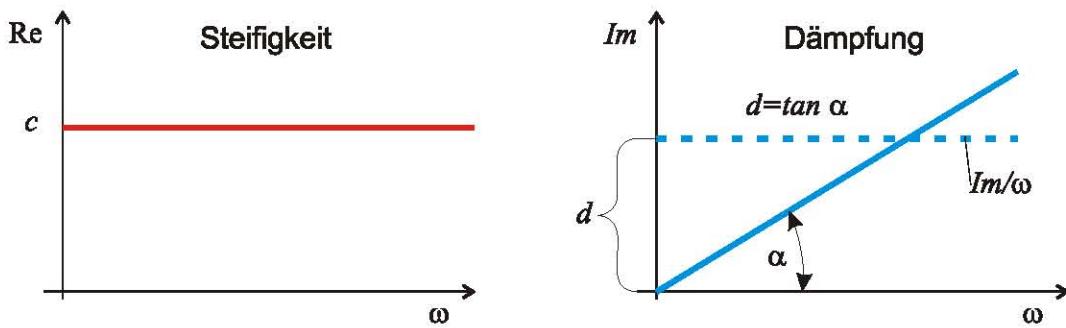


Bild 23: Steifigkeit (Realteil) und Dämpfung (Imaginärteil) für das ideale Federbein

Bild 23 zeigt eine solche Darstellung für das betrachtete Feder-Dämpfer-System. Wie an Gleichung (3.4) deutlich wird, ist der Realteil über alle Frequenzen konstant und gleich der Federsteifigkeit ( $c$ ). Der Imaginärteil oder die Dämpfung ist dagegen linear von der Frequenz abhängig, wobei die Steigung der Geraden durch die Dämpfungskonstante ( $d$ ) gegeben ist.

Bei einem realen Federbein liegt ein solch ideales Verhalten jedoch nicht vor. Messungen zeigen, dass die Steifigkeit nicht über die Frequenz konstant ist, sondern bei höheren Frequenzen ansteigt. Dieser Effekt wird als **dynamische Verhärtung** bezeichnet und hat auch auf die Dämpfung Auswirkungen, wo die Steigung bei höheren Frequenzen kleiner wird. Verursacher für die dynamische Verhärtung sind das Kopflager und die Dichtung im Dämpfer.

Das Kopflager ist ein Teil der Federung an einem PKW. Es befindet sich oberhalb der Feder am Federbeindom und wird daher auch als Domlager oder Federbeinlager bezeichnet. Es stellt die Verbindung zwischen Federbein und Karosserie dar. Es ermöglicht ein Drehen des Federbeines im Federbeindom sowie eine geringfügige Veränderung des Winkels des Federbeins zur Karosserie. Zusätzlich hat es, abhängig vom Aufbau, auch eine Dämpfungsfunktion.

Bei modernen Serienfahrzeugen besteht das Kopflager aus einem Gummi-Metall-Element, das trotz hoher Steifigkeit in sich verformbar ist und damit eine Winkelveränderung des Federbeins gegenüber der Karosserie erlaubt. Im Zentrum des Kopflagers befindet sich ein Kugellager, über welches das Federbein geführt und verschraubt wird. Dadurch ist eine Drehung des Federbeines gegenüber der Karosserie möglich.

Zunächst soll der Einfluss des Kopflagers auf die dynamische Verhärtung betrachtet werden. Für die Erläuterung der Vorgänge wird das einfache lineare Modell des Federbeins aus dem vorherigen Abschnitt um eine Feder mit der Steifigkeit  $c_K$  erweitert, die das Kopflager nachbildet. Die Kopflagerdämpfung wird der Einfachheit halber vernachlässigt.

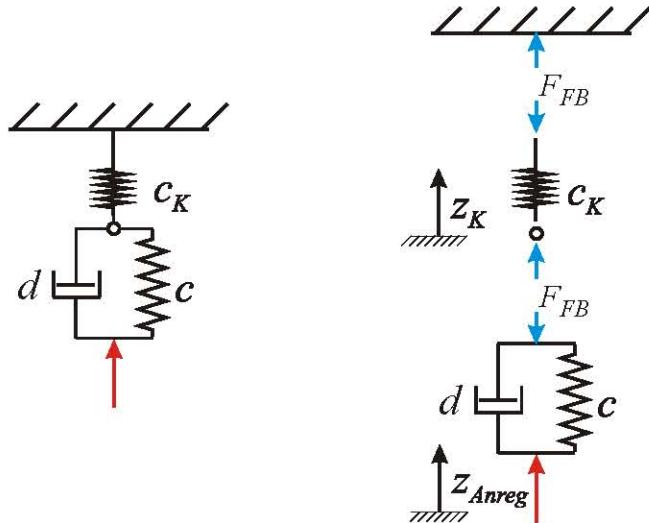


Bild 24: Modell und Freischnitt für die Untersuchung des Kopflagereinflusses

Wird das in Bild 24 dargestellte Modell freigeschnitten, so ergibt sich für die Schnittkraft  $F_{FB}$ , die im Fahrzeug auf den Aufbau wirken würde, folgender Zusammenhang:

$$F_{FB} = c_K \cdot z_K = c \cdot (z_{Anreg} - z_K) + d \cdot (\dot{z}_{Anreg} - \dot{z}_K) \quad (3.5)$$

Durch Transformation dieser Gleichung in den Bildbereich und eine anschließende Umformung folgt nachstehende Beziehung für den Kopflagerweg:

$$z_K(s) = \frac{c + d \cdot s}{c_K + c + d \cdot s} \cdot z_{Anreg}(s) \quad (3.6)$$

bzw. die Kraft  $F$ , die proportional zu diesem Weg ist:

$$F_{FB}(s) = c_K \cdot \frac{c + d \cdot s}{c_K + c + d \cdot s} \cdot z_{Anreg}(s) = K \cdot \frac{1 + T_D \cdot s}{1 + T_1 \cdot s} \cdot z_{Anreg}(s) \quad (3.7)$$

mit:

$$K = \frac{c \cdot c_K}{c + c_K}; \quad T_D = \frac{d}{c}; \quad T_1 = \frac{d}{c + c_K}.$$

Wie aus Gleichung (3.7) deutlich wird, verhält sich das Modell vom Anregungsweg zu der Kraft wie ein PDT1-Glied, d. h. wie eine Reihenschaltung des idealen Federbeins (PD-Glied) mit einem PT1-Glied. Das PT1-Glied ist dafür verantwortlich, dass der Betrag des idealen Federbeins bei hohen Frequenzen nicht weiter steigt, sondern abknickt und wieder waagerecht verläuft und die Phase auf Null abfällt. Wenn also die Eckfrequenz  $\omega_E$  des PT1-Gliedes bei einer hohen Frequenz liegt, d. h. der Betrags- und Phasenabfall erst im oberen Frequenzbereich erfolgt, dann verhält sich das Federbein mit Kopflager in einem weiten Frequenzbereich noch ideal. Liegt die Knickfrequenz dagegen im unteren Frequenzbereich (in der Nähe der Radeigenfrequenz), so kann sich das dynamische Verhalten des Systems schon bei niedrigen Frequenzen verschlechtern.

Die Knickfrequenz des PT1-Gliedes kann über die Steifigkeit des Kopflagers verändert werden, da mit diesem Parameter, im Gegensatz zu der Dämpfung und der Steifigkeit des Federbeins, nicht die Zählerzeitkonstante beeinflusst wird. Je härter das Kopflager gestaltet wird, desto größer ist auch die Knickfrequenz und somit der Frequenzbereich, in dem das Federbein ein ideales oder PD-Verhalten aufweist. Im Extremfall eines unendlich steifen Lagers ist das Federbein fest angekoppelt, und es gilt wieder das Ersatzmodell aus dem vorherigen Abschnitt.

Der anhand des Modells beschriebene Effekt kann auch bei realen Federbeinen beobachtet werden. Bei einer zu weichen Lagerung des Federbeins sind hier ebenfalls die Dämpferkräfte im oberen Frequenzbereich nicht mehr so wirksam wie für kleine Frequenzen. Das Federbein schwingt dann praktisch auf dem Kopflager, das einen großen Teil der Schwingungsenergie aufnimmt. Eine größere Bandbreite, in welcher der Dämpfer wirksam ist, kann, wie oben gesehen, durch ein härteres Kopflager erzielt werden. Allerdings nehmen bei einem härteren Kopflager auch die Geräusche im Innenraum eines Fahrzeugs zu, so dass hier ein Kompromiss gefunden werden muss.

Ein zweiter Grund für die dynamische Verhärtung ist die **Reibung** im Dämpfer des Federbeins und in den Lagern der radführenden Querlenker. Zur Bestimmung der Reibungskraft wurde ein einfaches Reibungsmodell eingesetzt und anhand der Messungen an einem Viertelfahrzeugprüfstand angepasst:

$$F_{\text{Reibung}} = \begin{cases} \text{sgn}(\dot{z}_R - \dot{z}_A) \cdot F_G & (\dot{z}_R - \dot{z}_A) \neq 0 \\ F_{\text{sum}} & (\dot{z}_R - \dot{z}_A) = 0, |F_{\text{sum}}| < F_H \\ \text{sgn}(F_{\text{sum}}) \cdot F_G & (\dot{z}_R - \dot{z}_A) = 0, |F_{\text{sum}}| \geq F_H \end{cases} \quad (3.8)$$

mit:

$$F_{\text{sum}} = F_d + F_c \quad (3.9)$$

$F_H$  Hafreibungskraft

$F_G$  Gleitreibungskraft

Bei kleinen Anregungsamplituden hängt das Federbein in der Hafreibung fest. Wird das Federbein dagegen mit größeren Amplituden angeregt, spielt dieser Effekt keine entscheidende Rolle mehr. Aus diesem Grund kann bei Messungen an Federbeinen festgestellt werden, dass die dynamische Verhärtung bei kleinen Anregungsamplituden stärker ist als bei großen.

Deswegen wurde der einfache Zweimassenschwinger um die beiden beschriebenen Effekte ergänzt, indem der Einfluss des Kopflagers lediglich in der Reihenschaltung mit dem Dämpfer berücksichtigt wird. Diese Vereinfachung ist insofern sinnvoll, als der Einfluss der Kopflagersteifigkeit auf die in Reihe geschaltete Feder zu vernachlässigen ist.

Die Beziehung für die dem Kopflagerweg proportionale Kraft  $F_{FB}$  kann somit wie folgt beschrieben werden:

$$F_{FB}(s) = \frac{c + d \cdot \left(1 + \frac{c}{c_K}\right) \cdot s}{1 + \frac{d}{c_K} \cdot s} \cdot z_{Anreg}(s) = K \cdot \frac{1 + T_D \cdot s}{1 + T_1 \cdot s} \cdot z_{Anreg}(s) \quad (3.10)$$

mit:

$$K = c; T_D = \frac{(c_K + c) \cdot d}{c \cdot c_K}; T_1 = \frac{d}{c_K}$$

### Radmodell

Das Rad wurde als Massenpunkt modelliert, der über ein Feder-Dämpfer-System an die Straße angekoppelt ist. Auf die Radmasse wirken neben der Feder-Dämpfer-Kraft noch ihre Gewichtskraft und die Lenkerkraft. Der Reifen liegt auf der Straße über eine so genannte Latschlänge  $l_{Latsch}$  auf. Die Latschlänge lässt sich auf die folgende Weise berechnen:

$$l_{Latsch} = \frac{\frac{1}{4} \cdot m_A \cdot g}{b_R \cdot p_R} \quad (3.11)$$

Der Reifen tastet die Straße somit nicht über einen punktförmigen Taster ab, sondern verformt sich und glättet so das gegebene Straßenprofil. Die Glättung des Straßenprofils hat zur Folge, dass nicht alle Bodenwellen des Straßenprofils auf die Radmasse und somit auf den Aufbau übertragen werden. Auf Radfeder und -dämpfer wirkt nur noch die durch den Latsch gefilterte Anregung. Der Latsch wirkt wie ein Tiefpassfilter. Ab einer bestimmten Wellenlänge werden die Bodenwellen immer schwächer auf das Rad übertragen. Dieses Verhalten kann durch ein PT1-Glied modelliert werden [32], [49]:

$$z_L(s) = \frac{1}{\frac{1}{l_{Latsch}} \cdot s + 1} \cdot z_{Anreg}(s) \quad (3.12)$$

mit:

$b_R$  Breite der Reifen

$p_R$  Druck im Reifen

$v_{Fahrzeug}$  Fahrzeuggeschwindigkeit

### Aufbauseitige Anregung

Durch den Einsatz von unterschiedlichen Federsteifigkeiten (mit und ohne Stabilisatoranteil) lassen sich folgende Experimente unterscheiden:

- Huben (ohne Stabilisatoranteil)
- Einseitiges Einfedern bzw. Wanken (mit Stabilisatoranteil)

Bei Kurvenfahrt bildet sich unter der Wirkung der entstehenden Fliehkraft und der Reaktionskräfte an allen Rädern ein Moment um die Längsachse (Wankachse).

Am Viertelfahrzeug wurden die bei der Kurvenfahrt angreifenden Querbeschleunigungen auf die vertikal wirkenden Federbeinkräfte ( $F_z$ ) umgerechnet und über ein Verzögerungsglied 1. Ordnung auf den Aufbau gegeben (vgl. Bild 20).

Aus der Lage der Wankpole (WP) an Vorder- und Hinterachse (vgl. Bild 25) ergibt sich die Lage der momentanen Wankachse des Aufbaus. Der Abstand des Schwerpunktes von dieser Wankachse ( $h_{SPWA}$ ) bestimmt zusammen mit der anteiligen Masse des Aufbaus ( $m_{Achs}^{max}$ ) und der auftretenden Querbeschleunigung ( $a_y$ ) das Wankmoment des Aufbaus.

Dieses Wankmoment muss von den Aufbaufedern und den Stabilisatoren aufgenommen werden. Dadurch wird das Wankmoment zu den Fahrzeugräder weitergeleitet und überlagert die statische Radlast an den kurvenäußerer Rädern mit einer zusätzlichen dynamischen Last ( $\Delta F_z$ ). Auf der Kurveninnenseite nimmt dagegen die Radlast ab.

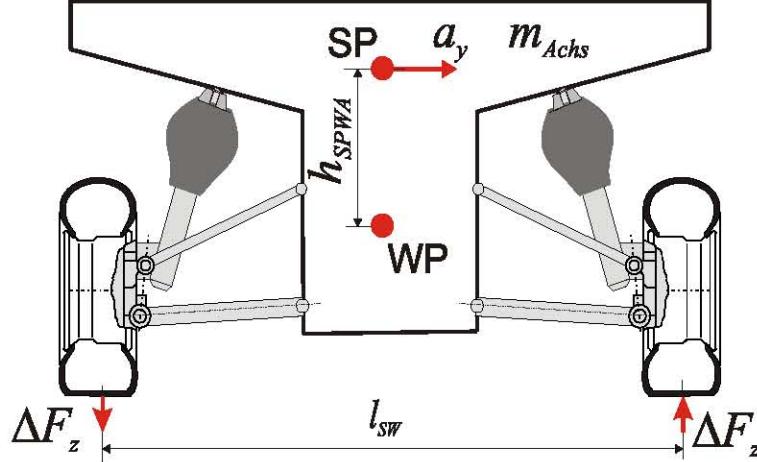


Bild 25: Horizontiertes Fahrzeug

Es wurde zunächst angenommen, dass das wankende Fahrzeug sich um den Wankpol (WP) dreht und die Kräfte am Schwerpunkt (SP) angreifen:

$$\Delta F_z = \frac{a_y \cdot m_{Achs}^{max} \cdot h_{SPWA}}{l_{sw}} \quad (3.13)$$

Über die vertikal auf den Aufbau wirkende Kraft ( $F_z$ ) lassen sich ebenfalls die Änderungen des Beladungszustands abbilden.

### Bewegungsgleichungen

Für das in Bild 20 dargestellte physikalische Viertelfahrzeugmodell wurden die Bewegungsgleichungen nach Newton aufgestellt:

$$m_A \cdot \ddot{z}_A = F_c + F_K - F_z + F_{\text{Reibung}} \quad (3.14)$$

$$m_R \cdot \ddot{z}_R = -F_c - F_d + F_{cR} + F_{dR} - F_{\text{Reibung}} \quad (3.15)$$

Für die Reihenschaltung von Kopflager und Dämpfer gilt:

$$F_K = F_d \quad (3.16)$$

Einsetzen ergibt:

$$m_A \cdot \ddot{z}_A = c \cdot (z_R - z_A) + c_K \cdot (z_K - z_A) - F_z + F_{\text{Reibung}} \quad (3.17)$$

$$\begin{aligned} m_R \cdot \ddot{z}_R = & \\ -c \cdot (z_R - z_A) - d \cdot (\dot{z}_R - \dot{z}_K) - c_R \cdot (z_L - z_R) - d_R \cdot (\dot{z}_L - \dot{z}_R) - F_{\text{Reibung}} & \end{aligned} \quad (3.18)$$

$$c_K \cdot (z_K - z_A) = d \cdot (\dot{z}_R - \dot{z}_K) \quad (3.19)$$

Zur Analyse des Fahrzeugs wurden idealisierte Straßenverläufe modelliert (Schwelle, Sinuswelle, Rampe und weitere synthetische Signale).

Obwohl es sich hierbei um ein relativ einfaches Modell handelt, erlaubt dieses ausreichend genaue Aussagen über das dynamische Verhalten des Fahrzeugs in vertikaler Richtung. Später wird dieses Modell um die Aktorik erweitert (vgl. Bild 20, c) und für Systemanalyse, -synthese sowie Auslegung der Regelung verwendet. Die Dämpfer werden in dem Modell durch eine Aktorkraft ersetzt. Die genauere Beschreibung der Aktorik erfolgt zu einem späteren Zeitpunkt.

### 3.4 Analyse der Vertikaldynamik am Viertelfahrzeugmodell

In der Anfangsphase kann in der Regel nicht abschließend geklärt werden, ob und wie gut die einzelnen Lösungsvarianten den Anforderungen entsprechen. Ihre Systemeigenschaften sind nicht umfassend bekannt und auch durch das Erfahrungswissen des Ingenieurs nicht ausreichend vorhersagbar. Deshalb werden die verbleibenden Lösungsvarianten später einer modellgestützten Analyse im Rechner unterzogen. Anhand der topologisch-physikalischen Modelle werden mathematische Modelle erstellt. Mit Hilfe dieser Modelle und unter Anwendung der bekannten Analysetechniken (Simulation, Eigenwertanalyse, Frequenzgangsanalyse etc.) können qualitative Aussagen über das System getroffen werden. Diese Aussagen zieht man heran, um die Bewertungsmatrix vollständig auszufüllen und die ausgewählten Varianten zu bewerten.

Zwei Zielrichtungen der Modellanalyse können unterschieden werden:

- Die Analyse zur Feststellung des Ist-Zustands, um die qualitativen Aussagen über das konventionelle System und dessen Eigenschaften (Referenzsystem) zu treffen.
- Die modellbasierte Analyse des Systems soll Aussagen über mögliche Systemverbesserungen liefern.

Modellbasiert können auch Systemzustände analysiert werden, in die das reale System nicht gebracht werden kann oder darf, weil es dadurch z. B. zerstört würde.

Im Folgenden wird mit Hilfe des Viertelfahrzeugsmodells das Verhalten des konventionellen BMW X5 untersucht. Es werden zwei Fälle unterschieden: einseitiges Einfedern bzw. Wanken, bei dem der Stabilisatoranteil berücksichtigt wird, und reines Huben ohne Stabilisatoranteil. Die beiden Fälle werden für die Vorderachse und die Hinterachse analysiert.

### 3.4.1 Huben (ohne Stabilisatoranteil)

Es wurde das Verhalten des konventionellen Zielfahrzeugs bei straßenseitiger Anregung im Zeitbereich analysiert. Die entscheidenden Experimentparameter sind in Tabelle 3.20 zusammengestellt. Alle Parameter stellen radbezogene Größen dar:

Tabelle 3.20: Experimentparameter Huben

Parameter	vorn	hinten
Anteilige Aufbaumasse [kg]	487	467
Ungefederter Masse [kg]	65	58
Steifigkeit der Aufbaufeder [N/m]	43500	41600
Dämpfungskonstante der Aufbaudämpfer [Ns/m]	3000	3750
Kopflagersteifigkeit [N/m]	746313	1242731

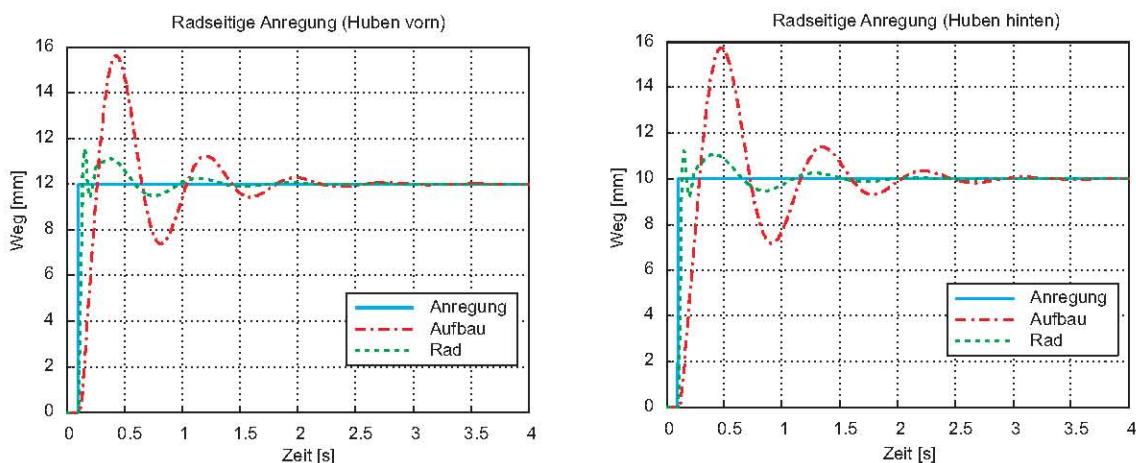


Bild 26: Referenzsystem Huben: Fahrt auf 1 cm Schwelle mit 20 m/s: vorn und hinten

In Bild 26 sind die Simulationsergebnisse (Anregungsweg, Aufbauweg und Radweg) der Sprungantwort für vorn und hinten dargestellt.

Es lassen sich dabei folgende Größen ermitteln:

- Das Lehrsche Dämpfungsmaß des Rades:  $\delta_{\text{Rad}} = 0,39$
- Die Aufbaueigenfrequenz:  $1,19 \leq f_A \leq 1,33 \text{ Hz}$
- Aufgrund der großen Aufbaumasse und der hohen Zuladung im Verhältnis zur Leerlast sowie der begrenzten Federwege ist das konventionelle Zielfahrzeug mit relativ steifen Federn ausgerüstet, was einer sportlichen Abstimmung entspricht.

### 3.4.2 Einseitiges Einfedern bzw. Wanken (mit Stabilisatoranteil)

Analog zum Huben wird an dieser Stelle durch den Einsatz der anderen Systemparameter einseitiges Einfedern simuliert und analysiert. Die entscheidenden Experimentparameter sind in Tabelle 3.21 zusammengestellt. Alle Parameter stellen ebenfalls radbezogene Größen dar:

Tabelle 3.21: Experimentparameter einseitiges Einfedern

Parameter	vorn	hinten
Anteilige Aufbaumasse [kg]	487	467
Ungefederte Masse [kg]	65	58
Steifigkeit der Aufbaufeder [N/m]	104900	60700
Dämpfungskonstante der Aufbaudämpfer [Ns/m]	3000	3750
Kopflagersteifigkeit [N/m]	746313	1242731

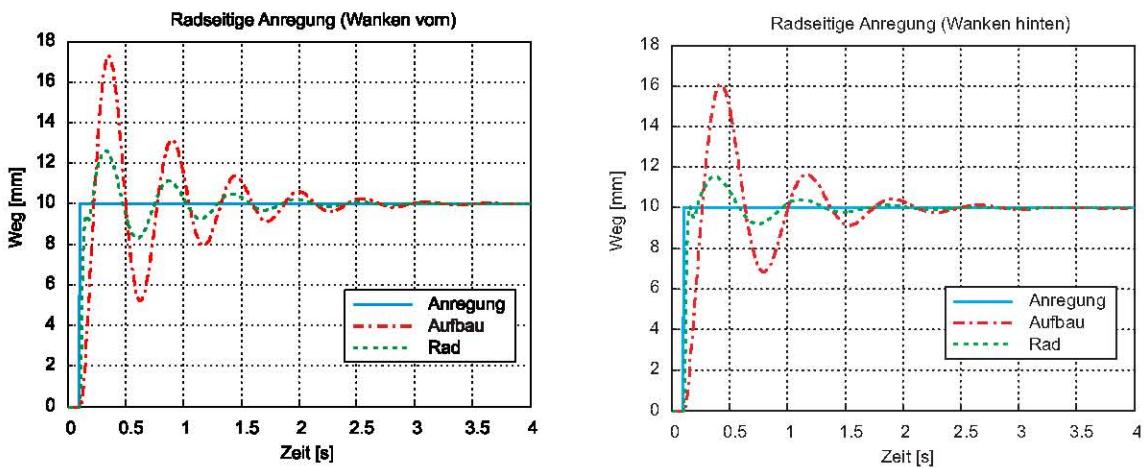


Bild 27: Referenzsystem Wanken: Fahrt auf 1 cm Schwelle mit 20 m/s: vorn und hinten

Bild 27 zeigt die Simulationsergebnisse (Anregungsweg, Aufbauweg und Radweg) der Sprungantwort für vorn und hinten. Es lassen sich dabei die folgenden Größen ermitteln:

- Das Lehrsche Dämpfungsmaß des Rades:  $\delta_{\text{Rad}} = 0,46$
- Die Aufbaueigenfrequenz:  $1,38 \leq f_A \leq 1,83 \text{ Hz}$

Aufgrund der hohen Schwerpunktlage, der großen Aufbaumasse und der langen Federwege sind sehr straffe Stabilisatoren erforderlich, um das Fahrzeug in der Kurve stabil zu halten. Als Folge hoher Stabilisatorsteifigkeit wird der Einsatz sehr hart abgestimmter Dämpfer notwendig, um die Aufbaumasse genügend zu dämpfen. Dabei wird das Rad unnötig überdämpft, was zu einer Verschlechterung des Abrollkomforts führt.

### 3.5 Synthese der Wunschdynamik

Eine der wichtigsten Anforderungen, die der Funktionsstruktur zu entnehmen ist, ist die Verbesserung des Fahrkomforts (vgl. Bild 19).

Der Fahrkomfort setzt sich zusammen aus:

- Federungs- bzw. Aufbaukomfort: niederfrequente Aufbaubeschleunigungen, die unter 4 Hz liegen und aktiv beeinflusst werden sollen.
- Abrollkomfort: hochfrequente Beschleunigungen und Stöße (4 bis 80 Hz), die von der Straße auf die Karosserie übertragen werden.

Bedingt durch die begrenzte Bandbreite der Aktorik, kann der Abrollkomfort durch den aktiven Eingriff nicht entscheidend beeinflusst werden. Wie bei passiven wird auch bei aktiven Fahrwerken der Abrollkomfort durch die Grundabstimmung der Feder-Dämpferkonstanten sowie durch weitere Parameter (Reifensteifigkeit, Latscheffekt, Reibung in den Radaufhängungskomponenten und in der Lenkung etc.) bestimmt.

Gemäß den Anforderungen und den ermittelten Analyseergebnissen werden folgende Verbesserungen vorgenommen:

Bei der Entwicklung eines Fahrzeugfederungssystems für den BMW X5 wurde davon ausgegangen, dass aufgrund der Verwendung eines vollaktiven Federungssystems die Wank-Stabilisatoren entfallen können. Durch den Wegfall der Stabilisatoren und aufgrund der aktiven Bedämpfung der Aufbaubewegung kann die passive Dämpfungssteife herabgesetzt werden. Diese wurde so gewählt, dass sich das Lehrsche Dämpfungsmaß  $\delta_{\text{Rad}}$  des Rades auf ca. 0,15-0,2 einstellt. Erfahrungsgemäß ist damit die Radlastschwankung ausreichend klein, so dass die Fahrsicherheit gewährleistet ist [73].

Die radbezogene Dämpfungssteife  $d_{\text{Rad}}$  lässt sich nach folgender Gleichung ermitteln:

$$d_{\text{Rad}} = 2 \delta_{\text{Rad}} \sqrt{c_{\text{Rad}} \cdot m_R} \quad (3.22)$$

mit:

$m_R$  einteilige ungefederte Masse

$c_{\text{Rad}}$  radbezogene Steifigkeit

$$c_{\text{Rad}} = c_R + c \quad (3.23)$$

$$d_{\text{Rad}} = d_R + d$$

mit:

$$c_R \quad \text{Reifensteifigkeit (vgl. Bild 20)}$$

$$c \quad \text{Steifigkeit der Aufbaufeder}$$

Die Dämpfung des Reifens  $d_R$  ist klein und kann bei dieser Rechnung vernachlässigt werden.

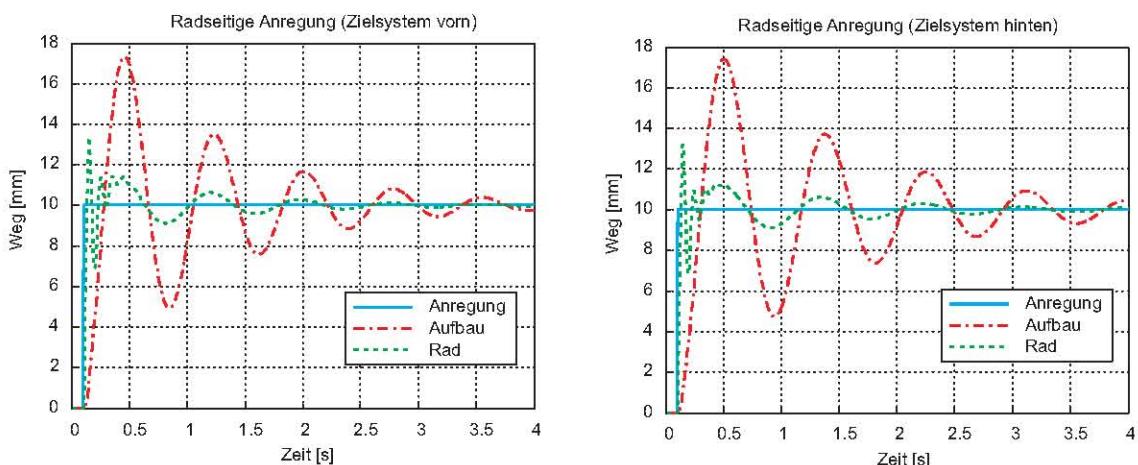
Damit lassen sich die Dämpfungskonstanten für die Aufbaudämpfer vorn und hinten ermitteln (vgl. Tabelle 3.24).

Dieses System ohne Stabilisator und mit einer reduzierten Dämpfungskonstante wurde als **Zielsystem** für die Auslegung der ungeregelten Grundabstimmung definiert. Als Referenzsysteme werden das System mit Stabilisator und einer konventionellen Dämpfungskonstante (Modell Wanken) sowie das System ohne Stabilisator (Huben) verwendet.

Analog zum Kapitel 3.4 werden die Experimentparameter für das Zielsystem in Tabelle 3.24 zusammengefasst.

*Tabelle 3.24: Experimentparameter Zielsystem*

Parameter	vorn	hinten
Anteilige Aufbaumasse [kg]	487	467
Ungefederte Masse [kg]	65	58
Steifigkeit der Aufbaufeder [N/m]	43500	41600
Dämpfungskonstante der Aufbaudämpfer [Ns/m]	1500	2000
Kopflagersteifigkeit [N/m]	746313	1242731



*Bild 28: Zielsystem: Fahrt auf 1 cm Schwelle mit 20 m/s: vorn und hinten*

In Bild 28 sind die Simulationsergebnisse (Anregungsweg, Aufbauweg und Radweg) der Sprungantwort für vorn und hinten dargestellt. Es lassen sich dabei die folgenden Größen ermitteln:

- Das Lehrsche Dämpfungsmaß des Rades:  $\delta_{\text{Rad}} = 0,19$
- Die Aufbaueigenfrequenz:  $1,15 \leq f_A \leq 1,3 \text{ Hz}$

Die Simulationsergebnisse zeigen, dass mit entsprechender Reduzierung der Dämpfungs- konstante das Lehrsche Dämpfungsmaß des Rades tatsächlich den erwünschten Wert erreicht. Um den Unterschied zum Referenzsystem zu veranschaulichen, wird dieses dem Zielsystem im Frequenz- und im Zeitbereich gegenübergestellt (vgl. Bild 29, Bild 30):

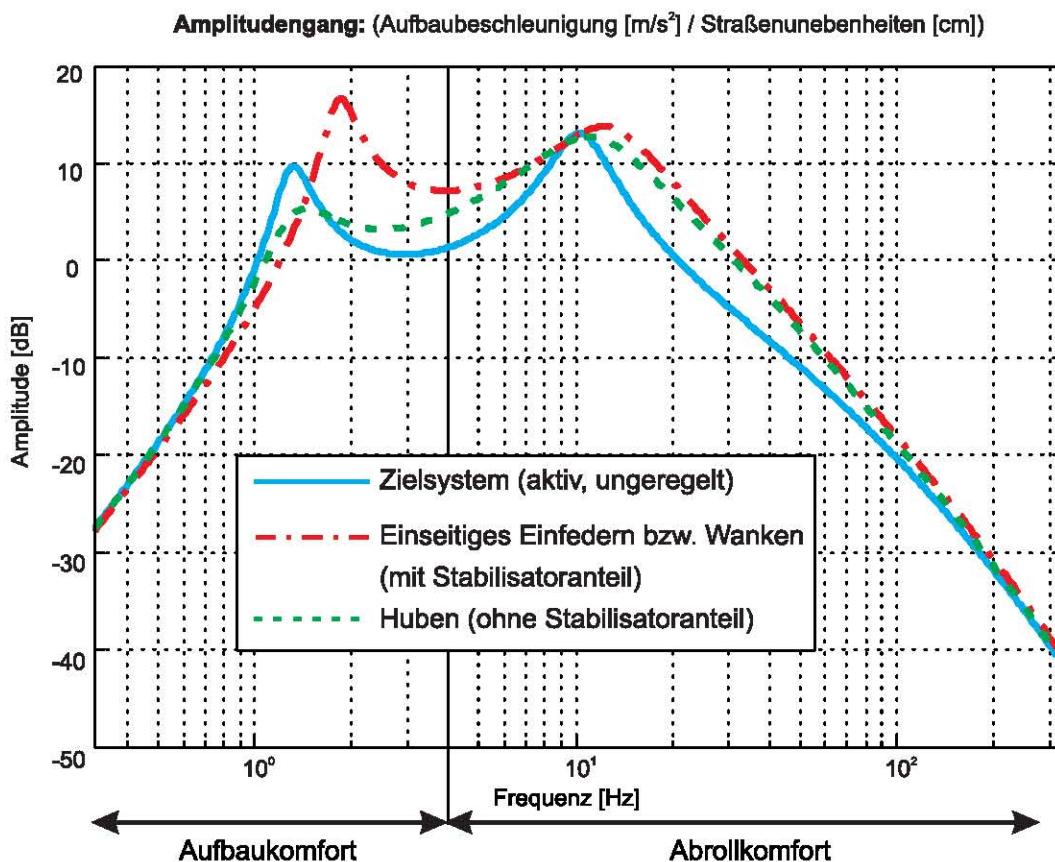


Bild 29: Zielsystem im Frequenzbereich

Im Bild 29 werden das dynamische Verhalten des Zielsystems und das des konventionellen BMW X5 miteinander verglichen. Diese passive Grundabstimmung des aktiven Systems erzielt einen sehr guten Abrollkomfort bei Geradeausfahrt, da die Beschleunigungsamplituden im Bereich ab 4 Hz deutlich niedriger liegen als die der Referenzsysteme. Dabei ist das Rad ausreichend gedämpft, was aus dem Vergleich der Amplituden im Radfrequenzbereich zu erkennen ist. Das ungünstigere Verhalten des Zielsystems im Aufbaufrequenzbereich ist hierbei irrelevant, da es später durch den aktiven Regleingriff gedämpft wird. Auf das Potenzial des aktiven Regeleingriffs wird später eingegangen.

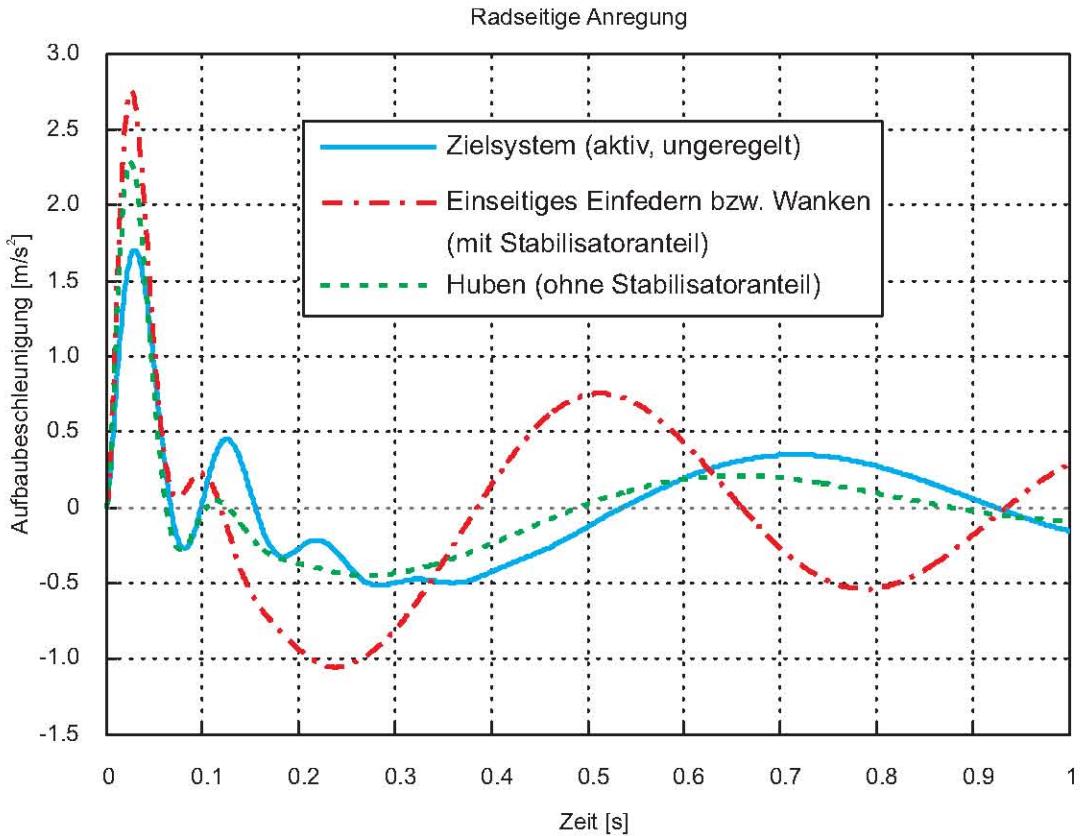


Bild 30: Fahrt auf 1 cm Schwelle mit 20 m/s, vorn (Aufbaubeschleunigung  $\ddot{z}_A$ )

Aus der Darstellung im Zeitbereich (vgl. Bild 30) ist der deutlich niedrigere Amplitudewert des ersten Überschwingers zu erkennen (Tabelle 3.25):

Tabelle 3.25: Vergleich Aufbaubeschleunigungen

Experiment	max. Aufbau- beschleunigung		max. Rad- beschleunigung	Aufbau frequenz
Huben BMW	2,285	81 %	32,9316	1,33
Wanken BMW	2,7549	100 %	32,8893	1,83
Zielsystem	1,7019	62 %	32,9856	1,15

Mit Hilfe des Viertelfahrzeugmodells wurde also das Verhalten des konventionellen BMW X5 für Vorder- und Hinterachse untersucht und analysiert. Als Ergebnis der Untersuchungen wurde ein Zielsystem definiert, das die Wunschdynamik des ungeregelten Fahrzeugs beschreibt und als Referenz für eine spätere Optimierung des Aktors in Bezug auf das Störverhalten dient.

## 4 Funktionsorientierte Auslegung des Federungssystems

Der Entwicklungsprozess mechatronischer Produkte ist ein iterativer, modellbasiertes und ganzheitlicher Prozess, in dem eine Bewegungsfunktion im Vordergrund steht. Demzufolge ist das Ziel beim funktionsorientierten Entwurf eine optimale Abstimmung des kontrollierten, dynamischen Bewegungsverhaltens des mechatronischen Systems. Die dynamischen Eigenschaften der Mechanik sind sehr stark durch die konstruktive Gestaltung bestimmt. Deswegen hat das Wechselspiel zwischen gestaltorientierter Konstruktion und modellbasiertener Auslegung der Systemdynamik eine entscheidende Bedeutung im Rahmen des mechatronischen Entwurfs.

In den unterschiedlichen Phasen des Entwurfsprozesses steht der Entwickler vor unterschiedlichen Aufgaben (Problemstellungen). Im Laufe der Entwicklung wächst der Wissensstand über das zu entwickelnde System. Einige ausgewählte Systemkomponenten nehmen eine konkrete Gestalt an, bis hin zum Prototypenaufbau. Dabei steigt der Bedarf an unterschiedlichen Modellen mit unterschiedlicher Modellierungstiefe. Diese werden in erster Linie benötigt, um den Einfluss konstruktiver Änderungen auf die Dynamik des Systems zu untersuchen. Ferner sollen durch die Identifizierung des Systems bzw. einiger Komponenten entsprechende Modelle validiert oder erweitert werden. Dabei werden qualitativ neue Erkenntnisse über das System gewonnen.

In diesem Kapitel werden folgende Aspekte behandelt:

- Das Konzept des neuen Fahrzeugfederungssystems wird erklärt und zusammengefasst.
- Das Aktorkonzept wird vorgestellt sowie dessen prinzipieller Unterschied zu den bekannten Flügelzellenprinzipien geklärt.
- Die mechatronische Komposition (Modellierung, Analyse, Synthese, Optimierung) und ihr Einfluss auf den Entwurf des neuen Federungssystems in unterschiedlichen Entwurfphasen werden erläutert.
- Das Wechselspiel zwischen Modell und Konstruktion wird verdeutlicht.
- Es werden einige Modelle und die daraus entstandenen Erkenntnisse über die Aktorik und deren Einfluss auf das Gesamtsystem vorgestellt.
- Durch den modellgestützten Einsatz entstandene konstruktive Änderungen werden erläutert.

Die Aktorauslegung spielt in der vorliegenden Arbeit eine zentrale Rolle. Deshalb soll an dieser Stelle geklärt werden, was genau im Rahmen dieser Arbeit unter einem Aktor verstanden wird.

Ein **Aktor** innerhalb eines mechatronischen Systems stellt die Verbindung zwischen der Steuerung bzw. Regelung und einem zu kontrollierenden Prozess dar und dient der Beeinflussung der Zustandsgrößen des Grundsystems. Aktoren sollen Energieflüsse, Massen- oder Volumenströme zielgerichtet einstellen. Ein Aktor, als Grundelement eines

mechatronischen Systems, kann auch als Subsystem (unterordnetes System) betrachtet werden.

Allgemeiner betrachtet, stellt das System "Aktor" eine Reihenschaltung (vgl. Bild 31) der Funktionsglieder Energiesteller, Energiewandler und Getriebe dar:

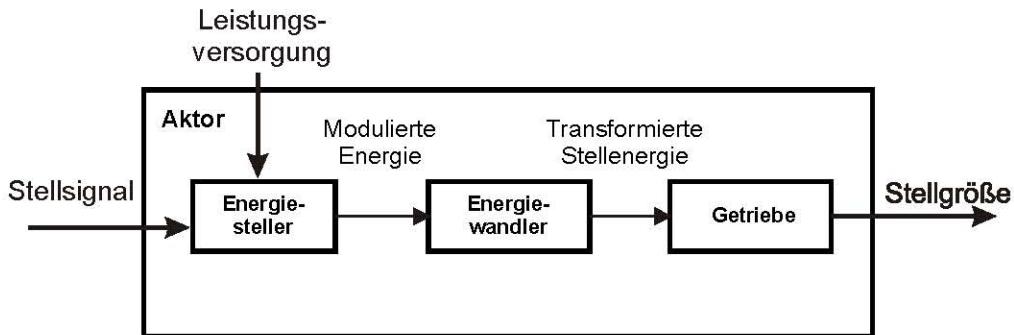


Bild 31: System "Aktor"

Der **Energiesteller** verbindet den Energiefluss (Leistungsversorgung) mit dem Informationsfluss (Stellsignal) und stellt eine treibende, modulierte Energie zur Verföhrung.

Der **Energiewandler** übersetzt die modulierte Energie in die Energieart der Stellgröße.

Das **Getriebe** formt die Stellenergie in die informationsbehaftete Stellgröße (Bewegungen, Kräfte, Stoffflüsse...) um und überträgt diese an den technischen bzw. zu kontrollierenden Prozess. Zum Beispiel kann in diesem Zusammenhang bei einem Elektromotor die Ausgangswelle als Getriebe verstanden werden. Ohne Stellwegvergrößerung beträgt das Übersetzungsverhältnis des Getriebes  $i = 1$ .

## 4.1 Konzept des neuen Fahrzeugfederungssystems

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse der Konzeptionsphase zusammengefasst. Nach einer Bewertung (vgl. Kapitel 3) wurden einige Varianten für die modellbasierte Analyse ausgewählt. Als Grundmodell für die modellbasierte Untersuchung wurde das in Kapitel 3.3 vorgestellte Viertelfahrzeug angenommen. Die detaillierte Beschreibung aller in Betracht gezogenen Lösungsvarianten ist nicht das Ziel dieser Arbeit, weswegen nur die Variante vorgestellt wird, die für die spätere Realisierung ausgewählt wurde.

Als erfolgversprechendste Variante hat sich ein System herausgestellt, bei dem vier Aktoren als Federungsaktoren (FA) direkt in jeden Querlenker integriert sind und dessen Drehbewegung<sup>10</sup> erzeugen (vgl. Bild 32, a). In der folgenden Beschreibung wird das neu entwickelte aktive Federungssystem als "Aktives Querlenker-System" (**AQL-System**) bezeichnet. Der Aktor übernimmt nicht nur die aktive Stabilisierung des Aufbaus, sondern auch die Dämpferfunktionen. Daher entfallen die konventionellen Dämpfer und

<sup>10)</sup> Der Vorteil der Integration eines rotatorischen Kraftstellers in den Lenker gegenüber einem linearen Kraftsteller (z. B. Hydraulikzylinder), der alternativ auch denkbar wäre, liegt in den gewonnenen Freiheitsgraden für das Achsdesign.

Wankstabilisatoren, was sich positiv auf den Fahr- bzw. Abrollkomfort auswirkt. Die stationäre Aufbaulast wird von einer konventionellen Luftfeder getragen. Damit handelt es sich hier um ein teiltragendes System (vgl. Kapitel 2.1.3). Die Luftfeder bietet zusätzlich die Möglichkeit eines quasistationären Niveaustauschs.

Eine zentrale Rolle im AQL-System spielt das speziell für diese Anwendung entwickelte neuartige ventillose (verdrängergesteuerte) hydraulische Aktorprinzip. Deswegen bildet die funktionsorientierte Auslegung des Aktors in einer ganzheitlichen Betrachtung aller Systemelemente und deren Auswirkung auf das Gesamtsystem einen der Schwerpunkte dieser Arbeit.

Der Federungsaktor ist ein komplexes System, das sowohl **aktive** (aufbaustabilisierende) als auch **semiaktive** (variable Dämpfung) Kräfte bzw. Momente stellen soll. Für die optimale Auslegung des Aktors ist das Verständnis der Aktorfunktionsstruktur und seiner Rolle als eines der Grundelemente im AQL-System erforderlich.

Der Federungsaktor (FA) ist eine modular aufgebaute Einheit, die elektrische Eingangsgrößen in mechanische Stellgrößen umwandelt und in Form eines Drehmoments auf den Querlenker überträgt (vgl. Bild 32, a):

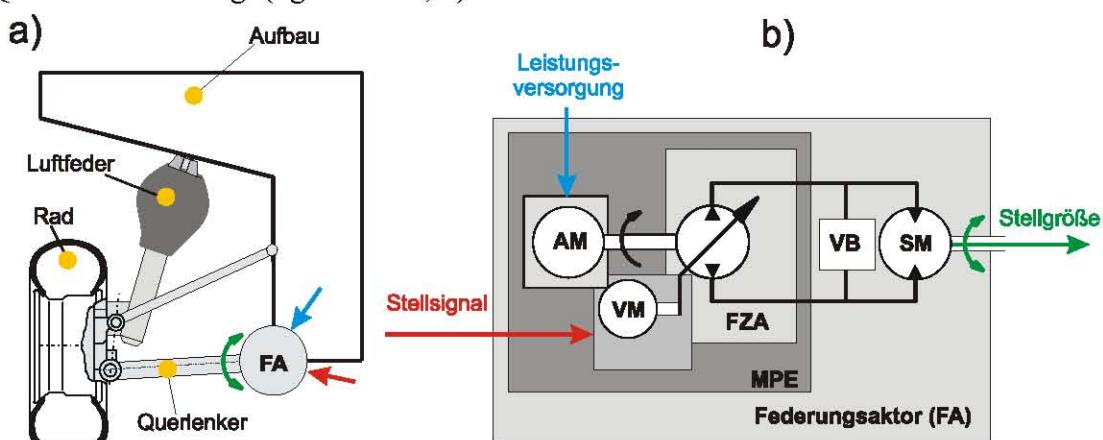


Bild 32: Aktorsystem: a) Aktoranordnung, b) Aktorfunktionsstruktur

Der Federungsaktor als System (Bild 33, b) besteht aus einer Motorpumpeneinheit (MPE), welche die elektrischen Eingangsgrößen (Leistungsversorgung und Stellsignal) verbindet und den Schwenkmotor (SM) mit einer hydraulischen, modulierten Energie versorgt. Der SM wandelt hydraulische in mechanische Stellenergie um und überträgt diese auf den Querlenker. Damit wird eine aktive Kraft zwischen Rad und Aufbau erzeugt. Die MPE kann in drei Aktor-Subsysteme unterteilt werden:

- Der Flügelzellenaktor (FZA) mit unterlagerter Druckrückführung verbindet den Energiefluss mit dem Stellsignal und wandelt die mechanische Energie in hydraulische Stellenergie um. Die umgewandelte hydraulische Energie wird an den SM übertragen. Die Gründe für die Auswahl eines Flügelzellenprinzips werden im Abschnitt 4.1.1 behandelt.
- Der Antriebsmotor (AM) wandelt elektrische Energie in mechanische (Solldrehzahl) um, die als Leistungsversorgung für den Flügelzellenaktor (FZA) zur Verfügung steht.

- Der Verstellmotor (VM) wandelt elektrische Energie in mechanische Energie um und erzeugt das Stellsignal für den FZA.

Schwenkmotor und Motorpumpeneinheit sind über sehr kurze hydraulische Leitungen verbunden ohne Verwendung von Speichern. Damit werden für den Druckaufbau niedrigere Ölvolumeströme benötigt, was eine kleinere Dimensionierung des FZA ermöglicht. Aufgrund der so entstehenden kleinen Kapazitäten existiert eine sehr steife Ankopplung des Rades an den Federungsaktor (FA) mit dem Vorteil einer sehr direkten Beeinflussung der Radauslenkung. Das bedeutet auf der anderen Seite natürlich auch, dass bei Straßenanregungen nicht nur die niederfrequenten Aufbaubewegungen, sondern in gleicher Weise auch die hochfrequenten Radbewegungen aufgrund der geringen Kapazitäten direkt auf den FZA einwirken. Damit der FZA überhaupt in der Lage ist, auf diese hochfrequenten Anregungen zu reagieren, wurde er mit einer Druckrückführung versehen. Eine genaue Beschreibung des Funktionsprinzips folgt in Kapitel 4.1.1.

Der Ventilblock (VB) verbindet MPE und SM miteinander und übernimmt dabei unter Anderem die Fail-Safe-Funktion. Eine genauere Beschreibung des Ventilblocks und seiner Funktionen folgt in Kapitel 4.1.2.

#### 4.1.1 Auswahl des Aktorprinzips

In diesem Kapitel wird zunächst auf die Gründe für die Verwendung eines Flügelzellenprinzips im AQL-System eingegangen. Es werden das Arbeitsprinzip und die Besonderheiten der konventionellen Flügelzellenpumpen erläutert. Anschließend wird ein kurzer Einblick in die durchgeführten konstruktiven Neuerungen gegenüber den konventionellen Flügelzellenpumpen gegeben.

Der wohl wichtigste Vorteil des AQL-Systems besteht in seiner energiesparenden Arbeitsweise. Während andere Systeme (z. B. ABC oder ARS) nach dem Drosselprinzip realisiert wurden, arbeitet das AQL-System nach dem energieeffizienteren Verdrängerprinzip. Beim **Drosselprinzip** wird ein zentraler Speicher durch eine druckgeregelte Pumpe auf einem konstanten Druckniveau gehalten, während ein Ventil diesen hohen Druck auf einen niedrigeren – im Federbein gerade benötigten – Druck herabdrosselt. Beim **Verdrängerprinzip** – wie es das AQL-System verwendet – wird kein konstantes hohes Druckniveau erzeugt, sondern der Druck, der aktuell am jeweiligen Rad benötigt wird, wird durch die Pumpe aufgebaut. Insbesondere bei Fahrten mit kleinen Radauslenkungen – wie bei der Geradeausfahrt auf Landstraßen oder Autobahnen – ergibt sich somit eine erhebliche Energieeinsparung ([54], [12], [55]).

Der Vorteil der Hydraulik liegt in dem großen Arbeitsvermögen bei gleichzeitig kleinen Abmessungen der Komponenten. Dabei werden praktisch ausschließlich Hydropumpen<sup>11</sup> verwendet, die nach dem hydrostatischen Prinzip arbeiten, d. h. relativ kleine Volumenströme werden bei hohen Drücken gefördert. Deswegen wird an dieser Stelle nur ein Überblick über die hydrostatischen Verdrängerpumpen gegeben.

<sup>11)</sup> Hydropumpen sind mechanisch-hydraulische Energieumformer, welche die von einer Antriebsseinheit bereitgestellte rotatorische mechanische Energie über die Pumpenwelle aufnehmen, in hydraulische Energie umformen und am Druckstutzen abgeben [30].

Für das AQL-System wird eine verstellbare Verdrängerpumpe benötigt. Damit entfallen also bereits die Familien der Zahnradpumpen und der Schraubenpumpen, da diese nicht verstellbar sind, so dass die Produktfamilien der Kolbenpumpen und der Flügelzellenpumpen übrig bleiben. Da die Reihenkolbenpumpen aufgrund ihrer sperrigen Bauweise entfallen, bleiben folgende Prinzipien zur Auswahl [48]:

- Axialkolbenprinzip,
- Radialkolbenprinzip und
- Flügelzellenprinzip.

Da der FA des AQL-Systems über eine Führungsbandbreite von mindestens 5 Hz verfügen muss, wird für die Verstellung der Pumpe gefordert, dass die Verstellkräfte gering und die Verstellwege kurz sind, um das System gut regeln zu können und mit einem kleinen Verstellaktor auszukommen. Damit entfällt bereits das Axialkolbenprinzip, da Axialkolbenpumpen einen großen Stellweg besitzen, der bei der geforderten großen Bandbreite ein Hindernis darstellt.

Vergleicht man die Radialkolbenpumpe und die Flügelzellenpumpe miteinander, so hat die Flügelzellenpumpe ein deutlich höheres Leistungs-Bauraumverhältnis. Ferner bringt die Flügelzellenpumpe noch einen einfachen und kompakten Aufbau sowie die Möglichkeit einer Leichtbaukonstruktion (Gehäuse aus Aluminium) als zusätzliche Vorteile ein. Damit verfügt die einhubige Flügelzellenpumpe<sup>12</sup> über das eindeutig größte Potenzial für die Weiterentwicklung und den Einsatz im AQL-System.

Die wesentlichen Vorteile der am Markt verfügbaren Flügelzellenpumpen sind folgende:

- Relativ geringe Abmessungen bei gleichem Verdrängungsvolumen, im Vergleich zu anderen Verdrängermaschinen
- geringe Volumenstrompulsation
- verstellbares Verdrängungsvolumen

Neben den angegebenen Vorteilen ergeben sich für die betrachtete Anwendung auch eine Reihe von Nachteilen, was eine Modernisierung des konventionellen Flügelzellenprinzips erfordert. Für ein besseres Verständnis wird zunächst auf die Arbeitsweise einer konventionellen Flügelzellenpumpe und deren Besonderheiten eingegangen.

<sup>12)</sup> Mehrhubige Flügelzellenpumpen sind Konstantpumpen.

## Verstellbare Flügelzellenpumpen und ihre Besonderheiten

Die wesentlichen Elemente der Flügelzellenpumpe sind Gehäuse, Rotor mit Flügeln, Hubring, Steuer- und Axialscheibe, Antriebs- und Verstelleinheit (vgl. Bild 33):

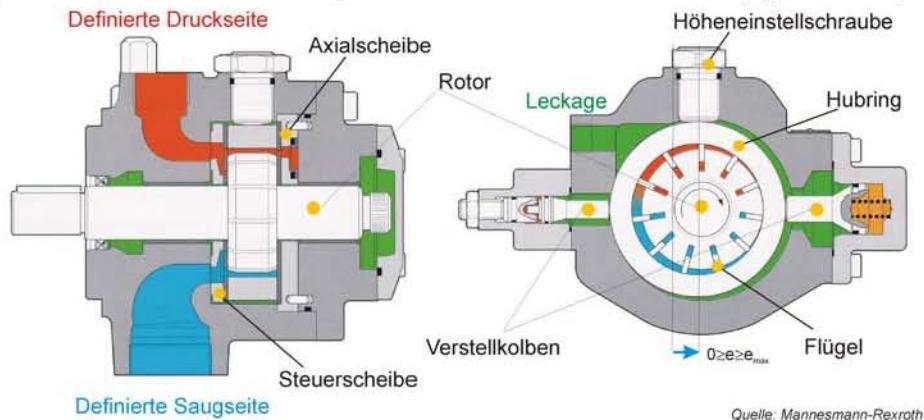


Bild 33: Serienflügelzellenpumpe (Mannesmann-Rexroth)

Die im Rotor radial verschiebbar angeordneten Flügel trennen die Verdrängerräume voneinander. Beim Drehen des Rotors werden die Flügel durch die Fliehkraft mit ihrer Dichtkante an die Hubkurve des exzentrisch gelagerten Hubringes gedrückt und gleiten an ihr entlang. In den meisten Fällen reicht die Fliehkraft allein nicht aus, um die Zellen voneinander abzudichten. Deshalb werden die Flügel an ihrer Unterseite mit einem zusätzlichen Druck – meist dem Förderdruck der Pumpe selbst – beaufschlagt. Die Flügel bilden dabei einzelne druckdichte Förderzellen, die seitlich begrenzt sind. Durch die exzentrische Anordnung zwischen Rotor und Hubring ändert sich das Kamervolumen der Zellen stetig. Es wird beim Ansaugvorgang vergrößert und beim Druckvorgang verkleinert, wodurch Druckflüssigkeit vom Saug- zum Druckstutzen verdrängt wird. Die Flügel schieben sich beim Ansaugvorgang um das Doppelte der Exzentrizität  $e$  aus dem Rotor heraus, um beim Druckvorgang wieder um diesen Wert in den Rotor einzutauchen. Die Größe des Verdrängervolumens hängt bei dieser Bauart von der Größe der Exzentrizität zwischen Rotor und Hubring und den geometrischen Abmessungen des Rotors ab. Die Exzentrizität kann aufgrund der einseitigen Lagerung des Hubringes auf der Höheneinstellschraube nur in eine Richtung, von  $e_{max}$  bis Null, verstellt werden [48].

Das hier beschriebene Flügelzellenprinzip bringt folgende Nachteile mit sich:

- Ein großer Nachteil der zur Zeit auf dem Markt angebotenen Flügelzellenpumpen ist die vorgegebene Drehrichtung des Rotors in Verbindung mit einer definierten Saug-Druckseite, die durch die Anordnung des Hubringes in Kombination mit der Höheneinstellschraube bestimmt wird. Bei den Serienflügelzellenpumpen würde im Fall einer Drehrichtungsumkehr, infolge der Reaktionskräfte aus Saug- und Druckseite, der Hubring von der Höheneinstellschraube abheben und in entgegengesetzter Richtung in das Gehäuse schlagen. Diese Pumpen besitzen deshalb nur eine definierte Saug-/Druckseite.
- Heutige bekannte Bauformen von verstellbaren Flügelzellenpumpen haben entsprechend hohe Leckölverluste, da der Raum um den Hubring herum druckfrei ist, was höhere interne Leckage verursacht.

- Die Verstelleinheit, die aus zwei Steuerkolben besteht, ist reibungsbehaftet. Dadurch ergeben sich Verstellzeiten der Pumpe, die einer mäßigen Verstelldynamik entsprechen (Bandbreite < 3 Hz).
- Die mechanische Höheneinstellung des Hubrings zur manuellen Arbeitspunkteinstellung ist bei den bekannten Bauformen aufwändig, relativ ungenau und kann nur während des Betriebs erfolgen [89].
- Die meisten konventionellen Flügelzellenpumpen sind empfindlich gegen Druckspitzen. Diese können zum Flügelbruch führen. Deswegen ist ein Druckbegrenzungsventil zur Begrenzung der Druckspitzen erforderlich.

Eine Patentrecherche ergab über 300 unterschiedliche, meist konstruktive Vorschläge zum Thema der hydraulischen Pumpen und Motoren in Flügelzellenbauart. Die Fülle an Patenten zeugt von großem Interesse für die Akteure dieser Bauart.

Die konstruktive Gestaltung beeinflusst im Wesentlichen die Funktion der Flügelzellenpumpen. Besonders wichtig für den reversiblen Betrieb ist die Lagerung des Hubrings. In Bild 34 sind wesentliche Möglichkeiten der Hubringlagerung zusammengestellt:

- a) Typische Ausführung einer konventionellen variablen FZP. Der Hubring wird durch die entstehende Kraft  $F_{Druck}$  an die Höhenverstellschraube angepresst. Der Hubring besitzt zwei Freiheitsgrade; er kann rotieren und linear verschoben werden. Der Volumenstrom kann von  $V_{min} = 0$  bis  $V_{max}$  variiert werden. Definierte Druck- und Saugseite durch einseitige Lagerung.
- b) Der Hubring ist auf einer Welle gelagert und führt eine Drehbewegung aus. Eine Entlastung der Welle ist nur durch den Einsatz reibungsbehafteter Dichtungen realisierbar. Die Verstellung des Hubringes kann theoretisch in beide Richtungen ausgeführt werden. Durch die aufwändige Ausführung der Steuerscheibengeometrie und durch die vordefinierte Drehbewegung des Rotors ist ein symmetrisches Verhalten der Pumpe nicht realisierbar.
- c) Der Hubring analog zu der Variante a) wird durch die entstehende Kraft  $F_{Druck}$  an eine Seite angepresst. Durch die Punktierung ist die lineare Verschiebung des Hubringes gesperrt. Definierte Druck- und Saugseite durch einseitige Lagerung.
- d) In einem Gehäuse ist ein Fördergehäuse (analog zum Hubring) mit exzentrisch angeordnetem Arbeitsraum schwenkbar gelagert. Durch die schwenkbare Bewegung wird die Exzentrizität bzw. das Fördervolumen der Pumpe verändert.
- e) Hydrostatische Lagerung des Hubkolbens (analog zum Hubring) ermöglicht eine lineare Bewegung und eine reibungsarme Änderung der Exzentrizitäten bzw. des Fördervolumens und der Förderrichtungen.

Die Variante e) wird für die Anwendung als besonders vorteilhaft bewertet und im folgenden Abschnitt näher betrachtet.

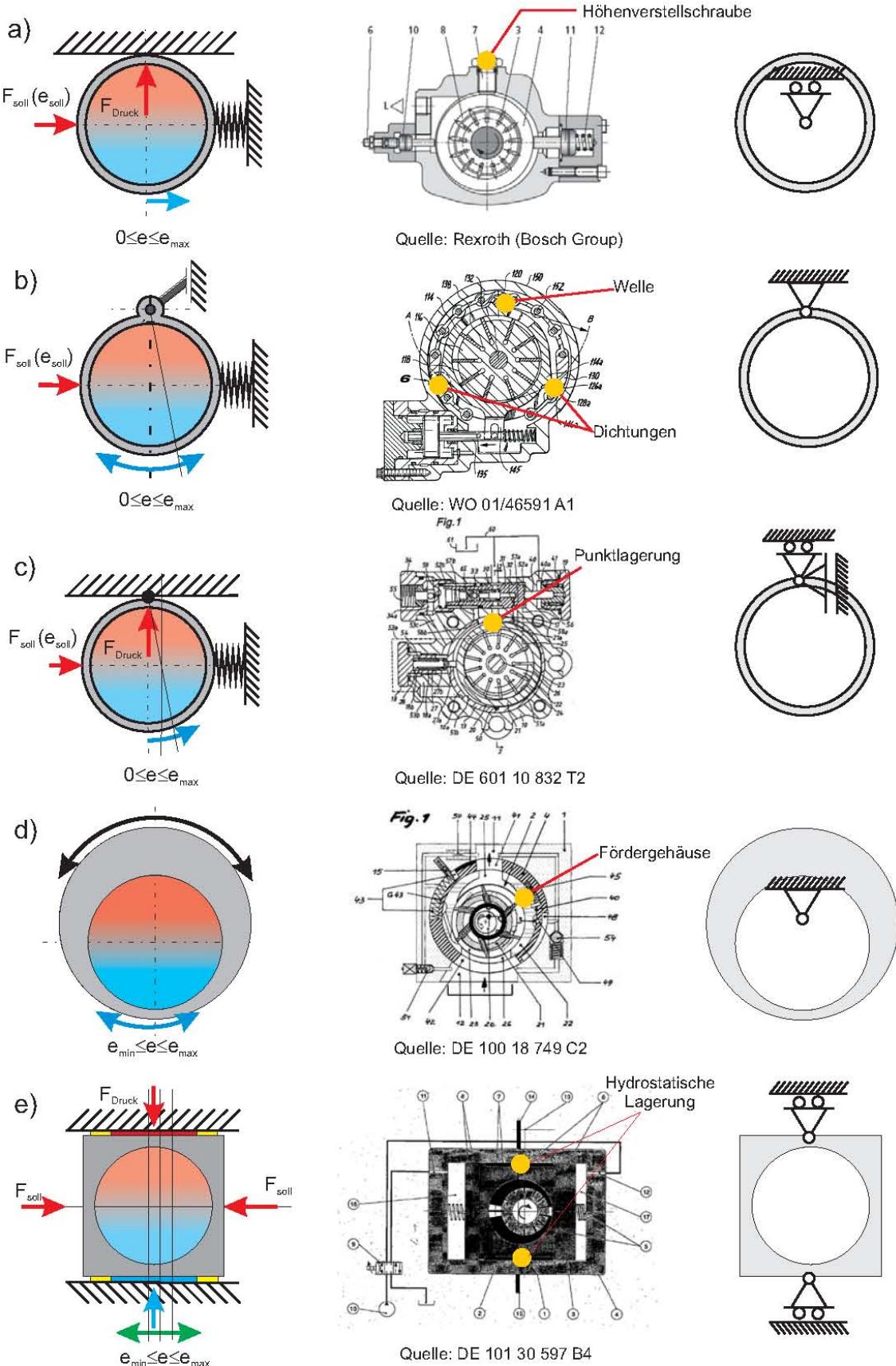


Bild 34: Hubringlagerung

### Reversierbare Flügelzellenpumpe (FZP)

Im Jahre 2001 hat Becker [12] ein modifiziertes reversierbares Flügelzellenprinzip vorgeschlagen. Im Gegensatz zu konventionellen, am Markt befindlichen Pumpen besitzt der Hubkolben eine **hydrostatische Lagerung**<sup>13</sup>, was eine Verstellung in beide Richtungen von  $-e_{\max}$  bis  $e_{\max}$  ermöglicht, d. h. die Pumpe hat keine definierte Druck- und Saugseite und kann den Volumenstrom in beide Richtungen fördern (vgl. Bild 35). Außerdem ist die Verstellung des Fördervolumenstroms mittels zweier entstehender Verstellkammern realisiert. Das ermöglicht eine höhere Verstellungsbandbreite.

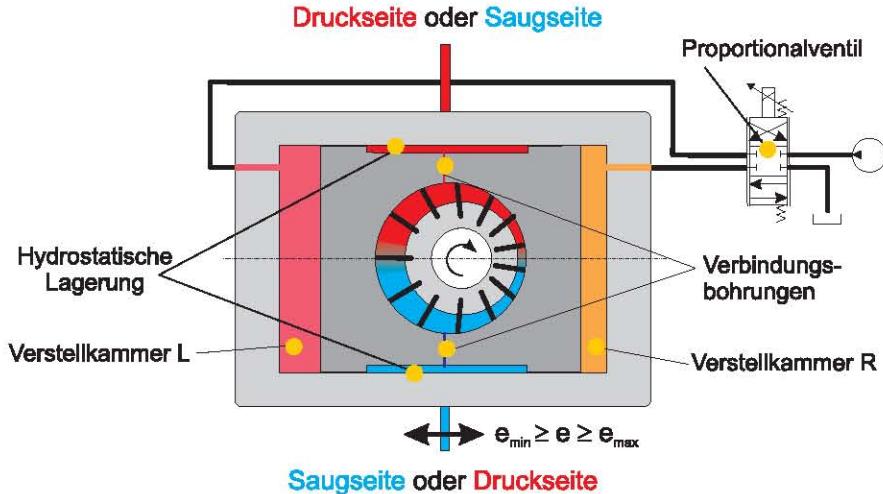


Bild 35: Reversible Flügelzellenpumpe [12]

Der in Bild 35 dargestellte Positionier- und Verstellmechanismus verdeutlicht das Funktionsprinzip dieses reversierbaren Aktors. Der rechteckige Hubkolben wird durch zwei unter Öldruck stehende Druckspalten der hydrostatischen Lagerung im Gehäuse horizontal geführt. Die geometrische Begrenzung dieser Druckspalte wird durch teflonbeschichtete Gleitbänder erzielt, die in das Gehäuse eingesetzt werden. Mittels dieser Bänder, die optimale Gleiteigenschaften aufweisen, ist es möglich, eine gute horizontale Abdichtung zu den angrenzenden Verstellkammern L und R zu erreichen.

Verbindungsbohrungen zwischen der Saug-/Druckseite und den Druckspalten garantieren, dass sich in dem jeweiligen Spalt der gleiche Druck aufbaut wie der auf derselben Seite liegende Druck im Arbeitsraum.

Mit einem externen Proportionalventil, das über eine Steuerölpumpe versorgt wird, kann die horizontale Verschiebung des Hubkolbens, die eine Verstellung des Fördervolumenstroms bewirkt, realisiert werden. Ein integrierter Sensor sowie eine intelligente Informationsverarbeitung liefern Steuersignale an das Proportionalventil, das Druckflüssigkeit über die Kammeranschlüsse in die Verstellkammern L und R steuert.

<sup>13)</sup> Eine hydrostatische Lagerung ist eine Anordnung, bei der ein mechanischer Druck durch einen hydraulischen Gegendruck kompensiert wird, der durch ein eigenes Aggregat (externe belastungsunabhängige Druckquelle) erzeugt wird. In diesem Fall wird der hydraulische Druck aus dem System entnommen. Deswegen handelt es sich hierbei eigentlich um ein hydraulisches Lager mit hydrostatischer Entlastung. Da für die beschriebene Hubkolbenlagerung der Begriff "hydrostatische Lagerung" geprägt wurde, wird er in dieser Arbeit so weiter verwendet.

Das vorgestellte Positionier- und Verstellprinzip besitzt eine Reihe von besonderen Merkmalen, aus denen sich Vorteile gegenüber den Serienflügelzellenpumpen ergeben, die im Folgenden kurz erläutert werden [12]:

- Ein großer Vorteil ist die Ermöglichung eines 4-Quadranten-Betriebs für eine Flügelzellenpumpe.
- Die aus dem neuen Prinzip resultierende hydraulische Höhenpositionierung bewirkt eine automatische Justierung des Hubkolbens und damit den Wegfall der manuell zu bedienenden Höheneinstellschraube, wie sie bei konventionellen Flügelzellenpumpen benötigt wird.
- Die hydrostatische Hubkolbenlagerung ermöglicht aufgrund der hydraulischen Kraftkompensierung, die den Kolben „aufschwimmen“ lässt, und optimal ausgewählter Gleitpartner ein nahezu reibungsfreies Verstellen des Kolbens, verbunden mit einer hohen Verstelldynamik.
- Die Empfindlichkeit der Ansteuerung gegenüber pulsierenden Kräften der Flügelzellen wird durch die größeren Verstellflächen am Kolben verringert, da sich mit zunehmender Größe der Wirkflächen die Eigenfrequenz des Kolbens auf den Ölsäulen der Verstellkammern erhöht, wodurch die Steifigkeit des Systems zunimmt.
- Es sind geringere Leckölverluste zu erwarten, da der Raum um den Hubkolben mit Öldruck beaufschlagt wird.
- Mit Hilfe des für die Ansteuereinheit verwendeten Proportionalventils, des integrierten Sensors und einer geeigneten Informationsverarbeitung können verschiedene, frei konfigurierbare Pumpencharakteristiken abgebildet werden. Störende, unerwünschte nichtlineare Effekte lassen sich mit einer intelligenten Informationsverarbeitung teilweise kompensieren.
- Die Regelung des Fördervolumens der Pumpe kann durch eine Volumenstromregelung oder eine Druckregelung realisiert werden.
- Durch die hydraulische Lagerung des Hubkolbens existieren keine direkten Berührungsflächen zwischen Kolben und Gehäuse, weshalb nachweisbar eine Reduktion des Schallpegels erreichbar ist.

Trotzdem bleibt die Pumpe empfindlich gegen Druckspitzen, d. h. im Falle des Auftretens von Druckspitzen in den Leitungen steigt die Gefahr des Flügelbruchs.

### **Reversible FZP mit unterlagerter Druckrückführung**

Im Sinne der Definition aus Kapitel 4.1 ist die Flügelzellenpumpe mit unterlagerter Druckrückführung als Flügelzellenaktor (FZA) zu bezeichnen. Im AQL-System ist die MPE direkt mit dem Schwenkmotor verbunden – beide bilden zusammen mit einem Ventilblock den Federungsaktor. Der Aktor soll nicht nur die aktive Kraft stellen, die man für die Aufbaustabilisierung benötigt, sondern in gleicher Weise auch die hochfrequenten Radbewegungen beeinflussen (vgl. Kapitel 4.1). Um diese Funktionen zu realisieren, wurden am Flügelzellenaktor (FZA) folgende prinzipielle Änderungen vorgenommen:

- Der Hubring wurde analog zu dem in [12] dargestellten Prinzip in Form eines

Hubkolbens ausgeführt und hydrostatisch gelagert.

- Die beiden angrenzenden Kammern L und R sind im Gegensatz zu dem in [12] beschriebenen Prinzip durch eine definierte Drosselstelle miteinander verbunden. Bei der Bewegung des Hubkolbens fließt das Öl aus einer Kammer in die andere und dämpft so die Hubkolbenbewegung in Verstellrichtung.
- Der Hubkolben ist in Verstellrichtung elastisch gelagert.
- Antrieb und Verstellung des Flügelzellenaktors sind elektro-mechanisch realisiert. Dabei wird die Sollvorgabe durch die elastischen Federn an den Hubkolben gegeben.
- Um die Höhe der Dämpfungs Kräfte zu beeinflussen, wurde die Pumpe mit einer Druckrückführung versehen, die Drücke in den Leitungen auf den Hubkolben aufprägt.

Die durch die prinzipiellen Änderungen entstandene neue Funktionalität des Aktors (FZA) lässt sich anhand des neu entwickelten AQL-Systems erläutern (Bild 36):

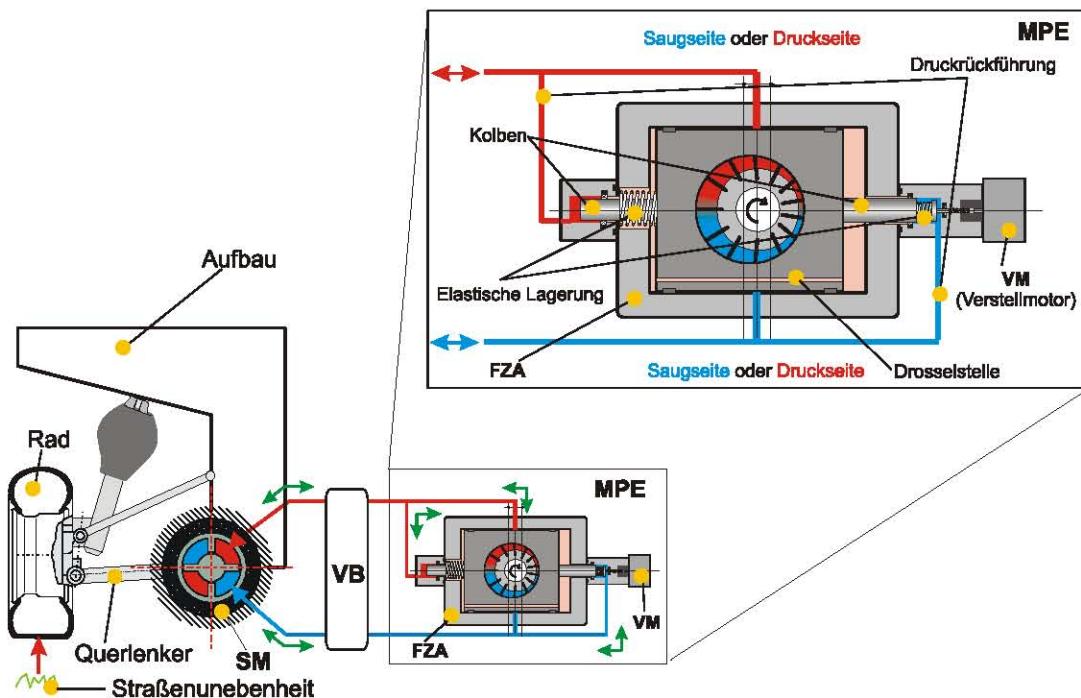


Bild 36: Reversible FZA mit unterlagerter Druckrückführung im AQL-System

Bewegt sich ein durch die Straßenunebenheit angeregtes Rad, so wird durch die Auslenkung des Schwenkmotors ein Druck in der Leitung aufgebaut, der normalerweise dazu führen würde, dass die Radauslenkung blockiert wird. Gleichzeitig wird dieser Druck über die Leitung der Druckrückführung auf den Verstellkolben gegeben, so dass dieser aus seiner Nulllage verschoben und der vom Schwenkmotor aufgebaute Druck vom FZA abgebaut wird. Damit bewirkt diese Druckrückführung also eine Druckregelung, die im Idealfall dafür sorgt, dass im Schwenkmotor keine Drücke aufgebaut werden und das Rad widerstandslos ausgelenkt werden kann. Da nun in den Leitungen der Druckrückführung Kapazitäten existieren und der Hubkolben durch seine Masse über eine Trägheit verfügt – auch wenn diese sehr klein ist –, kann der durch eine Radauslenkung entstehende Druck

nicht unendlich schnell abgebaut werden. Folglich entstehen bei schnellen Radauslenkungen Druckerhöhungen, die eine Kraft erzeugen, die der Radbewegung entgegenwirkt und proportional zur Auslenkungsgeschwindigkeit ansteigt. Diese im Grunde störende Systemträgheit wird im AQL-System nun so abgestimmt, dass die daraus resultierende Raddämpfung genau der gewünschten Dämpfung entspricht. Somit kann das hochfrequente **Störverhalten** des Aktors durch Grundabstimmung der Druckrückführung in gewünschter Weise ausgelegt werden. Der aktive Eingriff beschränkt sich dabei auf die niederfrequenten Anteile.

Neben der beschriebenen internen Druckreglungsfunktion kann mit Hilfe des Verstellmotors (VM) über eine Feder eine aktive Kraft auf den Hubring aufgeprägt werden, um diesen aus seiner Nulllage zu verschieben. Durch die entstehende Exzentrizität wird im Schwenkmotor der gewünschte variable Druck aufgebaut und so unabhängig von der aktuellen Radauslenkung und Radauslenkungsgeschwindigkeit das gewünschte Moment zur Verfügung gestellt. Dabei wird das **Führungsverhalten** des Aktors hauptsächlich durch die Dynamik des Verstellmotors bestimmt.

Die beiden Funktionen **überlagern** einander und bewirken eine gedämpfte Hubringbewegung um die momentane (verschobene) Nulllage des Hubrings. Dadurch wird es ermöglicht, die niederfrequente Bewegung des Aufbaus durch einen Regler in gewünschter Weise zu beeinflussen, ohne die hochfrequente Raddämpfung zu verändern.

Die wesentlichen Merkmale des neuen reversiblen Flügelzellenprinzips mit unterlagerter Druckrückführung sind damit folgende:

- Die Vorteile der ersten beiden Prinzipien werden beibehalten.
- Die elastische Lagerung des Hubrings macht den FZA unempfindlich gegen externe Druckstöße.
- Durch die interne Druckrückführung lässt sich das gewünschte Störverhalten einstellen.
- Antriebs- und Verstelleinheit basieren auf dem elektro-mechanischen Prinzip.

#### 4.1.2 Dimensionierung der Aktorkomponenten

In diesem Kapitel wird die auf den Anforderungen basierende Dimensionierung der Systemkomponenten erläutert. Es werden die Größe der erforderlichen Kräfte und die daraus resultierende Dimension des Schwenkmotors bestimmt. Außerdem werden Annahmen getroffen, um die Volumenströme und das geometrische Schluckvolumen des Flügelzellenaktors (FZA) abzuschätzen. Die Funktionsprinzipien des Schwenkmotors und des Ventilblocks werden ebenfalls erläutert.

##### Schwenkmotor

Der verwendete Schwenkmotor (**SM**) ist ein Drehflügelschwenkmotor, der aus zwei Kolbenflügeln (Verdrängerflügel) und zwei Trennsegmenten (Trennflügel) besteht, die vier Verdrängerräume (Kammern) bilden (vgl. Bild 37). Die einander gegenüberliegenden Verdrängerräume sind durch im Rotor angebrachte Bohrungen miteinander verbunden und durch den Ventilblock an den FZA angeschlossen. Der Rotor mit den

Kolbenflügel ist elastisch im Querlenker gelagert. Das Schwenkmotorgehäuse (Stator) ist ebenfalls durch ein elastisches Lager mit dem Aufbau verbunden. Ändert sich der Abstand zwischen Rad und Aufbau, so wird eine Relativbewegung zwischen Rotor und Stator erzeugt, die dazu führt, dass das Öl aus einer Kammer verdrängt und in der anderen angesaugt wird. Im Falle eines Druckaufbaus seitens des FZA kann vom SM aktiv ein Drehmoment erzeugt werden.

Bei dem im Zielfahrzeug erforderlichen Radweg von  $\pm 120$  mm und der gegebenen Querlenkerlänge muss der Schwenkwinkelbereich mindestens  $\varphi_{SM} \pm 25^\circ$  umfassen.

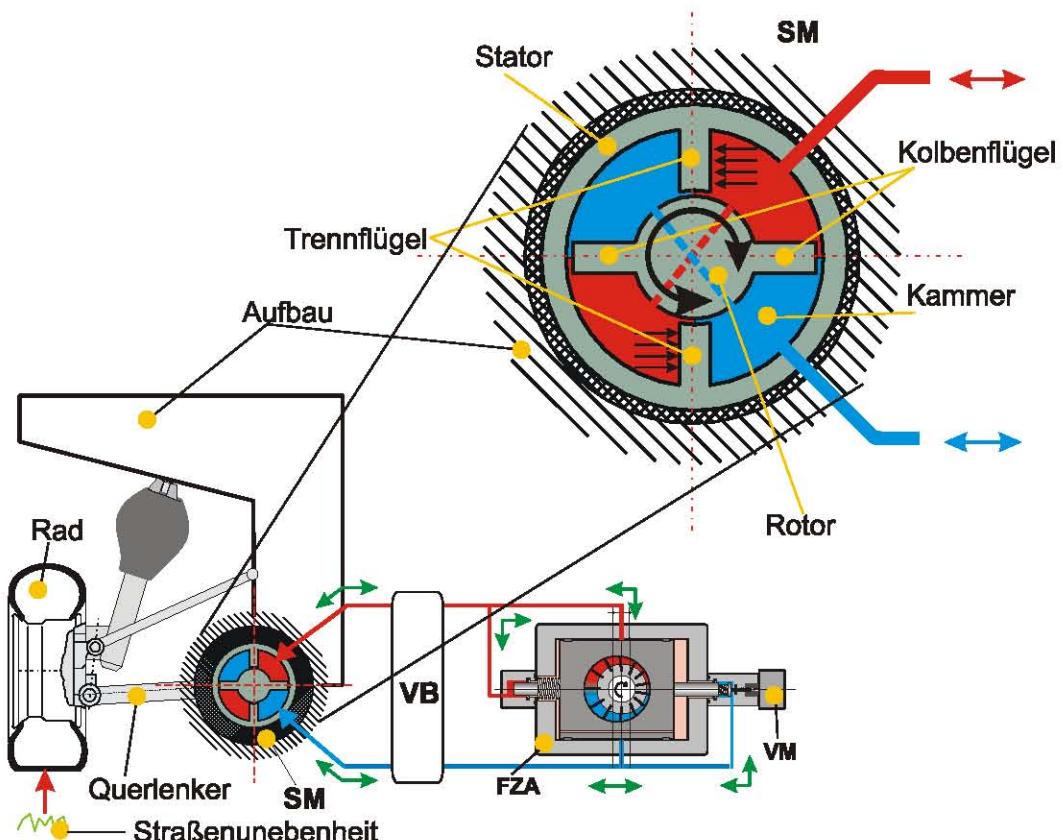


Bild 37: Schwenkmotor im AQL-System

Die maximal erforderliche radbezogene Gesamtkraft  $F_{Rad}^{\max}$  setzt sich zusammen aus der aktiven Kraft  $F_a$  und der Dämpfungskraft  $F_d$ . Damit soll der FZA bei maximaler Querbeschleunigungskompensation in der Kurve noch ausreichend Reserve aufweisen, um das durch Straßenunebenheiten angeregte Rad zu dämpfen.

$$F_{Rad}^{\max} = F_a^{\max} + F_d \quad (4.1)$$

Die maximale aktive Kraft  $F_{za}^{\max}$  ergibt sich aus der Forderung nach vollem Wankausgleich bis zur maximalen Querbeschleunigung von  $a_y^{\max} = 6 \text{ m/s}^2$  zu:

$$F_a^{\max} = \frac{a_y^{\max} \cdot m_{Achs}^{\max} \cdot h_{SPWA}}{l_{SW}}; \quad (4.2)$$

In die Gleichung (4.2) werden die Parameter des Zielfahrzeugs eingesetzt:

$l_{SW}$	=	1,576 m	Spurweite
$h_{SPWA,v}$	=	0,553 m	Abstand zwischen Schwerpunkt und Wankachse vorn
$h_{SPWA,h}$	=	0,571 m	Abstand zwischen Schwerpunkt und Wankachse hinten
$m_{Achs,v}^{\max}$	=	1100 kg	Achslast ohne ungefederte Massen vorn
$m_{Achs,h}^{\max}$	=	1344 kg	Achslast ohne ungefederte Massen hinten

Für die Raddämpfung bei der Kurvenfahrt benötigt man eine zusätzliche Kraft  $F_d$ . Es wird angenommen, dass bei der maximalen vertikalen Radgeschwindigkeit von  $v_{Rad}^{\max} = 1 \text{ m/s}$  das Lehrsche Dämpfungsmaß für das Rad nicht das des Zielsystems überschreiten soll. Die erforderliche Dämpfungskraft  $F_d$  ist aus der in Kapitel 3.5 angestrebten Dämpfungskonstante  $d$  für das Zielsystem abzuleiten. Damit ergibt sich für die radbezogene Dämpfungskraft:

$$F_d = d \cdot v_{Rad}^{\max} \quad (4.3)$$

mit:

$d_v$	=	1500 Ns/m	Dämpfungskonstanten für die vorderen Räder
$d_h$	=	2000 Ns/m	Dämpfungskonstanten für die hinteren Räder

Das Moment  $M_{SM}$  im Schwenkmotor lässt sich nach folgender Beziehung berechnen:

$$M_{SM} = F_{Rad} \cdot l_Q \quad (4.4)$$

mit:

$l_{Q,v}$	=	0,307 m	Querlenkerlänge vorn
$l_{Q,h}$	=	0,315 m	Querlenkerlänge hinten

In der Tabelle 4.5 sind entsprechende Drehmomente für Vorder- und Hinterachse bei unterschiedlichen Querbeschleunigungen aufgetragen:

*Tabelle 4.5: Erforderliches Moment für die Querbeschleunigungskompensation*

$a_y [\text{m/s}^2]$	$M_{SM,v} [\text{Nm}]$	$M_{SM,h} [\text{Nm}]$
1	460	630
3	815	1090
6	1170	1550

Das Schluckvolumen des Schwenkmotors  $V_{SM}$  ergibt sich aus der Beziehung:

$$V_{SM} = 2\pi \frac{M_{SM}^{\max}}{p_{\max}} \quad (4.6)$$

mit:

$p_{\max}$	$= 120 \cdot 10^5 \text{ Pa}$	maximal angenommener Druck
$M_{SM}^{\max}$	$= 1550 \text{ Nm}$	bei einer Kurvenfahrt maximal benötigtes Moment für die Kompensation der Querbeschleunigung und gleichzeitige Dämpfung des von der Straße ange- regten Rades

Damit ergibt sich für das erforderliche Schluckvolumen vorn und hinten:

$$V_{SM,v} = 6,1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{U};$$

$$V_{SM,h} = 8,11 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{U}$$

Anhand der Dimensionierung und aus Konstruktionsgründen<sup>14</sup> (Packaging) wurde ein Schwenkmotor mit dem Schluckvolumen von  $V_{SM} = 8,06 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{U}$  ausgewählt.

### Schluckvolumen der Pumpe

Das erforderliche Schluckvolumen des FZA ergibt sich aus der Größe des Schwenkmotors und der maximalen zu erwartenden Einfedergeschwindigkeit des Rades.

Bei einer angenommenen maximalen Radgeschwindigkeit von  $v_{\text{Rad}}^{\max} = 1 \text{ m/s}$  kann die Winkelgeschwindigkeit des Schwenkmotors aus der folgenden Beziehung berechnet werden:

$$\omega_{SM}^{\max} = \frac{v_{\text{Rad}}^{\max}}{l_Q} \quad (4.7)$$

Die Bewegung des Rades bewirkt, dass das Öl aus dem Schwenkmotor verdrängt wird und dadurch ein Volumenstrom  $Q_{SM}$  entsteht, der ungehindert durch den FZA fließen soll. Die erforderliche Dämpfung wird durch die entsprechend ausgelegte überlagerte Druckruckführung realisiert.

$$Q_{SM} = V_{SM} \cdot \omega_{SM}^{\max} = 4,072 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \approx 24,5 \text{ l/min} \quad (4.8)$$

Die realen Flügelzellenpumpen besitzen – wie alle Verdrängermaschinen – zwischen den sich bewegenden Teilen (z. B. Flügel und Hubring) verschiedene Spalte bzw. konstruktionsbedingte Spiele. Die Flügel haben unter anderem eine Dichtfunktion bzw. sollen eine Trennung von Räumen mit unterschiedlichem Druck gewährleisten. In den Dichtspalten baut sich eine Strömung infolge der anliegenden Druckdifferenz auf. Das verursacht die volumetrischen Verluste  $Q_V$ , die bei Dimensionierung und Auslegung berücksichtigt wer-

<sup>14)</sup> Der Schwenkmotor sollte dem Achsdesign angepasst werden.

den müssen. In dieser Phase der Auslegung werden diese Verluste mit 20 % angenommen. Später werden die Ursachen und die Maßnahmen für die Reduktion der volumetrischen Verluste näher erläutert.

Das maximale Schluckvolumen des FZA  $V_{FZA}^{\max}$  lässt sich aus folgender Beziehung ermitteln:

$$V_{FZA}^{\max} = \frac{2\pi(Q_{SM} + Q_V)}{\omega_{AM}} = 10 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{U} = 10 \text{ cm}^3/\text{U} \quad (4.9)$$

mit:

$$\omega_{AM} = 314 \text{ rad/s} \quad \text{Winkelgeschwindigkeit des Antriebsmotors (AM)}$$

Dies ergibt sich aus der Annahme der Nenndrehzahl von  $n_{AM} = 3000 \text{ U/min}$ .

### Ventilblock

In diesem Abschnitt werden der Aufbau und die Funktion des Ventilblocks, der MPE und SM miteinander verbindet, erläutert (vgl. Bild 38).

Der Ventilblock (VB) besteht aus folgenden Komponenten:

- Einem 3/2-Wege-Schieberventil, das bei Bedarf zwischen beiden hydraulischen Kreisen (Hauptkreislauf, Bypasskreislauf) umschaltet;
- der Bypassdrossel zur Erfüllung der Fail-Safe-Funktion;
- dem Doppel-Druckbegrenzungsventil, das den FZA vor Überlastung (Druckspitzen  $p > 120 \text{ bar}$ ) schützen soll.

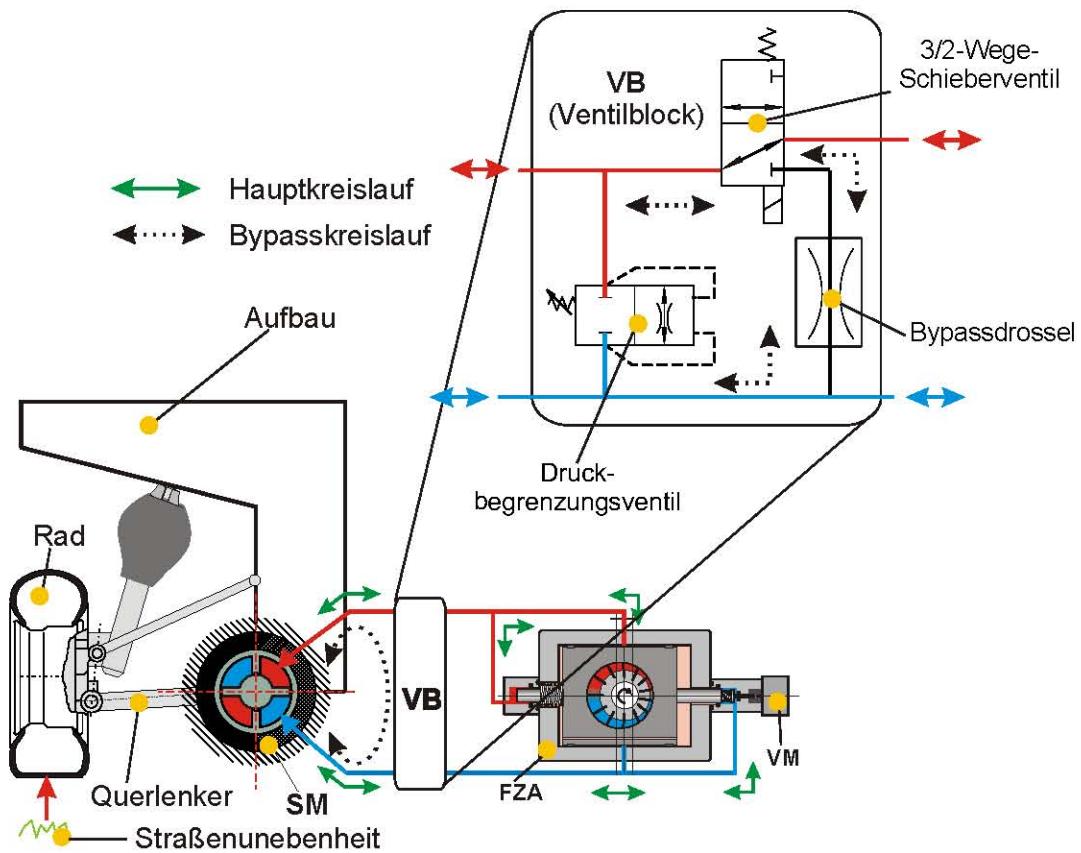


Bild 38: Ventilblock im AQL-System

Mit Hilfe des Ventilblocks lassen sich folgende Funktionen abbilden:

- **Fail-Safe-Funktion**

Bei einem Ausfall des Antriebsmotors (AM) ist die gewünschte Dämpfung durch den FZA nicht mehr gewährleistet; deshalb wird mit Hilfe eines in den VB integrierten 3/2-Wege-Schieberventils auf den Notbetrieb umgeschaltet. Der Ölstrom wird dazu durch eine Bypassdrossel geleitet (Bypasskreislauf), die so ausgelegt ist, dass das Fahrzeug im Notbetrieb über die gleiche Dämpfung verfügt wie beim konventionellen Fahrwerk.

Das Ventil muss im Betriebsfall in beide Richtungen durchströmt werden können. Dabei ist es sehr wichtig, dass kein signifikanter Druckabfall entsteht.

- **Druckbegrenzung** (Schutz der Pumpe vor Überlastungen)

Der FZA ist zwar gegen Druckspitzen unempfindlich, allerdings nur in gewissen Grenzen. Deswegen soll er gegen Überlastungen geschützt werden. Zum Schutz der MPE vor Überlastung (Druckspitzen infolge sprungförmiger Radanregung mit hoher Amplitude) soll ein Druckbegrenzungsventil integriert werden.

- **Standby-Modus**

Um die Leerlaufverluste<sup>15</sup> zu reduzieren, lässt sich mit Hilfe des Ventilblocks ein energiesparender Betrieb bzw. Standby-Modus realisieren. Dabei werden bei

Geradeausfahrt auf langen Strecken (z. B. Autobahnfahrt) die MPE vom SM abgekoppelt und der Volumenstrom durch den Bypasskreislauf umgeleitet. Der Antriebsmotor kann in diesem Fall ausgeschaltet werden, um Leerlaufverluste zu vermeiden. Die Räder bleiben dabei voneinander abgekoppelt, da kein Stabilisator vorhanden ist, und sind durch eine Bypassdrossel genügend gedämpft. Die Kurvenfahrt kann frühzeitig aus der aktuellen Fahrgeschwindigkeit und der Lenkwinkelvorgabe detektiert werden. Dabei kann das System noch ausreichend schnell hochgefahren werden (Ventilblock in Hauptkreis schalten und Antriebsmotor starten), um den Aufbau zu stabilisieren.

## 4.2 Modellbasierte Auslegung des Federungsaktors

Zu Beginn der modellbasierten Auslegung des auf dem Verdrängerprinzip basierenden Federungsaktors wurde neben einer Patentrecherche (vgl. Kapitel 4.1.1) auch eine Literaturrecherche durchgeführt mit dem Ziel, einen Überblick über den aktuellen Kenntnisstand auf diesem Gebiet zu erhalten. Die gewonnenen Erkenntnisse sind in vielerlei Hinsicht auf die hier vorgestellte neuartige Anwendung übertragbar. Die übertragbaren Erfahrungen fließen in die Modellierung des FZA mit ein.

In diesem Abschnitt werden folgende Aspekte der modellbasierten Aktorauslegung vorgestellt:

- Stand der Technik auf dem Gebiet hydraulischer Verdrängermaschinen
- Modellierung des Aktors und dessen wesentlicher physikalischer Eigenschaften
- Dynamische Analyse des Aktors und seiner Komponenten und deren Einfluss auf das Gesamtsystem
- Auslegung der Aktorkomponenten durch Optimierungsverfahren, um die Vorgaben für die Konstruktion zu schaffen (passive Grundabstimmung)
- Modellgestützter Funktionsnachweis

### 4.2.1 Stand der Technik

Die Problematik der Beschreibung der Arbeitsprozesse einer hydrostatischen Verdrängermaschine ist Gegenstand mehrerer wissenschaftlicher Untersuchungen. Die Autoren fokussieren dabei auf Modelle, Ansätze, Hypothesen und Methoden, die unterschiedlich gut die Natur dieser Prozesse beschreiben. Dabei sind die Untersuchungsfelder in rein theoretische und in experimentgestützte Untersuchungen aufzuteilen.

<sup>15)</sup> Leerlaufverluste sind Leistungsverluste, die bei unbelastetem System auftreten, d. h. wenn das System keine Nutzarbeit abgibt bzw. keinen Volumenstrom stellt oder keine Druckdifferenz erzeugt. Die Leerlaufverluste setzen sich bei Flügelzellenpumpen aus Reibungs- und Planschverlusten zusammen. Weiterhin treten Strömungs-, Druck- und volumetrische Verluste auf.

## Theoretische Ansätze

Die **theoretischen Ansätze** lassen sich in folgende Richtungen unterteilen:

1. Die Verdrängermaschinen werden als eine Art Pulsationsquelle mit einem spezifischen inneren Widerstand betrachtet. Die Fähigkeit dieser Quelle, die Pulsationseffekte zu generieren, wird als etwas Selbstverständliches angenommen, und die Amplitude der Pulsation wird hauptsächlich durch den spezifischen inneren Widerstand bestimmt. Zu dieser Richtung können die Arbeiten von Alexejev [5], [6], Artuchov [7], Schorin [88], Edge [22] und Hoffmann [44] gezählt werden.
2. Die zweite Richtung bestimmen die Arbeiten, die das verwendete Arbeitsmedium als inkompressibel betrachten. Zu diesen Arbeiten zählen die von Baschta [9], Kulagin [61] und Anderen.
3. Die dritte und auch jüngste Richtung stellen die Arbeiten von Müller, Kassing, Württenberger [75] und Chochlov [20] dar. Zusätzlich zu den oben beschriebenen Methoden werden hierbei die trägheitsbedingten Eigenschaften des Fluids berücksichtigt sowie ein dynamisches Modell mit konzentrierter Punktmasse behandelt.
4. Die Arbeiten der vierten Richtung (Prokofjev [82], Engel [23], Boltjanskij [16], [17], Zeiger und Akers [106], Yamauchi, Yamamoto [105]) beschäftigen sich explizit mit den Übergangsprozessen in einer Verdrängerkammer, wenn diese aus der Niederdruckzone in die Hochdruckzone und umgekehrt eintritt. In den restlichen Verdrängerkammern sowie auch in den Leitungen werden die Übergangsprozesse nicht betrachtet, und der entsprechende Druck wird als konstant angenommen. Das Arbeitsmedium wird nur in derjenigen Kammer als kompressibel betrachtet, die gerade am Übergangsprozess beteiligt ist. Die trägheitsbedingten Eigenschaften des Fluids werden nicht mit berücksichtigt.
5. Die fünfte Richtung ist eine Weiterentwicklung der vierten, wobei zu den beschriebenen Annahmen der dritten Richtung zusätzlich die Übergangsprozesse in den Leitungen berücksichtigt werden. Darüber hinaus wird die Kompressibilität des Fluids berücksichtigt; dessen trägheitsbedingte Eigenschaften werden allerdings nicht mit in die Untersuchungen aufgenommen. In allen anderen Verdrängerkammern, die gleichzeitig mit der Druckzone verbunden sind, verzichtet man auf die Beschreibung der Übergangsprozesse, und das Fluid selbst wird als inkompressibel angenommen. Dazu zählen die Arbeiten von Popov, Saveljev, Helgestad [41] und Taylor [93].

Die Analyse der Untersuchungsergebnisse der vierten, der fünften und der beiden ersten Richtungen legt offen, dass sie alle Eines gemeinsam haben, nämlich die relativ hohe Ungenauigkeit im Vergleich zu den experimentell gewonnenen Daten. Am schwierigsten zu erklären sind hierbei die Abhängigkeiten der Volumenstrompulsation und der Druckpulsation vom mittleren Druck auf der Druckseite sowie das Vorhandensein der Volumenstrom- und Druckpulsation auf der Saugseite. Das Vorhandensein mehrerer Ansätze bei der Beschreibung der Arbeitsprozesse führte zu einer Fülle unterschiedlichster Anforderungen an die Konstruktion der Verdrängermaschinen. Für die Arbeiten der ersten Richtung ist repräsentativ das Bestreben nach Minimierung der Druckpulsation, die von den dynamischen Eigenschaften der Druckleitung weitestgehend unabhängig ist. Für die Arbeiten der zweiten Richtung sind die Forderungen nach einer möglichst

geringen Vorkompression bzw. Dekompression beim Übergang der Arbeitskammern aus der einen Druckzone in die andere sowie die Verminderung der kinematischen Ungleichförmigkeit charakteristisch. Um diese Forderungen zu erfüllen, werden die Verdrängermaschinen mit ungerader Anzahl der Verdrängerkammern gebaut. Außerdem wird gewährleistet, dass in den Umsteuerbereichen keine Vorkompression bzw. Dekompression stattfindet, indem diese Umsteuerbereiche exakt mit der Dimension des Winkels gefertigt werden, der die Arbeitskammer einschließt. Das alles macht eine sehr hohe Genauigkeit bei der Fertigung der Bauteile notwendig. Für die Arbeiten der vierten und der fünften Richtungen sind charakteristisch die Forderungen nach Verlustreduzierung, die aus der Kompressibilität des Fluids resultieren. In diesem Fall werden die Steuergeometrien so ausgelegt, dass sich Bereiche bilden, in denen eine Vorkompression des Arbeitsfluids bzw. dessen Dekompression stattfinden kann. Darüber hinaus werden den Steuergeometrien sog. Dämpfungsnoten hinzugefügt, die in Abhängigkeit von den Vorstellungen des Konstrukteurs unterschiedlichste Formen und Dimensionen besitzen können.

### Experimentelle Ansätze

Auf dem Gebiet **experimentgestützter Untersuchungen** interner Arbeitsprozesse in Verdrängermaschinen wurden bessere Resultate erzielt. Der Einsatz hochfrequenter Sensorik und Signalverarbeitung lieferte interessante Messergebnisse über dynamische Vorgänge, welche die Arbeitsprozesse einer Verdrängermaschine entscheidend mitbestimmen. Sehr gute Ergebnisse wurden erzielt bei gleichzeitiger Aufnahme der Druckpulsation, Gehäuseschwingungen und Geräuschemissionen. Nachfolgend werden einige Arbeiten in ihren Zielen und Ergebnissen kurz vorgestellt.

In der Arbeit von Faber [27] geht es um Identifizierung und Quantifizierung der Reibkräfte und der Verlustleistungen am Kontakt zwischen Flügelkopf und Hubring als Grundlage für konstruktive Verbesserungen in der Gestaltung der Kontakte. Der Versuchsaufbau ermöglichte bei unterschiedlichen Temperaturen, die Reibkraft am Flügelkopf bei gegebener Flügelkopfkraft und Kontaktgeschwindigkeit zu messen. Als Resultat der Untersuchungen lagen gesicherte Werte für die Flügelkopfreibung in Flügelzellenpumpen vor. Diese können zur Bestimmung der Reibleistung und somit auch zur Abschätzung der hydraulisch-mechanischen Verlustanteile herangezogen werden. Die Ergebnisse gelten allerdings nur für die aktuelle Gestaltung des Kontaktes zwischen Flügelkopf und Hubring. Der Autor stellte fest, dass eine Verringerung der Flügelkopfreibung um 20 % eine Verbesserung des Pumpenwirkungsgrades um 1 % bewirkt. Das Ergebnis rechtfertigt eventuelle konstruktive Umgestaltungen der Pumpe. Als eine der konstruktiven Maßnahmen schlägt der Autor vor, den Flügelkopfradius von 1,2 mm auf 2 mm zu vergrößern, was eine Verringerung der Reibleistung um bis zu 25 % ermöglicht.

Ortwig [79] beschäftigte sich mit experimentellen Untersuchungen der physikalischen Vorgänge der Gleitpaarung Flügel/Hubring und der damit verbundenen Verschleißerscheinungen. Es wurden im Einzelnen die Schmierspaltparameter Druck, Temperatur und Spalthöhe experimentell untersucht. Dazu wurde ein Prüfstand aufgebaut, an dem diese Parameter erfasst werden konnten. Um die Druckmessungen und die Wandtemperaturmessungen unmittelbar am Ort des Geschehens durchführbar zu machen, musste eine

geeignete Messtechnik entwickelt werden. Die Experimente wurden unter Einsatz unterschiedlicher Flügelformen und Flügelwerkstoffe wiederholt und in [79] dokumentiert.

Mehrere Arbeiten beschäftigen sich mit dem Problem der Geräuschentstehung und der Erarbeitung von Maßnahmen zur Reduzierung des Betriebsgeräusches der Flügelzellenpumpen. Matten [71] stellte fest, dass ein Abheben der Flügel neben Wirkungsgradverlusten einen entscheidenden Beitrag zur Geräuschentstehung leistet. Neben Betrachtung der Geräuschentstehungsmechanismen liegen zudem Erkenntnisse über Druckwechselvorgänge und Pulsationserregung vor. Der Autor versuchte aus der Fülle der vorliegenden Untersuchungen allgemeine Aussagen zum Einfluss von Aufbau und Funktionsprinzip auf das Geräusch abzuleiten. Dazu mussten die Flügelbewegungen und gleichzeitig die Druckwechselvorgänge in den Umsteuerbereichen erfasst werden. Die Druckwechselvorgänge wurden mit einem stationären piezoresistiven Drucksensor aufgenommen. Die Druckpulsation wurde am Ausgang der Pumpe mit einem piezo-kapazitiven Druckaufnehmer erfasst. Um Flügelbewegungen und Flügelabheben qualitativ beobachtbar zu machen, wurden Untersuchungen mit einer Hochgeschwindigkeitskamera durchgeführt. Die Untersuchungen zeigten, dass das Abheben der Flügel die wesentliche, mechanisch bedingte Geräuschursache ist. Als Maßnahme zur Geräuschreduzierung schlägt der Autor konstruktive Änderungen im Saugbereich und eine Optimierung der Entlastungsschlitzte vor. Außerdem stellte der Autor fest, dass hydraulische Kräfte, die eng mit Druckverhältnissen am Flügel verbunden sind, einen entscheidenden Einfluss auf das Flügelverhalten haben. Deswegen ist es wichtig, die Druckverläufe in den Kammern in den Umsteuerbereichen für unterschiedliche Einstell- und Betriebsparameter zu untersuchen. Mit Hilfe eines Messsystems von Matten [71] ist es erstmals gelungen, die Flügelbewegungen zu erfassen. Die Einflüsse der Einstell- und Betriebsparameter sowie der Öltemperatur und einer veränderten Flügelkopfgeometrie auf die radialen Bewegungen des Flügels wurden untersucht und erfasst.

Die gewonnenen Erkenntnisse wurden bei der Modellierung und der Auslegung des FZA berücksichtigt.

#### 4.2.2 Modellierung des Aktors

In diesem Abschnitt wird die Modellbildung des FZA beschrieben. Das Modell soll alle wesentlichen physikalischen Eigenschaften des reversierbaren Flügelzellenprinzips mit unterlagerter Druckrückführung abdecken.

Der Hauptzweck des Modells liegt darin, das neu entwickelte Funktionsprinzip und seinen Einfluss auf die Dynamik des Gesamtsystems zu untersuchen. Das Aktormodell sollte am Fahrzeugmodell analysiert werden und modellgestützt einen Funktionsnachweis liefern. Es sollte untersucht werden, ob sich die Aktorparameter in einem realisierbaren Bereich so einstellen lassen, dass die Anforderungen an das Gesamtsystem erfüllt werden.

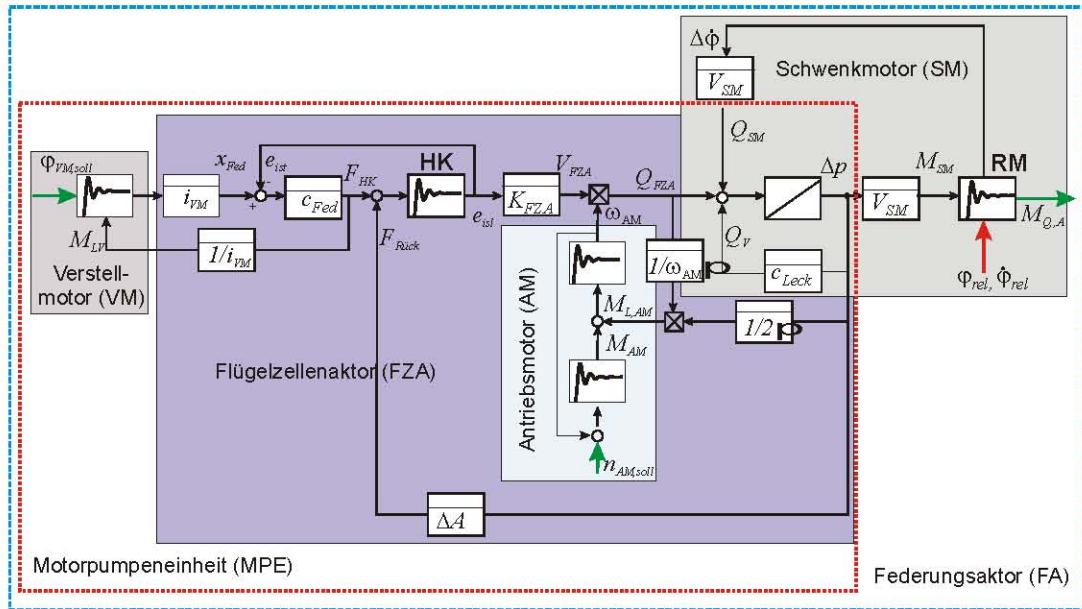


Bild 39: Gesamtmodell Federungsaktor (FA)

Bild 39 zeigt eine Blockschaltbilddarstellung des Federungsaktors. Der modulare Aufbau des Modells lässt die in Kapitel 4.1 vorgestellte Struktur erkennen:

1. Die Motorpumpeneinheit (MPE), bestehend aus drei Komponenten:
  - Positionsgeregelter Verstellmotor (VM), der über ein Getriebe mit der Übersetzung ( $i_{VM}$ ) den Fußpunkt ( $x_{Fed}$ ) einer linearen Zug-Druckfeder verstellt und damit eine Kraft ( $F_{HK}$ ) auf den Hubkolben ausübt;
  - drehzahlgeregelter Antriebsmotor (AM), der den Rotor mit der Winkelgeschwindigkeit ( $\omega_{AM}$ ) antreibt;
  - Flügelzellenaktor (FZA), bestehend aus der Hubkolbendynamik (HK), der Verstelleinheit mit elastischer Hubringlagerung ( $c_{Fed}$ ) und der Verdrängereinheit ( $K_{FZA}$ ).
2. Schwenkmotor (SM), beschrieben durch die Dynamik der zwei rotierenden Massen (RM).

Die volumetrischen Verluste im SM und im FZA sind zusammengefasst und mit dem gemeinsamen Ersatzleckagekoeffizienten  $c_{Leck}$  berücksichtigt. Die Induktivität und die Widerstände der Leitung werden vernachlässigt. Damit wird angenommen, dass die Drücke im SM und im FZA gleich sind.

### Schwenkmotor

Ein Schwenkflügelmotor kann mit einem Gleichlaufzylinder verglichen werden und weist wie dieser beim Rechts- und beim Linkslauf ein symmetrisches dynamisches Verhalten auf. Dabei setzt der Schwenkmotor die hydraulische Energie in eine rotatorische

Bewegung um, was im Falle eng tolerierter Spaltmaße zu erhöhter innerer Reibung führt. Dies kann durch eine entsprechend angepasste Tolerierung vermieden werden, was allerdings zu einer erhöhten inneren Leckage führt. Beides hat einen wesentlichen Einfluss auf das dynamische Verhalten. Mittels modellgestützter Untersuchungen soll ein Kompromiss zwischen den Beiden gefunden werden. Außerdem sind Rotor und Gehäuse des SM elastisch (Gummilager) mit dem Querlenker und dem Aufbau verbunden (vgl. Kapitel 4.1.2). Um die Einflüsse auf die Gesamtdynamik des Systems zu untersuchen, wurde der SM als zwei rotierende Massen (**RM**) modelliert:

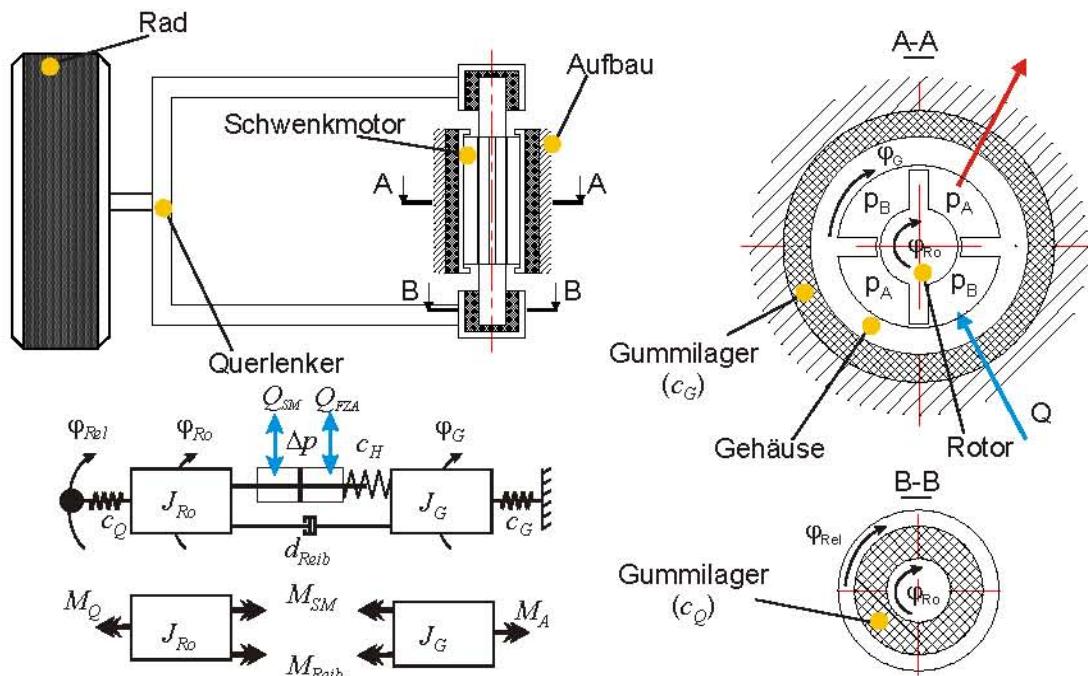


Bild 40: Schwenkmotor: a) CAD, b) physikalisches Ersatzmodell, c) Freischnitt

In Bild 40 ist das physikalische Ersatzmodell dargestellt. Dabei wurden die Position des Aufbaus als Nullreferenz angenommen und der relative Weg zwischen Rad und Aufbau in einen relativen Winkel  $\varphi_{\text{rel}}$  umgerechnet:

$$\varphi_{\text{rel}} = \arcsin\left(\frac{z_A - z_R}{l_Q}\right) \quad (4.10)$$

$\varphi_{\text{rel}}$  und der Volumenstrom  $Q_{\text{FZS}}$  des Flügelzelenaktors stellen die Eingangsgröße dieses Teilsystems dar.

Für die beiden Massen (Rotor und Stator) wurden zwei Bewegungsgleichungen aufgestellt:

$$J_{\text{Ro}} \cdot \ddot{\varphi}_{\text{Ro}} = M_Q - M_{\text{SM}} - M_{\text{Reib}} \quad (4.11)$$

$$J_G \cdot \ddot{\varphi}_G = -M_A + M_{\text{SM}} + M_{\text{Reib}} \quad (4.12)$$

Dabei werden das auf den Querlenker wirkende Moment  $M_Q$  und das Abstützmoment  $M_A$  einfacheitshalber als gleich angenommen.

$$M_Q = c_Q \cdot (\varphi_{\text{rel}} - \varphi_{\text{Ro}}) \quad (4.13)$$

$$M_A = c_G \cdot \varphi_G \quad (4.14)$$

Das Reibungsmoment  $M_{\text{Reib}}$  setzt sich analog zu der Gleichung (3.8) aus den Coulomb-schen, Misch- und viskosen Reibungsanteilen ( $d_{\text{Reib}}$ ) zusammen.

Das Schwenkmotormoment  $M_{\text{SM}}$  ist proportional zu der in der Kammer entstehenden Druckdifferenz und dem Schluckvolumen des SM:

$$M_{\text{SM}} = V_{\text{SM}} \cdot \Delta p \quad (4.15)$$

$$\Delta p = p_A - p_B \quad (4.16)$$

In diesem Modell wird der Druckabfall in den Leitungen nicht berücksichtigt, d. h. die Drücke im Schwenkmotor und im FZA sind gleich. Nach dem Kontinuitätssatz unter Berücksichtigung der hydraulischen Kapazität  $C_{\text{Hyd}}$  lassen sich die folgenden Gleichungen für die Arbeitsdrücke herleiten:

$$p_A = \int \left\{ \frac{1}{C_{\text{Hyd}}^A} \cdot (Q_{\text{FZA}} - Q_{\text{SM}} - Q_V) \right\} dt \quad (4.17)$$

$$p_B = \int \left\{ \frac{1}{C_{\text{Hyd}}^B} \cdot (-Q_{\text{FZA}} + Q_{\text{SM}} + Q_V) \right\} dt \quad (4.18)$$

mit:

$Q_{\text{FZA}}$  Volumenstrom des FZA

$Q_{\text{SM}}$  Volumenstrom des Schwenkmotors

$$Q_{\text{SM}} = \dot{\Delta\varphi} \cdot V_{\text{SM}} \quad (4.19)$$

$$\Delta\varphi = \varphi_{\text{Ro}} - \varphi_G \quad (4.20)$$

mit:

$\Delta\varphi$  Verdrehwinkel zwischen Rotor und Gehäuse des Schwenkmotors

$Q_V$  den gesamten volumetrischen Verlusten im FA (FZA+SM)

$$Q_V = c_{Leck} \cdot \Delta p \quad (4.21)$$

mit:

$c_{Leck}$  Ersatzleckagekoeffizient des FA

Die hydraulischen Kapazitäten werden wie folgt bestimmt:

$$C_{Hyd}^A = \frac{V_A(\Delta\varphi)}{E'_{Fl}} \quad \text{und} \quad C_{Hyd}^B = \frac{V_B(\Delta\varphi)}{E'_{Fl}} \quad (4.22)$$

Volumina der beiden Motorkammern:

$$V_A(\varphi) = V_L + A_{SM} \cdot r_m \cdot z_{SM} \cdot (\Delta\varphi) \quad (4.23)$$

$$V_B(\varphi) = V_L + A_{SM} \cdot r_m \cdot z_{SM} \cdot (\varphi_{SM}^{\max} - \Delta\varphi) \quad (4.24)$$

mit:

$E'_{Fl}$	Ersatzkompressionsmodul
$\varphi_{SM}^{\max}$	maximaler Schwenkwinkel
$A_{SM}$	Fläche des Schwenkflügels
$r_m^m$	mittlerer Radius des Schwenkflügels
$z_{SM}$	Flügelanzahl
$V_L$	Volumina der Leitung (konstant)

Wenn der AM außer Betrieb und der Hauptkreislauf eingeschaltet sind, kann sich kein Volumenstrom – mit Ausnahme einer undefinierten inneren Leckage – einstellen. Im Modell wurde angenommen, dass der SM in diesem Zustand blockiert ist und sich hierbei nur auf die Steifigkeit ( $c_H$ ) der Ölsäule stützt:

$$c_H = c_{HA} + c_{HB} \quad (4.25)$$

mit:

$c_{HA}, c_{HB}$  Steifigkeiten des in den Kammern A und B eingeschlossenen Flüssigkeitsvolumens

$$c_{HA} = \frac{2(V_{SM}/2\pi)^2}{C_{Hyd}^A} \quad \text{und} \quad c_{HB} = \frac{2(V_{SM}/2\pi)^2}{C_{Hyd}^B} \quad (4.26)$$

### Flügelzellenaktuator

Um die Dynamik des Hubkolbens (HK) zu beschreiben, wird die Bewegungsgleichung nach Newton-Euler in Verstellrichtung aufgestellt:

$$m_{HK} \cdot \ddot{e} = \sum F(t) = F_{c, HK}(t) - F_{d, HK}(t) - F_{Rueck}(t) \quad (4.27)$$

Das Bild 41 zeigt einen Freischnitt des Hubkolbens mit sämtlichen Kräften, die in die Verstellrichtung wirken:

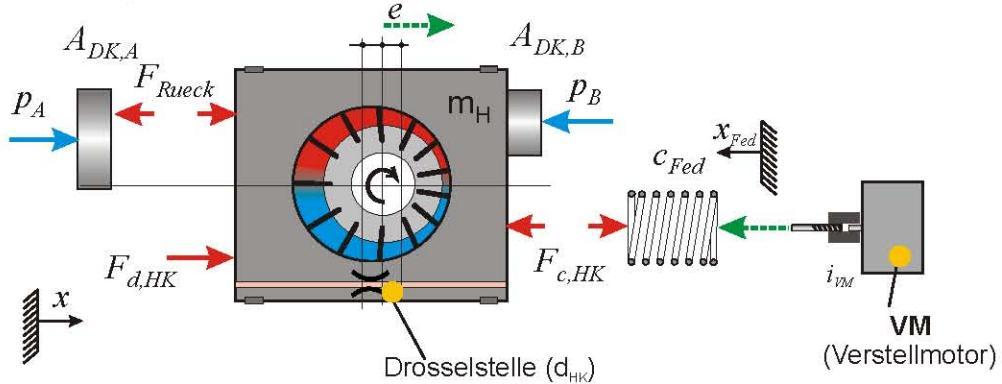


Bild 41: Freischnitt des Hubkolbens

Die elastische Hubringlagerung ist durch eine Zug-Druckfeder berücksichtigt, die von einer Seite mit dem Hubring fest verbunden ist. Der Fußpunkt der Feder, der durch die Koordinate ( $x_{Fed}$ ) beschrieben wird, ist durch ein entsprechendes Getriebe, das die Drehbewegung des Motors in eine lineare Bewegung mit der Übersetzung ( $i_{VM}$ ) umsetzt, verstellbar. Die Verstellung erfolgt mit einem Verstellmotor (VM).

Die Stellkraft ergibt sich aus der Beziehung:

$$F_{c, HK} = c_{Fed} \cdot (x_{Fed} - e) \quad (4.28)$$

mit:

$c_{Fed}$	Federsteifigkeit
$x_{Fed}$	Verstellweg am Ende der Feder
$e$	Exzentrizität des Hubkolbens

Die Druckrückführung wird direkt an den entsprechenden wirksamen Flächen ( $A_{DK}$ ) am Kolben mit dem Arbeitsdruck beaufschlagt:

$$F_{Rueck} = p_A \cdot A_{DK, A} - p_B \cdot A_{DK, B} \quad (4.29)$$

mit:

$A_{DK}$	Flächen der Druckrückführungskolben
----------	-------------------------------------

Durch die Drosselwirkung wirkt auf den Hubkolben eine dämpfende Kraft ( $F_{d, HK}$ ), die entgegen der Bewegungsrichtung wirkt und proportional zur Hubgeschwindigkeit ist:

$$F_{d, HK} = d_{HK} \cdot \dot{e} \quad (4.30)$$

mit:

$d_{HK}$	Dämpfung des Hubring
$\dot{e}$	Geschwindigkeit des Hubring

Der variable Fördervolumenstrom des FZA ist proportional zu der momentanen Exzentrizität ( $e$  bzw. Position des Hubkolbens) und ergibt sich aus der Beziehung zu:

$$Q_{FZA} = \frac{V_{FZA}^{\max} \cdot e}{2 \cdot \pi \cdot e_{\max}} \cdot \omega_{AM} - Q_{DRF} \quad (4.31)$$

$$Q_{DRF} = \Delta A_{DK} \cdot \dot{e} \quad (4.32)$$

$$\Delta A_{DK} = A_{DK, A} - A_{DK, B} \quad (4.33)$$

mit:

$V_{FZA}^{\max}$	maximales Schluckvolumen des FZA
$e_{\max}$	maximale Exzentrizität
$e_{\text{ist}}$	momentane Exzentrizität
$\omega_{\text{Welle}}$	Winkelgeschwindigkeit des Antriebsmotors
$Q_{DRF}$	aus der Bewegung der Druckrückführungskolben resultierender Volumenstrom
$\Delta A_{DK}$	Flächendifferenz der Druckrückführungskolben

## Verstellmotor

Der Verstellmotor des FZA wird als ein positionsgeregelter Gleichstrommotor mit unterlagerter Drehzahlregelung modelliert:

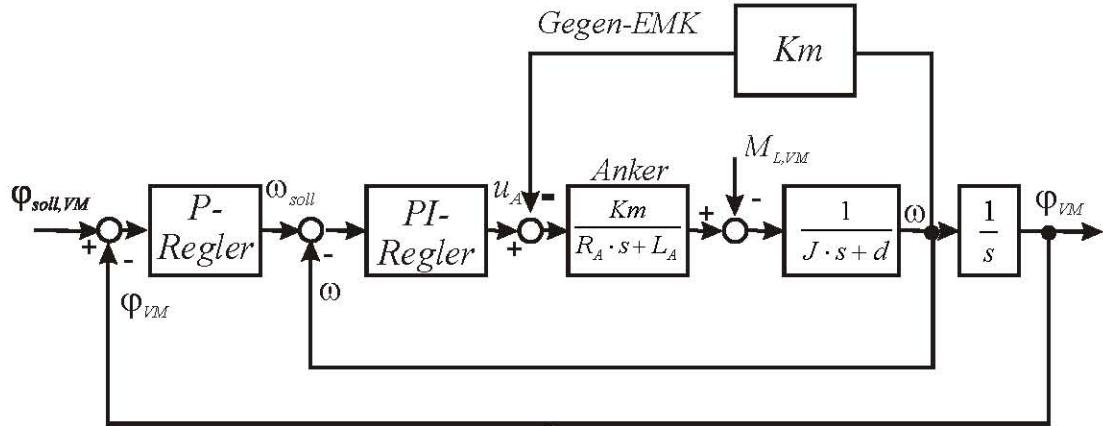


Bild 42: Verstellmotor (VM)

mit:

$R_A$	Ankerwiderstand
$L_A$	Ankerinduktivität
$J$	Trägheitsmoment
$d$	Reibung im Motor
$K_m$	Motorkonstante

Das Verstellgetriebe, das die Drehbewegung ( $\varphi_{VM}$ ,  $\omega$ ) des Motors in eine translatorische Bewegung ( $x_{Fed}$ ) des Federfußpunktes umwandelt, wurde ohne Berücksichtigung des Wirkungsgrades nur durch die Übersetzung ( $i_{VM}$ ) modelliert. Die Dimension des Motors (Antriebsmoment und Bandbreite) wurde aus den Anforderungen an die Bandbreite des Aktors (7 Hz) bei einer maximalen Verstellamplitude des Hubkolbens von  $e_{max} = \pm 2$  mm und unter Berücksichtigung des Lastmoments  $M_{L, VM}$  ausgelegt.

## Antriebsmotor

Der Antriebsmotor wurde ähnlich wie bei der Verstellung als ein Gleichstrommotor lediglich mit einer Drehzahlregelung modelliert. An den Antriebsmotor werden nicht so hohe dynamische Anforderungen gestellt wie an den VM. Er soll nur eine konstante Drehzahl von  $n_{AM} = 3000$  1/min halten. Um die Lastmomente an der Antriebswelle zu berücksichtigen, wurde der Rotor als eine Drehmasse modelliert. Dabei wurden die Trägheiten des Rotors und des Antriebsmotors zusammengefasst:

$$J_{AM} \cdot \ddot{\varphi}_{AM} = M_{AM} - M_{L, AM} - M_{V, AM} \quad (4.34)$$

mit:

$M_{AM}$  Antriebsmoment des Antriebsmotors (AM)

$M_{L, AM}$  Lastmoment

$M_{V, AM}$  Verlustmoment

Das Lastmoment entspricht dem Pumpenantriebsdrehmoment und folgt aus der Beziehung:

$$M_{L, AM} = \frac{\Delta p \cdot V_{FZA}}{2 \cdot \pi} \quad (4.35)$$

mit:

$V_{FZA}$  Verdrängungsvolumen des FZA

$\Delta p$  Druckdifferenz

Die Planschverluste  $M_{V, AM}$  berücksichtigen hier nur die viskose Reibung:

$$M_{V, AM} = \dot{\varphi}_{AM} \cdot d_V \quad (4.36)$$

mit:

$d_V$  viskose Reibungskonstante

Die Ergebnisse der Modellierung werden als Basis für die folgende Systemanalyse genutzt (vgl. Bild 40).

#### 4.2.3 Dynamische Analyse des Aktors

Mit Hilfe der Parameterstudie sollen die Einflüsse einiger wichtiger Parameter (Antriebsdrehzahl, Bypassdrosselkoeffizient, Steifigkeit der elastischen Hubringlagerung, DRF-Kolbendurchmesser, Hubkolbendämpfung etc.) und Systemgrößen auf das dynamische Verhalten des FA und deren Auswirkung auf das Gesamtsystem aufgezeigt werden. Das dient bei der folgenden Optimierung zur Plausibilitätskontrolle, um die Optimierung zielgerichtet durchzuführen.

##### Variation der Drehzahl des Antriebsmotors

Um den Einfluss der Antriebsmotordrehzahl auf das dynamische Verhalten des Federungsaktors zu untersuchen, werden diese mit einem vereinfachten Modell der Federbeins (vgl. Kapitel 3.3.2) verglichen (in den folgenden Bildern als Referenzkurve dargestellt). Der Frequenzgang vom Anregungsweg zur Federbeinkraft wird in der in Abschnitt 3.3.2 beschriebenen Form (Steifigkeit, Dämpfung) aufgetragen:

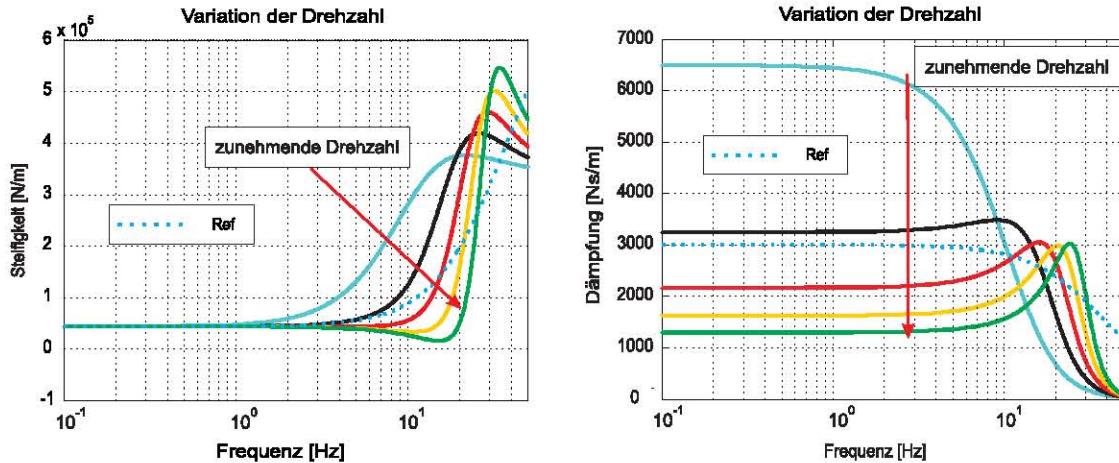


Bild 43: Einfluss der Drehzahl: Steifigkeit, Dämpfung

Aus Bild 43 lässt sich erkennen, dass über eine Änderung der Antriebsmotordrehzahl eine variable Dämpfung realisiert werden kann. Die Dämpfung nimmt mit wachsender Drehzahl ab. Bei zunehmender Drehzahl verschiebt sich die dynamische Verhärtung des Aktores in den höheren Frequenzbereich.

### Variation der Bypassdrossel

Der Einfluss der Bypassdrossel (vgl. Bild 38) auf das Systemverhalten soll ebenfalls untersucht werden. Dafür wird im Modell die Drehzahl des Antriebsmotors zu Null gesetzt und damit der FZA vom SM abgetrennt ( $Q_{FZA} = 0$ ; vgl. Bild 39). Anstelle der Leckagekoeffizienten wird ein variabler Drosselbeiwert verwendet, was in der Realität einer Um schaltung auf den Bypasskreislauf entspricht:

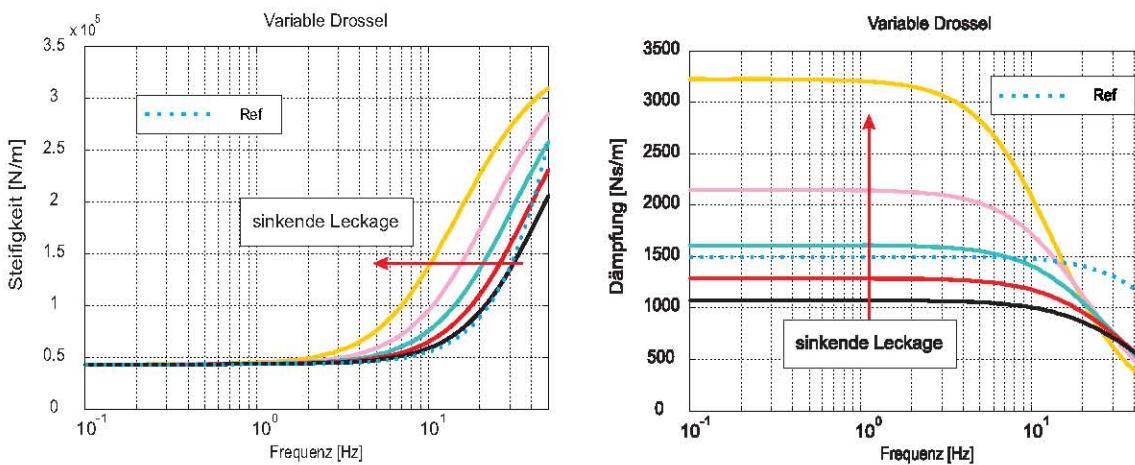


Bild 44: Einfluss der Drossel: Steifigkeit, Dämpfung

Die Variation der Bypassdrossel wirkt auf das System ähnlich wie die Änderung der Drehzahl. Mit einer verstellbaren Bypassdrossel kann ebenfalls eine variable Dämpfung realisiert werden. Die Dämpfung nimmt mit zunehmendem Bypassdrosselkoeffizient bis zu einer bestimmten Grenze ab. Bei Ausfall der FZA kann über die Bypassdrossel eine passive Grunddämpfung realisiert werden (Fail-Safe).

### Variation der Steifigkeit der Hubringfeder

Der Hubring ist in Verstellrichtung durch die Zug-Druckfeder elastisch gelagert. Das macht den FZA unempfindlich gegen Druckspitzen (vgl. Kapitel 4.1.1). Um den Einfluss der Federsteifigkeit auf das dynamische Verhalten des FA zu untersuchen, wird die Federkonstante variiert:

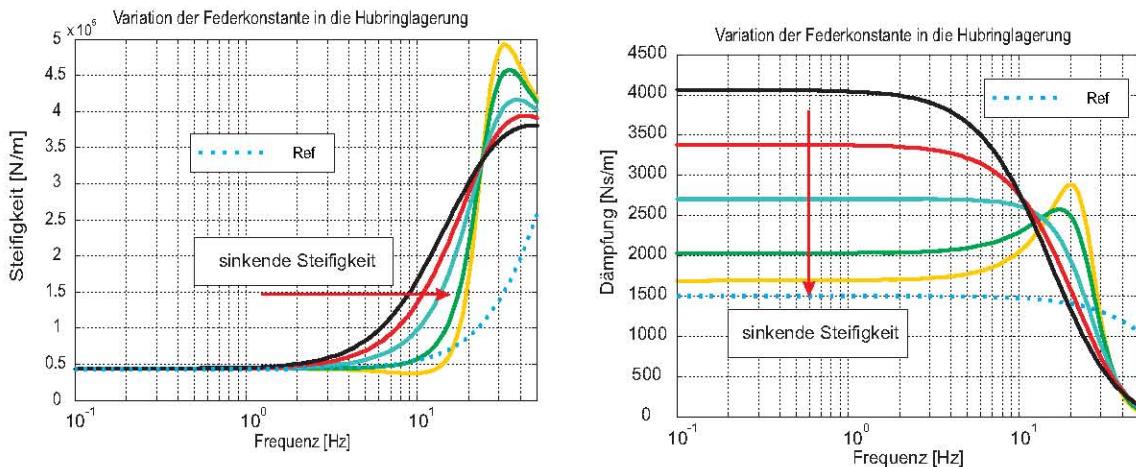


Bild 45: Einfluss der elastischen Hubringlagerung: Steifigkeit, Dämpfung

Mit zunehmender Steifigkeit steigt auch die Dämpfung. Eine sehr weiche Feder erhöht jedoch die Verstellamplitude, so dass ein Kompromiss gefunden werden muss.

### Variation der Kolbendurchmesser der Druckrückführung

Das System Rad-Aufbau mit dem dazwischen angeordneten Federungsaktor bildet ein gekoppeltes System. Durch einen aktiven Eingriff soll die Aufbaudynamik beeinflusst werden. Die Bewegung des Rades kann dabei als Störung interpretiert werden. Mit einer entsprechend ausgelegten Druckrückführung kann die aus der Radbewegung resultierende Störung in gewünschter Weise beeinflusst werden. Mit dem in Kapitel 3.5 angestrebten Ziel soll das Rad ausreichend gedämpft werden können (Lehrsches Dämpfungsmaß  $\delta_{\text{Rad}} \approx 0,2$ ):

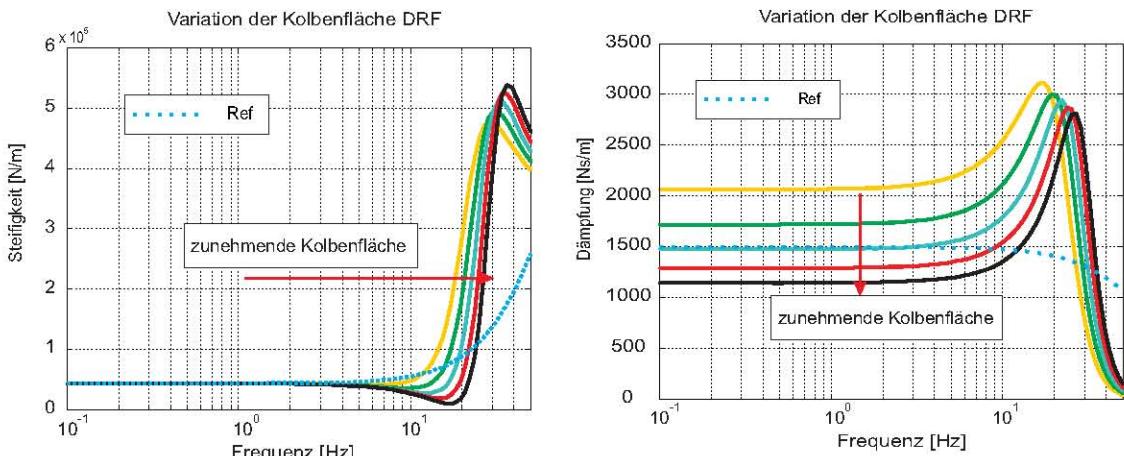


Bild 46: Einfluss der Kolbenwirkfläche: Steifigkeit, Dämpfung

Die Variation der Kolbenflächen der Druckrückführung (DRF) zeigt eine ähnliche Wirkung wie die elastische Lagerung und muss ebenso wie diese auf das Gesamtsystem abgestimmt werden.

### Variation der Hubkolbendämpfung ( $d_{HK}$ )

Der Hubkolben des FZA hat im Vergleich zu konventionellen Pumpen eine viel höhere Dynamik, da die Führungsgrößen ( $< 7$  Hz) den Störgrößen ( $> 7$  Hz) überlagert werden. Für das gewünschte Störverhalten des Aktors spielt die Dämpfung des Hubkolbens eine wesentliche Rolle. Die Kammern, die sich links und rechts vom Hubkolben befinden, sind miteinander verbunden. Im stationären Zustand stellt sich in den beiden Kammern ein Druck ein, welcher der Hälfte der an der Pumpe anliegenden Druckdifferenz entspricht. Im Folgenden wird der Einfluss der Hubkolbendämpfung auf die Dynamik des Gesamtsystems untersucht. Dafür wird das Viertelfahrzeugmodell um den FA erweitert (vgl. Bild 20, c):

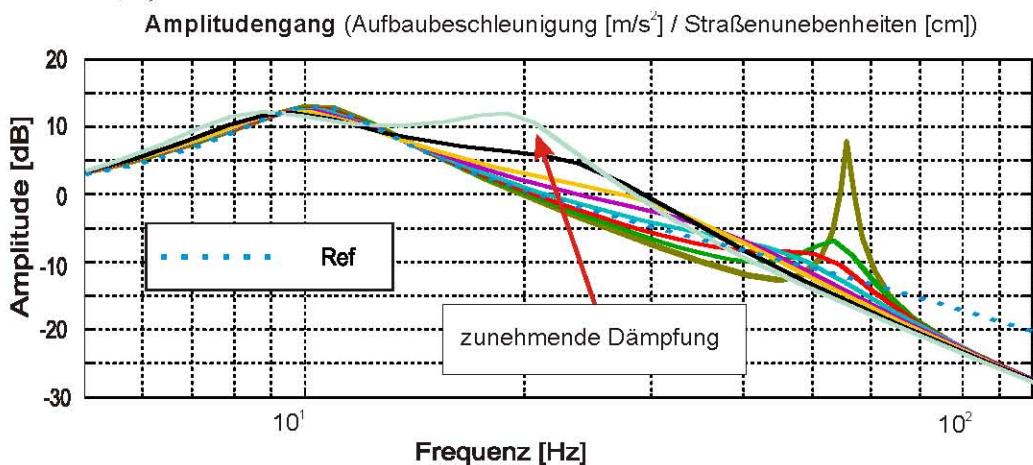


Bild 47: Variation der Hubkolbendämpfung

Aus den Simulationsergebnissen (vgl. Bild 47) im Frequenzbereich lässt sich erkennen, dass bei geringer Dämpfung die Eigenfrequenz des Hubringes ungefähr bei 55 Hz liegt. Aufgrund der Pulsation in der Pumpe ist zu erwarten, dass der Hubring stark angeregt und dadurch die Geräuschentwicklung verstärkt wird. Bei zunehmender Dämpfung verringert sich die Eigenfrequenz des Hubringes und beeinflusst die Radbewegung deutlich. Die Dämpfung des Hubringes hängt auch stark von der Reibung ab, die nicht im Modell berücksichtigt ist. Deswegen soll die Dämpfung im ersten Prototypen variabel gestaltet werden.

### Variation der Elastizität in der Schwenkmotorlagerung ( $c_G$ , $c_Q$ )

Im Folgenden wird der Einfluss der Steifigkeit der im SM eingebauten Federelemente (vgl. Bild 40) auf das Gesamtsystem untersucht:

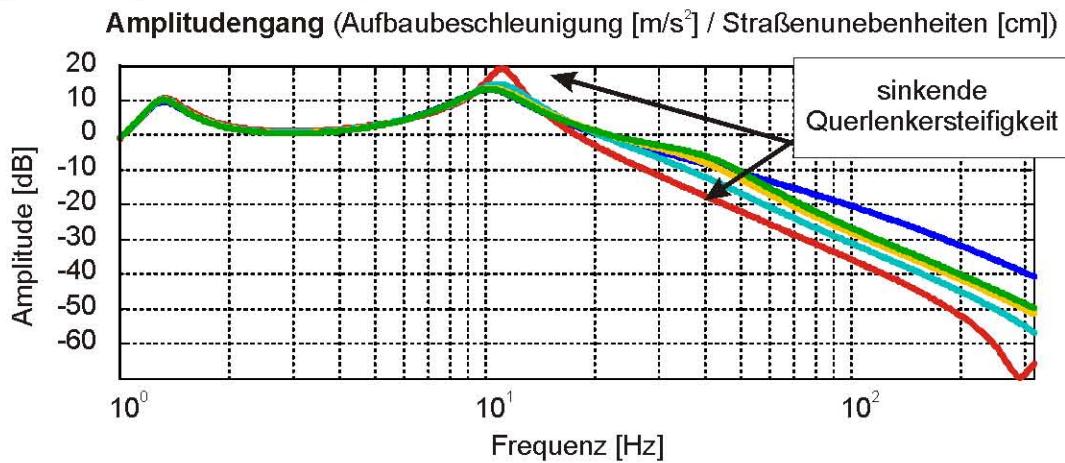


Bild 48: Einfluss der Schwenkmotorlagerung

Das Bode-Diagramm (vgl. Bild 48) zeigt, dass durch eine Verringerung der Steifigkeiten in der Schwenkmotorlagerung der Abrollkomfort deutlich verbessert werden kann. Anschaulich gesprochen, fängt das weiche Gummielement die hochfrequenten Straßenanregungen ab. Ist die Steifigkeit zu gering, ist dies ungünstig für das Führungsverhalten, da für die gleiche Kraft eine größere Verstellung gebraucht wird.

### Einfluss der Reibung im Schwenkmotor

Im Folgenden wird der Einfluss der Reibung im Schwenkmotor auf das Gesamtsystem untersucht:

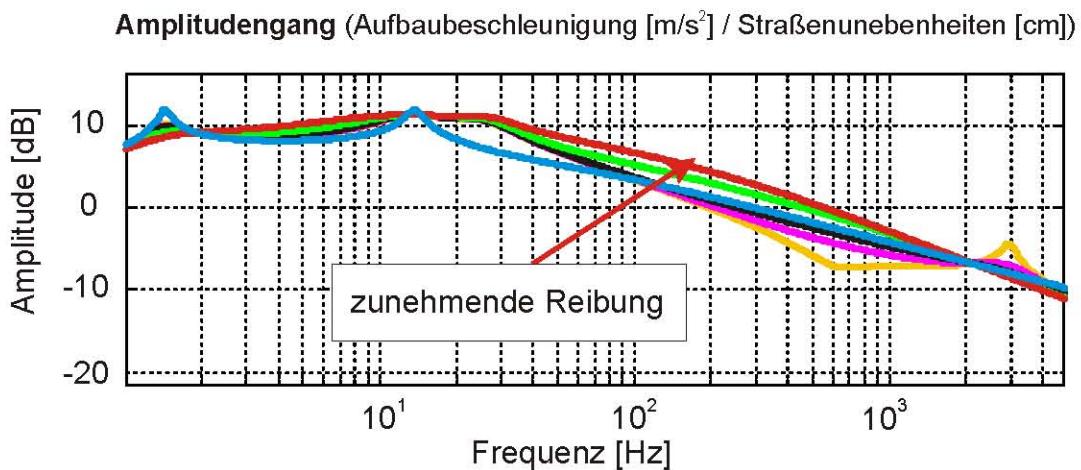


Bild 49: Einfluss der Reibung im Schwenkmotor

Aus der Darstellung (vgl. Bild 49) lässt sich erkennen, dass die Reibung im Schwenkmotor nicht zu hoch werden darf, weil sie auf die gesamte Vertikaldynamik des Fahrzeuges Einfluss hat. Vor allem wird der Abrollkomfort mit wachsender Reibung deutlich schlechter.

#### 4.2.4 Grundabstimmung

Aus den Erkenntnissen der Parameterstudie wurde ersichtlich, welche Einflüsse bestimmte Parameter auf das dynamische Verhalten des Gesamtsystems haben. Es wurde festgestellt, dass einige Parameter das System in ähnlicher Weise beeinflussen. An manche Parameter werden widersprüchliche Anforderungen gestellt, so dass ein geeigneter Kompromiss gefunden werden muss. Es ist eine passive Grundabstimmung anzustreben, die den gestellten Anforderungen genügt und sich konstruktiv realisieren lässt.

Die Einstellung des gewünschten ungeregelten Aktor-Störverhaltens (Grundabstimmung) wurde mit Hilfe einer Mehrzieloptimierung erreicht. Als Optimierungstool wurde die Multi-Objective Parameter Optimization (MOPO) verwendet [86].

Als Zielvorgabe für die Optimierung wurde das in Kapitel 3.5 synthetisierte Zielsystem eingesetzt. Die Optimierung wurde im Zeit- und im Frequenzbereich durchgeführt. Es wurden jeweils die Fehlerflächen zwischen den Wunsch- und den Istkurven berechnet, entsprechend gewichtet und minimiert. Als Bewertungskriterium wurde das quadratische Gütemaß verwendet. Bei der Vielzahl der zu optimierenden Parameter, die sich teilweise gegenseitig beeinflussen, war die im Vorfeld durchgeführte Parameterstudie sehr hilfreich. Für alle zu optimierenden Parameter wurden realisierbare physikalische Grenzen angegeben. Bei der Optimierung wurde das konjugierte Gradientenverfahren verwendet.

Zunächst werden die noch nicht festgelegten Parameter des Flügelzellenaktors (Dämpfung, Kolbenflächen, Federsteifigkeiten etc.) mittels Parameteroptimierung so bestimmt, dass die unterlagerte Druckrückführung vor allem im Radfrequenzbereich möglichst gut funktioniert, d. h. die Beschleunigungsamplituden niedriger als beim Referenzsystem und möglichst nahe am Zielsystem liegen.

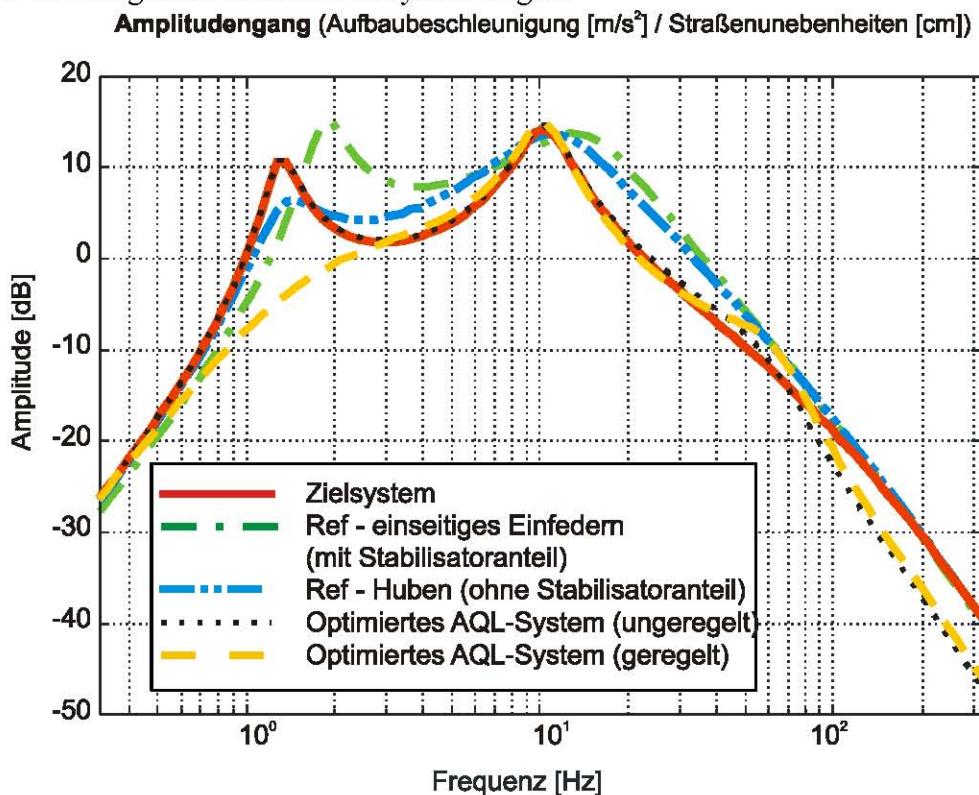


Bild 50: Optimierungsergebnisse

In Bild 50 wurde das dynamische Verhalten des Zielsystems (vgl. Kapitel 3.5), des Referenzsystems (vgl. Kapitel 3.4) und des optimierten AQL-Systems verglichen. Mit dem optimierten AQL-System konnte die angestrebte Wunschdynamik (vgl. Kapitel 3.5) nahezu perfekt erreicht werden. Nur im Bereich um 50 Hz ist der Abrollkomfort geringfügig schlechter. Die optimierten Parameter liegen innerhalb physikalisch realisierbarer Grenzen. Die zu niedrige Dämpfung des Aufbaus des AQL-Systems im ungeeregelten Fall wird aktiv deutlich verbessert (geregelter Fall). Im geregelten Fall wird auf das Prinzip der einfachen Skyhook-Regelung<sup>16</sup> zurückgegriffen. Wenn es bei starken Straßenanregungen erforderlich ist, kann über die Drehzahl des FA auch die Raddämpfung erhöht werden.

Die Ergebnisse der Optimierung wurden als Vorgaben für die Konstruktion verwendet.

#### 4.2.5 Modellgestützter Funktionsnachweis

Nachdem mit Hilfe des Optimierungsverfahrens eine geeignete Grundabstimmung gefunden wurde, konnte anschließend die modellgestützte Analyse durchgeführt werden, mit dem Ziel, einen Funktionsnachweis für das Systemprinzip zu liefern. Dafür wurde das FA-Modell in das Viertelfahrzeugmodell implementiert und um eine Skyhook-Regelung erweitert.

Es wird der Fall betrachtet, dass das Fahrzeug während einer Kurvenfahrt zusätzlich von der Straße angeregt wird. Der FA muss für die Querbeschleunigungskompensation eine aktive Kraft stellen, die den Wankwinkel kompensiert, und gleichzeitig das Rad gegen die Straßenanregungen dämpfen. In dieser Fahrsituation werden extreme Anforderungen an die Aktorik gestellt.

<sup>16)</sup> Die Skyhook-Regelung versucht, das Fahrzeug unabhängig vom Fahrbahnzustand ruhig zu halten, so, als wäre es am Himmel befestigt. Bei der theoretischen Modellvorstellung wird dazu ein Dämpfer zwischen Karosserie und "Himmel" angebracht. Damit kann eine optimale Dämpfung der gefederten Massen und somit eine Reduzierung der Aufbaubeschleunigung erreicht werden. Dies bedeutet eine Verbesserung des Fahrkomforts gegenüber konventionellen Fahrwerken [73].

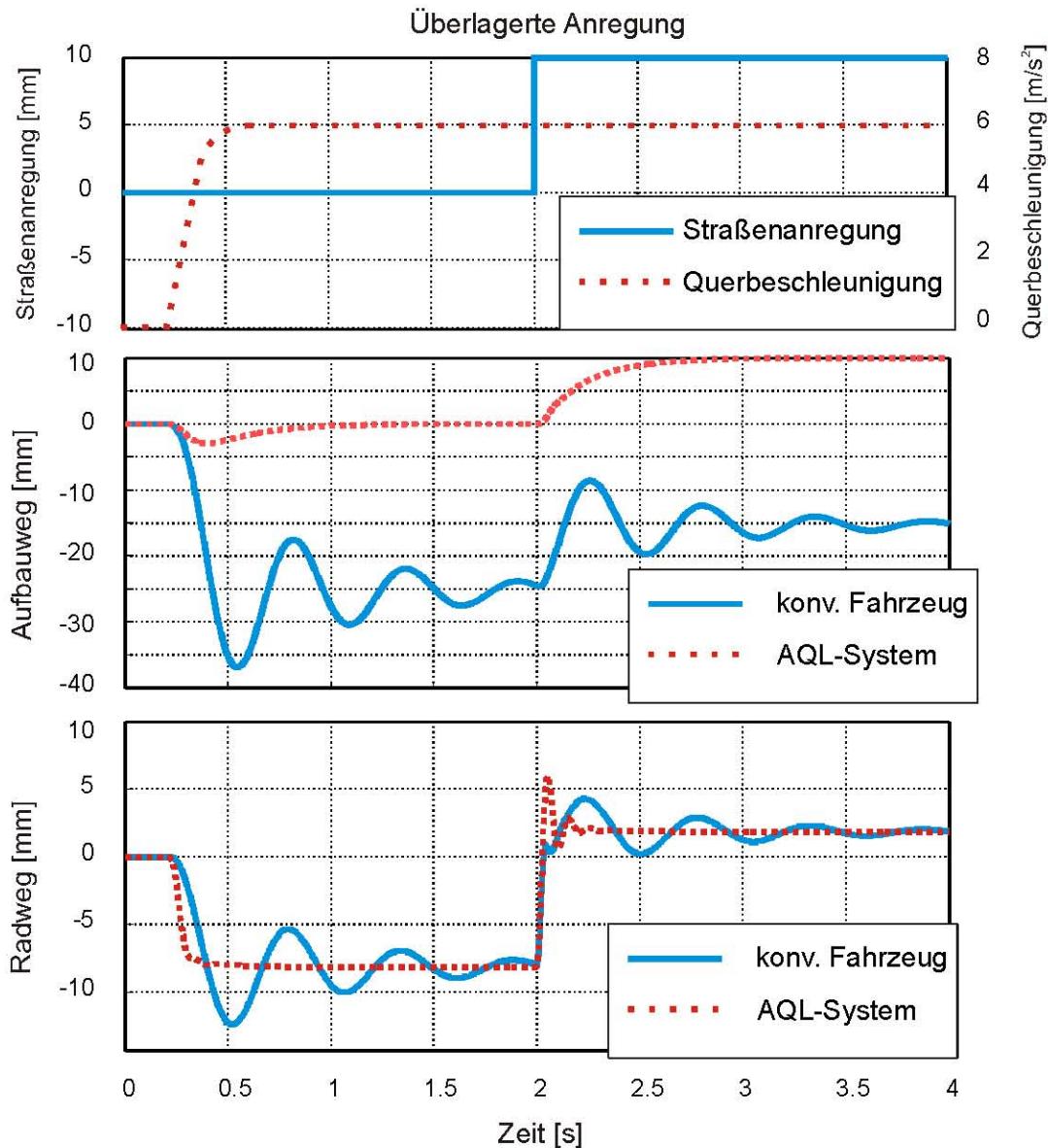


Bild 51: Überlagertes Führungs- und Störverhalten (Simulation)

Diese Situation ist anhand der Simulationsergebnisse in Bild 51 dargestellt. Der Aufbau erfährt eine Querbeschleunigung von  $6 \text{ m/s}^2$ , die in eine wirksame Kraft umgerechnet wurde. Der Aktor stellt eine aktive Kraft, um den Einfluss der Querbeschleunigung zu kompensieren. Nach 2 Sekunden wird ein Sprung als Straßenanregung auf das Rad gegeben, so dass der FA gleichzeitig eine dämpfende Kraft erzeugt – d. h. Führungs- und Störungsanregungen des FZA werden einander überlagert.

Die Sprungantworten (Führungs- und Störverhalten in Bild 51) zeigen sehr gute Ergebnisse. Damit konnte die grundsätzliche Funktion des Systems in Verbindung mit seiner Grundabstimmung modellgestützt nachgewiesen werden.

Nach dem im Rahmen einer mechatronischen Systemauslegung mit Festlegung passiver und dynamischer Eigenschaften erbrachten Funktionsnachweis kann die Realisierungsphase beginnen.

### 4.3 Konstruktive Neuerungen des Flügelzellenaktors

Nach der Dimensionierung und der Festlegung der erforderlichen Eigenschaften des Federungsaktors (FA) konnte mit dem Entwurf der Motorpumpeneinheit (FZA als Kernstück) begonnen werden. Der konstruktive Entwurf der FZA erfolgte gemäß der Konstruktionssystematik und wurde in unterschiedlichen Phasen durch die mechatronische Komposition unterstützt (vgl. Kapitel 1.2.2).

Für den Prototypenaufbau wurde ein Rotor mit Flügeln aus einer seriellen Pumpe mit passenden Abmessungen als Grundlage für die Konstruktion verwendet. Der FZA hat diverse Gemeinsamkeiten mit der von Becker [12] vorgestellten Pumpe, wie z. B. die hydrostatische Lagerung des Hubkolbens. Auslegung und Modellierung wurden ähnlich durchgeführt, deswegen wird hier auf die Beschreibung verzichtet. Antrieb und Verstellung sind im Gegensatz zu [12] nach dem elektromechanischen Prinzip realisiert.

Der Verstellmechanismus setzt die Drehbewegung des Verstellmotors in eine lineare Bewegung des Hubkolbens um (Anhang A.3). Der Hubkolben ist in Bewegungsrichtung elastisch auf zwei Biegefedern gelagert. Die Lösung mit den Biegebalken wurde gewählt, da für einen ersten Prototypen eine möglichst lineare Feder zum Einsatz kommen sollte. Die Blattfedern sind gegeneinander vorgespannt und am unteren Ende schwenkbar gelagert. Am anderen Ende werden sie über ein Getriebe durch einen Verstellmotor linear verstellt. Auf die Beschreibung der konstruktiven Lösungen der Antriebs- und Verstelleinheit wird verzichtet.

Anhand mehrerer aufgebauter Modelle mit unterschiedlichen Modellierungstiefen wurden drei Prototypen für unterschiedliche Anwendungen aufgebaut. In Bild 52 ist ein Prototyp des FZA dargestellt:

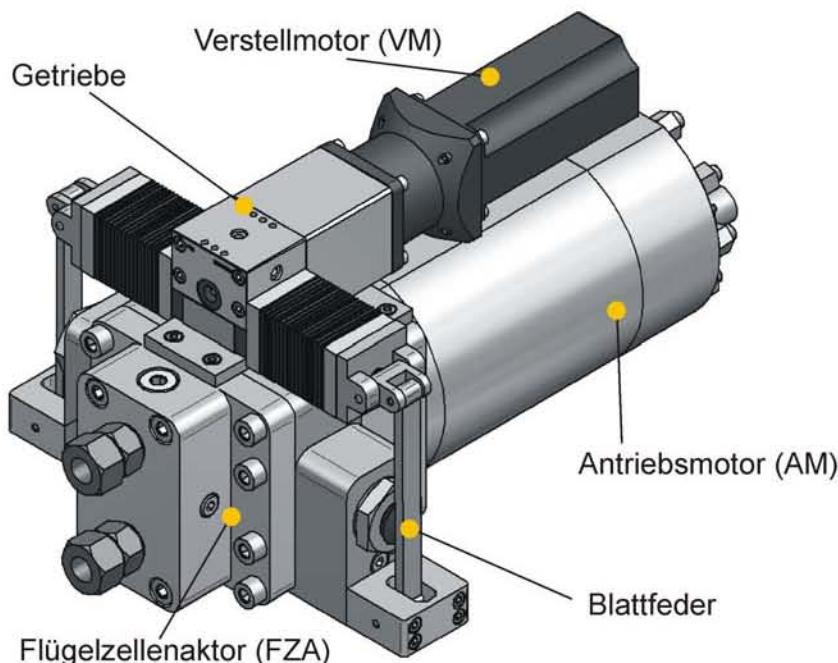


Bild 52: Motorpumpeneinheit (CAD)

Die Neuerungen in der Steuer- und Axialscheibengeometrie können allgemein auf die reversiblen Pumpen übertragen werden; diese werden im Folgenden erläutert. Im Vordergrund steht dabei das Wechselspiel zwischen der mechatronischen Komposition und der Konstruktion. Durch die modellgestützte Vorgehensweise können eine Vielzahl von qualitativen und quantitativen Erkenntnissen und Zusammenhängen gewonnen und für die Konstruktion genutzt werden.

### 4.3.1 Modellbasierte Auslegung der Steuerscheibengeometrie

Generell gilt für hydraulische Verdränger, dass die Auslegung der Steuerscheiben maßgeblich über deren Lebensdauer und Wirkungsgrad entscheidet (Anhang A.4). Folgende drei Hauptelemente der Steuerscheibe sind für die Funktion der Pumpe wichtig (vgl. Bild 53, a):

1. Die Steuernuten zur Trennung von Saug- und Druckseite sorgen dafür, dass bei sich verkleinerndem Verdrängerraum eine Verbindung zur Druckseite und bei sich vergrößerndem Verdrängerraum eine zur Saugseite hergestellt wird.
2. Die Dämpfungsnuen sorgen dafür, dass der Übergang von Saug- zu Druckseite weicher bzw. ohne Druckstöße passiert. Somit sind sie auch für die Geräuschentwicklung der Pumpe verantwortlich.
3. Die Nuten zur Flügelfußdruckbeaufschlagung sorgen für einen ständigen Kontakt der Flügel mit der Hubringlauffläche, um eine Abdichtung der Zelle in radialer Richtung zu gewährleisten.

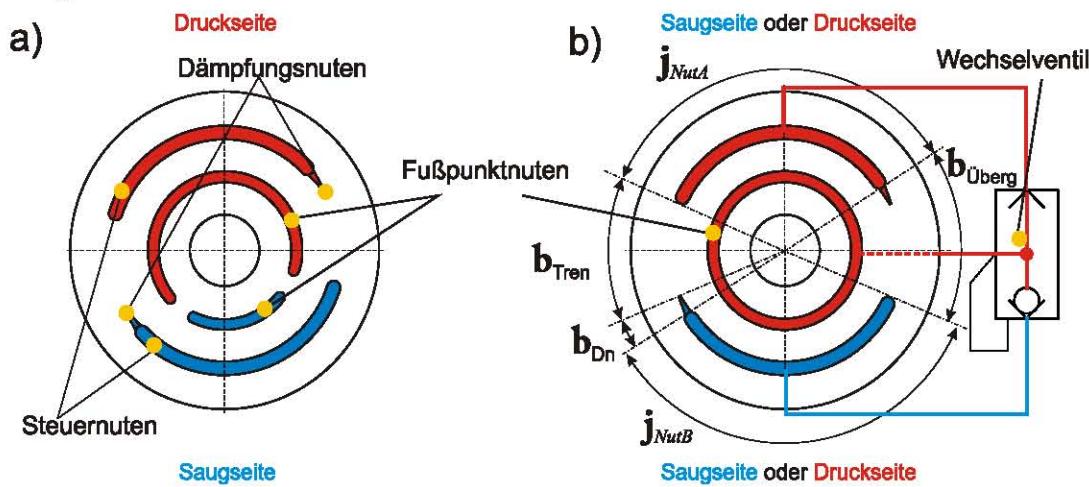


Bild 53: Steuerscheibe: a) verstellbare FZP b) reversierbare FZP

Die Steuerscheiben von konventionellen Pumpen sind für den 1-Quadranten-Betrieb ausgelegt, da sie definierte Saug- und Druckseiten besitzen. Für einen optimalen Betrieb in einer Förderrichtung werden die Steuernuten und die Nuten zur Flügelfußbeaufschlagung asymmetrisch gestaltet (vgl. Bild 53, a). Diese Lösung lässt sich auf eine reversible Pumpe, die in einem 4-Quadranten-Betrieb arbeitet, nicht übertragen, da sie in beide Richtungen einen Volumenstrom fördern soll.

Becker [12] hat für den 4-Quadranten-Betrieb eine konstante Flügelfußdruckbeaufschlagung mit dem Systemdruck vorgeschlagen (vgl. Bild 53, b). In einer durchgehenden

Fußpunktnut am Flügelfuß wurde der Flügel durch ein Wechselventil sowohl auf der Druck- als auch auf der Saugseite immer mit dem Förderdruck des Verdrängers beaufschlagt. Damit wurde gewährleistet, dass die Flügel immer mit der maximal möglichen Kraft an den Hubring gedrückt werden.

Die Lösung mit der durchgehenden Fusspunktnut und einer einfachen symmetrischen Anordnung von Steuernuten liefert kein optimales Verhalten. Das war der Anlass für die modellbasierte, rechnergestützte Untersuchung des inneren Strömungsverhaltens der Pumpe. Bei der Modellierung sollte der Einfluss aller für den Fördervorgang entscheidenden geometrischen Verhältnisse wiedergegeben werden, um optimierte Vorgaben für die Konstruktion der Pumpe zu liefern. Durch die modellbasierte Analyse und Optimierung konnten der Wirkungsgrad und die Maximalleistung der Pumpe erhöht und die Bau teilbelastung verringert werden. Anhand der modelltechnischen Untersuchungen wurde die Steuerscheibe für die FZA konstruiert (Anhang A.4).

Die Modellierung, die Identifizierung der Modellparameter und die Optimierung der Steuerscheibengeometrie sind Gegenstand mehrerer Arbeiten [54], [84], von denen hier nur die für das Weitere wichtigen Ergebnisse vorgestellt werden.

### Steuer- und Dämpfungsnoten

Die in die Steuerscheibe integrierten Steuernuten sorgen für die Verbindung der Zellen mit der Saug- bzw. Druckseite (Ein- bzw. Ausgang) der Pumpe (vgl. Bild 53).

Die für Flügelzellenpumpen geltenden Gesetzmäßigkeiten über Drücke und Volumenströme in den einzelnen Zellen können der Fachliteratur entnommen werden [48]. Die Formeln basieren auf der geometrischen Betrachtung der Nuten und der Zellenbewegung sowie auf den Gesetzmäßigkeiten für turbulente Strömungen.

Die geometrische Volumenänderung (vgl. Bild 55) der einzelnen Zellen hängt von der Exzentrizität des Hubkolbens sowie von der Position der jeweiligen Zelle ab und folgt aus der Gleichung :

$$V_{zi} = \frac{b_{Flg} \cdot e^2}{2} \int_{-\frac{\pi}{z_{FZA}}}^{\left(\frac{\pi}{z_{FZA}}\right)} \left\{ \left[ \cos \varphi_{zi} + \frac{e}{4 \cdot R_{HK}} \cdot \cos 2 \cdot \varphi_{zi} + \frac{4 \cdot R_{HK}^2 - e^2}{4 \cdot e \cdot R_{HK}} \right]^2 - \left[ \cos \left( \varphi_{zi} + \frac{2 \cdot \pi}{z_{FZA}} \right) + \frac{e}{4 \cdot R_{HK}} \cdot \cos 2 \cdot \left( \varphi_{zi} + \frac{2 \cdot \pi}{z_{FZA}} \right) + \frac{4 \cdot R_{HK}^2 - e^2}{4 \cdot e \cdot R_{HK}} \right]^2 \right\} \cdot d\varphi_{zi} \quad (4.37)$$

mit:

$b_{Flg}$  Flügelbreite

Während die jeweilige Zelle um  $\Delta\varphi_{zi}$  weiter verdreht wird, erfährt sie die resultierende Volumenänderung  $\Delta V_{zi}$ . Ihre Differenzierung ergibt den geometrischen Fördervolumenstrom  $Q_{zi}$  der entsprechenden Zelle:

$$Q_{zi} = \frac{\Delta V_{zi}}{dt} = \Delta V_{zi} \cdot \omega_{Ro} \quad (4.38)$$

mit:

$$\omega_{Ro} \quad \text{Winkelgeschwindigkeit des Rotors}$$

Der Volumenstrom einer Zelle wird bei einer kompletten Drehung des Rotors um  $2\pi$  zu Null, weil die Zelle immer abgeschlossen bleibt und nichts gefördert werden kann (Kontinuitätssatz der Ölhydraulik). Aus diesem Grund muss eine Steuerscheibe verwendet werden, die dafür sorgt, dass die Zelle bei einer Verkleinerung des Volumens (Kompression) mit der Druckseite und bei einer Vergrößerung (Expansion) mit der Saugseite verbunden wird.

Da es sich bei den Steuer- und Dämpfungsnoten um scharfe Einlaufkanten handelt, stellt sich eine turbulente Strömung ein, so dass die Formel für Strömungen durch eine Blende verwendet werden kann [30]:

$$Q_{Nut} = \mu_N \cdot A_{Nut,i} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\rho_{Oil}} \cdot (p_i - p_{Nut})} \quad (4.39)$$

$A_{Nut,i}$  beschreibt die Fläche der Steuer- bzw. Dämpfungsnot, über der sich der entsprechende Zellenflügel momentan befindet;  $p_i$  bezeichnet den Druck in der betrachteten Zelle  $i$ , und  $p_{Nut}$  steht für den Druck in der Steuer-/Dämpfungsnot, welche die Zelle passt. Die Durchflusszahl  $\mu_N$  hängt von der Blendengeometrie ab und berücksichtigt die durch die Querschnittsänderung hervorgerufenen Strömungsverluste der Blende [107].

Es wurde angenommen, dass sich in dem Bereich  $\varphi_{Nut}$  der Steuernuten die Arbeitsdrücke  $p_A$  und  $p_B$  (Gleichungen (4.17), (4.18)) einstellen. Interne Druckverluste in diesen Bereichen werden vernachlässigt. Der Druck aller Zellen, die sich über einer der beiden Steuernuten befinden, ist somit konstant, lediglich das Volumen  $V_{zi}$  der Zellen ändert sich.

Aufgrund der reversiblen Arbeitsweise sind die Steuernuten symmetrisch angeordnet ( $\varphi_{Nut,A} = \varphi_{Nut,B}$ ). Druckänderungen finden nur in den Übergangsbereichen statt. Aus der allgemeinen Beziehung für eine isotherme Druckänderung eines kompressiblen Mediums durch eine Volumenänderung folgt:

$$\Delta p_z = E_{Fl} \cdot \frac{\Delta V_{zi}}{V_{zi}} \quad (4.40)$$

mit:

$$E_{Fl} \quad \text{Kompressionsmodul des Fluids}$$

Die Zelle darf zu keinem Zeitpunkt gleichzeitig über beiden Steuernuten stehen, damit Saug- und Druckseite nicht kurzgeschlossen werden. Das bedeutet, dass der Abstand zwischen beiden Steuernuten entsprechend ausgelegt werden muss. Damit hängt der minimale Trennwinkel  $\beta_{\text{Tren}}^{\min}$  nur von der Flügelzahl ab:

$$\beta_{\text{Tren}}^{\min} \geq \frac{2 \cdot \pi}{z_{\text{FZA}}} \quad (4.41)$$

und bildet zusammen mit dem Bereich der Dämpfungsnu  $\beta_{\text{Dn}}$  einen Umsteuerbereich. Im Umsteuerbereich ändert sich der Druck der Zellen von  $p_A$  zu  $p_B$  bzw. von  $p_B$  zu  $p_A$  (vgl. Bild 53, b).

Der Wirkungsgrad, die Laufruhe und das Verschleißverhalten der Flügelzellenpumpe werden maßgeblich von den Druckverhältnissen in der Zelle beim Übergang von einer Steuernut in die andere beeinflusst. Erfolgt dieser Übergang schlagartig, so wird auch der Zellendruck  $p_z$  schlagartig vom Saugdruck auf den Förderdruck gebracht, was mit erheblichen Druckstößen einhergeht und auf Kosten der Lebensdauer sowie der Laufruhe geht.

Bei einem nicht angepassten Druckaufbau folgt bei der Verbindung der umsteuernden Zellen mit der Drucknut ein schlagartiger Druckausgleich. Es treten große Belastungen der Flügel und der Welle auf. Diese gehen mit höherem Verschleiß und größerer Geräuschentwicklung einher. Bei zu schnellen Druckübergängen kann es sogar zu Drucküberhöhungen und damit zu einem Abheben der Flügel kommen. Dies verschlechtert den Wirkungsgrad der Pumpe erheblich [54]. Somit muss ein möglichst fließender und harmonischer Übergang erreicht werden.

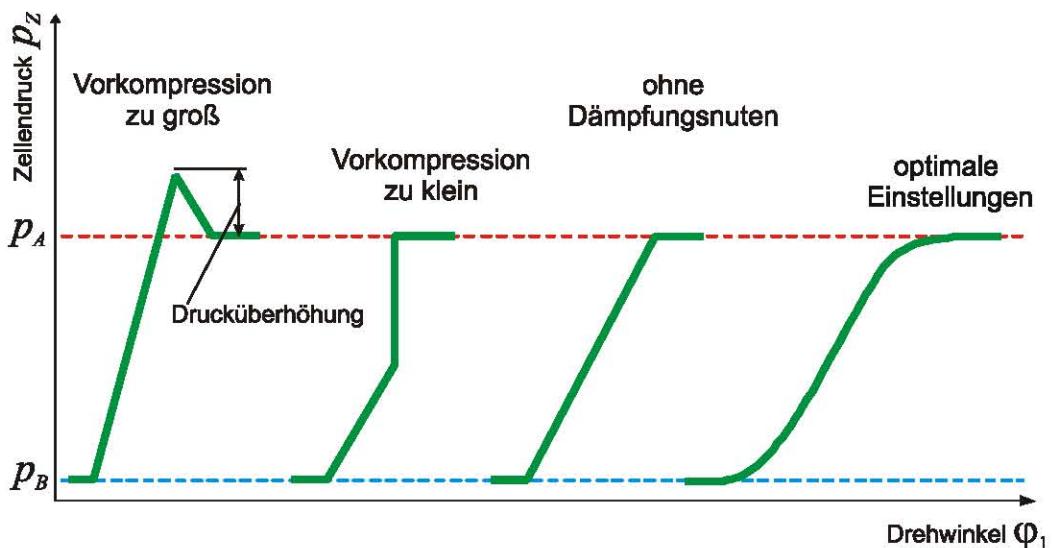


Bild 54: Druckaufbau in einer Zelle

In Bild 54 sind mögliche Formen des Druckaufbaus in der Übergangszelle dargestellt. Beim Austritt der Zelle aus der saugseitigen Steuernut kann infolge der Drucküberhöhung ein "negativer" Druck entstehen. Dieser "negative" Druck wird als Kavitation bezeichnet

und geht mit einer Bildung von Dampfblasen im Öl bei niedrigem Druck einher. Steigt der Druck wieder an, so implodieren diese Blasen wieder. Dieser Zerfall hat Geräuschentwicklungen, Leistungsverluste und Erosionsschäden zur Folge [71].

Eine Möglichkeit, die Druckstöße zu minimieren, bietet die Vorkomprimierung. Diese sorgt dafür, dass die Zelle im Übergang von der Saug- auf die Druckseite für eine kurze Zeit ganz von den Steuernuten getrennt bleibt und so vor dem Eintreten in die Fördernut durch Verkleinerung des geometrischen Zellenvolumens den Druck erhöht. Im Idealfall sorgt die Vorkomprimierung dafür, dass das Zellenvolumen beim Eintritt in die Fördernut exakt denselben Druck hat wie die Fördernut selbst. Damit werden ebenfalls Druckstöße vermieden, mit demselben Effekt wie beim Gebrauch von Dämpfungsnuhen. Allerdings ist es einleuchtend, dass dieser ideale Fall nur bei einer bestimmten Exzentrizität und einem bestimmten Druck erreicht werden kann. Bei ständig wechselnden Drücken und Exzentrizitäten darf die Vorkomprimierung auf gar keinen Fall zu Drucküberhöhungen oder beim Übergang zur Saugseite zu „negativen“ Drücken und damit verbundener Kavitation führen.

Eine Vorkomprimierung lässt sich entweder durch eine Vergrößerung des Trennwinkels  $\beta_{\text{Tren}}$  oder durch eine Verdrehung der Steuernuten um die Mittelachse der Scheibe um einen Winkel  $\gamma_{\text{vk}}$  einstellen (vgl. Bild 55).

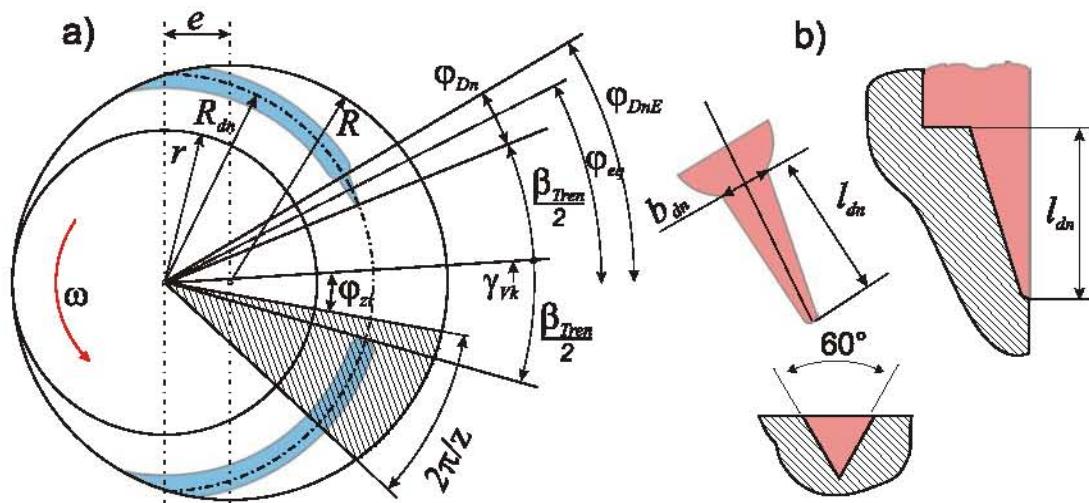


Bild 55: a) Verdrängerraum einer Zelle b) Dämpfungsmaut

Eine weitere Möglichkeit, die Druckstöße zu minimieren, besteht darin, Dämpfungsnoten vor dem Eintritt der Zellen in die Steuernoten anzulegen (vgl. Bild 55, a, b). Dabei handelt es sich um keilförmige Kerben, die sich zu den Steuernoten hin öffnen. Die Dämpfungsnoten sorgen dafür, dass beim Übergang der Zelle vom niedrigen Druck zum höheren – oder umgekehrt – der Druck sich nicht schlagartig, sondern moderat und weich ändert. Das führt zum Einen dazu, dass der Betrieb der Pumpe leiser wird, da Stöße Geräusche verursachen; zum Anderen führt ein weicher Druckübergang auch zu einer Absenkung der Belastungen auf Rotor und Flügel, so dass längere Standzeiten erreicht werden. Hier gilt es allerdings zu beachten, dass bei ungünstiger Auslegung der Dämpfungsnoten sich der geometrische Wirkungsgrad der Flügelzellenpumpe drastisch verschlechtert.

Für konstante Flügelzellenpumpen existieren einige Methoden und Modelle, die eine optimale Auslegung der Steuernuten anstreben. Tatsache ist, dass die in der Literatur beschriebenen Ansätze sich nur für einen konstanten Betriebspunkt (Druck und Fördervolumen) eignen. Die Annahme eines konstanten Betriebspunktes bedeutet, dass der Druckausgleich in der Übergangszelle immer genau an dem Punkt abgeschlossen sein muss, wo der erste Flügel der Zelle den Winkel  $\phi_{DnE}$  passiert. Es ist offensichtlich, dass für unterschiedliche Arbeitspunkte (Druck und Fördervolumen) auch die Anforderungen an die Dämpfungsnuaten verschieden sind. Erfahrungsgemäß werden die Dämpfungsnuaten lang und schmal ausgeführt, wenn es um hohe Drücke und kleine Volumenströme geht. Bei der Auslegung für kleine Drücke und hohe Volumenströme werden diese kurz und breit gestaltet. Theoretisch existiert für jeden Arbeitspunkt ein idealer Parametersatz (Dämpfungsnuat, Vorkomprimierung etc.).

Bei der beschriebenen Anwendung besitzt die Pumpe keinen eindeutigen Betriebspunkt. Somit muss ein geeigneter Kompromiss gefunden werden. Aus der Analyse des Modells (vgl. Bild 20, c) mit der in Kapitel 4.2.2 beschriebenen Aktorik wurden die Randbedingungen an die Aktorik ermittelt. Die Anforderungen liegen bei einem maximalen Druck von etwa 100 bar ohne Fördervolumenstrom und bei einer maximalen Förderleistung bei 20 bar. Die Hauptanforderungen sind ein möglichst großer maximal erreichbarer Druck und ein möglichst großer Volumenstrom, der ohne Druckaufbau erreicht werden kann.

Bei der Auslegung der Steuergeometrie muss ein Kompromiss gefunden werden, der eine einwandfreie Funktion der Pumpe über den gesamten geforderten Arbeitsbereich gewährleistet. Es kommt zu Problemen, wenn die für einen bestimmten Arbeitspunkt optimierte Steuerscheibe in einem anderen Arbeitspunkt verwendet wird. Dabei können unerwünschte Eigenschaften wie Kavitation, Drucküberhöhungen und Drucksprünge entstehen, die alle zur Verschlechterung des Pumpenwirkungsgrades führen.

Wegen der großen Zahl an Randbedingungen und Parametern war ein modellbasiertes, rechnergestütztes Optimierungsansatz erforderlich. Am Modell wurde eine Parameterstudie mit anschließender Optimierung durchgeführt. Die gewonnenen Erkenntnisse flossen in die Konstruktion der Pumpe ein. Es konnten auf Anhieb brauchbare Ergebnisse erzielt werden, was auch die Prüfstandserprobungen bestätigen, die somit dem Modell eine ausreichende Güte bescheinigen. Die Ergebnisse können der Arbeit von Just [54] entnommen werden.

Durch den Einsatz der Optimierungsverfahren wurde eine Konfiguration der Steuer- und Dämpfungsnuaten gefunden, die den gesamten für die Anwendung relevanten Bereich abdeckt und damit einen geeigneten Kompromiss darstellt. In diesem Zusammenhang ist die Einführung einer zusätzlichen Größe notwendig, die einer kurzen Erläuterung bedarf. Bei dieser Größe handelt es sich um einen Äquivalenzwinkel  $\phi_{eq}$ , der die Lage des ersten Flügels der Übergangszelle beschreibt, bei der ein vollständiger Druckausgleich im Umsteuerbereich stattgefunden hat ( $p_{zi} = p_{zi+1}$ ).

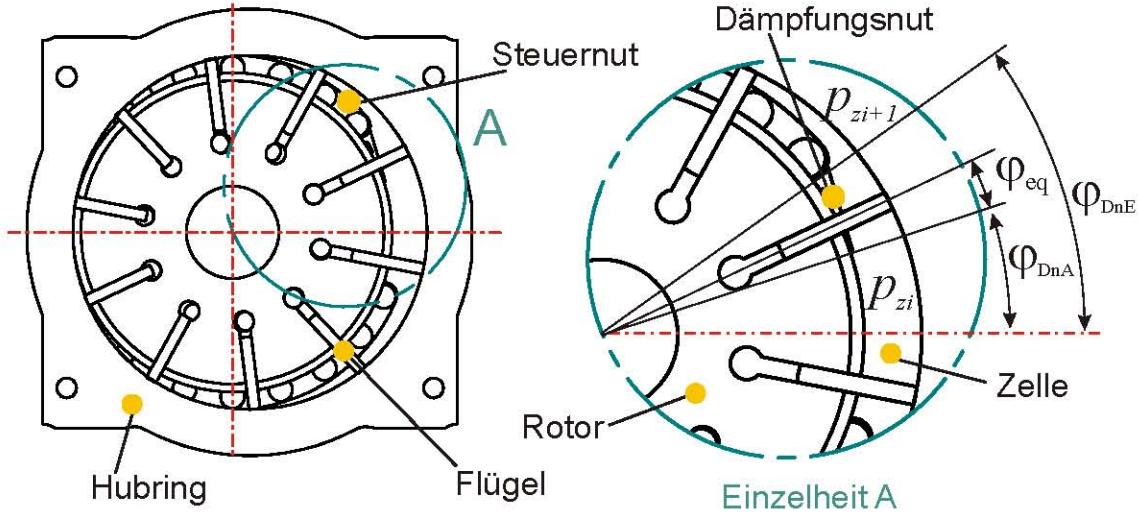


Bild 56: Äquivalenzwinkel

Der Äquivalenzwinkel hängt vom momentanen Betriebspunkt ab und bewegt sich innerhalb der Grenzen der Dämpfungsnuß ( $0 \leq \varphi_{eq} \leq (\varphi_{DnE} - \varphi_{DnA})$ ). Damit besitzt die Pumpe einen variablen Umsteuerbereich [35]. Diese Erkenntnis spielt eine entscheidende Rolle bei der Auslegung der Steuerscheibengeometrie sowie bei der Beschreibung der Rückstellkraft (vgl. Kapitel 5.3.2).

### Flügelfußdruckbeaufschlagung

Die Flügelfußdruckbeaufschlagung muss an den reversiblen Betrieb angepasst werden. Um die Druckbeaufschlagung der Flügelfußpunkte zu optimieren, wurden zunächst die auftretenden Flügelkräfte in Abhängigkeit von der Steuernutengeometrie analysiert. Dazu wurden die auf den Flügel wirkende Kräfte und Momente (vgl. Bild 57, a) numerisch in Abhängigkeit vom Umlaufwinkel  $\varphi$  ermittelt. Dieser Ansatz wurde bereits in mehreren Arbeiten beschrieben [54], [79].

Bei der Modellierung der Kräfte, die auf die einzelnen Flügel in ihre Längsrichtung wirken, wurden folgende Kräfte berücksichtigt:

- die aus der Druckbeaufschlagung seitens der Fußpunktnuten resultierende Kraft  $F_{fuss}$
- die richtungsabhängigen Reibungskräfte zwischen Flügel und Rotor im Rotorschlitz  $F_R$
- die aufgrund der Rotation der Flügelmasse um den Mittelpunkt resultierende Zentrifugalkraft  $F_{zentr}$
- die aufgrund der Zwangsführung durch die Hubkontur entstehende Radialbeschleunigungskraft  $F_{rad, a}$  und die Kraft  $F_{Druck}$  aus dem Zellendruck

Aus ihrer Summe wird die resultierende Anpresskraft  $F_{Kopf}$  des Flügels an den Hubring berechnet:

$$F_{Kopf} = F_{Druck} + F_{zentr} - F_{rad, a} + F_{ref} + F_{fuss} + F_R \quad (4.42)$$

Senkrecht zur Flügelachse wirken die Corioliskraft  $F_{cor}$ , die aus der Druckdifferenz der beiden Nachbarzellen resultierende Kraft  $F_{\Delta p}$  und die Reibungskraft zwischen Flügelkopf und Hubring  $F_{R, Kopf}$ .

In Bild 57, b) ist die Anpresskraft  $F_{Kopf}$  über dem Umlaufwinkel  $\varphi$  bei einem Druck von 100 bar unter Verwendung einer umlaufenden Fußpunktmut aufgetragen (vgl. Bild 53, b):

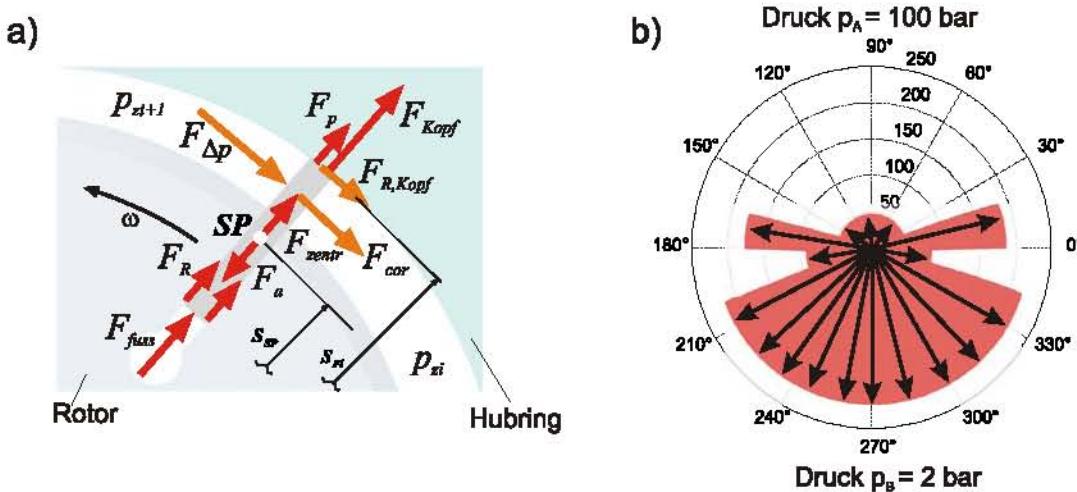


Bild 57: a) Kräfte am Flügel, b) Flügelanpresskraft bei 100 bar

Aus den bei der Modellbildung und der Simulation gewonnenen Erfahrungen konnte festgestellt werden, dass die Dichtwirkung der Flügel im Grunde nur in den Umsteuerbereichen benötigt wird. Sobald sich die Flügel weit genug über den Steuernuten befinden, besteht praktisch keine Druckdifferenz zwischen den beiden angrenzenden Zellen, so dass auch ohne Dichtwirkung der Flügel keine nennenswerte Leckage über den Flügelkopf fließen würde. Lediglich in den Umsteuerbereichen muss gewährleistet sein, dass die Flügel mit der größtmöglichen Fußpunktlast beaufschlagt werden, um eine gute Dichtwirkung am Flügelkopf zu erzielen.

Nach der Modellierung und anschließenden Simulationen ließ sich jedoch feststellen, dass diese Art der Flügelanpressung an den Hubring zwar eine mögliche, jedoch keine optimale Lösung darstellt (vgl. Bild 57, b). Trotz der konstanten Fußpunktlast  $F_{fuss}$  ist die Flügelanpresskraft  $F_{Kopf}$  aufgrund der anderen Kräfte dennoch nicht konstant, sondern von der aktuellen Flügelposition relativ zu den Steuer- und Dämpfungsnuaten abhängig. Betrachtet man den Verlauf der Anpresskraft, so erkennt man, dass im Bereich des niedrigen Druckes die Flügel-Anpresskraft sehr hoch ist, während sie im Bereich des hohen Druckes ein wesentlich niedrigeres Niveau hat. Nur im Umsteuerbereich weist die Flügel-Anpresskraft große Sprünge auf, weil aufgrund der hier herrschenden Druckdifferenzen der Flügel mit einem Moment beaufschlagt wird und sich somit seine Reibung im Rottorschlitz drastisch erhöht. Das bedeutet, dass der Flügel im Bereich des niedrigen Druckes – einem Bereich, wo für die Funktion überhaupt keine Anpresskraft nötig wäre – die ma-

ximale Anpresskraft erfährt. Damit ergibt sich an dieser Stelle ein Bereich maximaler Reibung am Flügelkopf, der jedoch vermieden werden könnte.

Von diesen neu gewonnenen Erkenntnissen ausgehend, wurde eine andere Gestaltung der Flügel-Fußpunktmut vorgenommen, die in Abhängigkeit von der Drucksituation und der Flügelposition unterschiedliche Fußpunktdrücke liefert.

Dies wird dadurch umgesetzt, dass die durchgehende Fußpunktmut in vier voneinander getrennte Segmente aufgeteilt wird (vgl. Bild 58, a) – zwei davon gegenüber den beiden Steuernut und zwei gegenüber den maximal möglichen Umsteuerbereichen.

Die beiden Umsteuer-Fußpunktmutsegmente werden wie die frühere durchgehende Fußpunktmut über das Wechselventil mit der Leitung des maximalen Druckes verbunden. Die beiden übrigen Fußpunktmutsegmente werden mit der jeweils gegenüberliegenden Steuernut verbunden. Dadurch wird erreicht, dass zu jedem Zeitpunkt drei der Fußpunktmutsegmente mit dem maximalen Druck beaufschlagt werden und nur das Segment gegenüber der Steuernut der Saugseite mit dem niedrigen Druck versorgt wird. Damit ist die Vorgabe aus der Simulation bei jeder Dreh- und Förderrichtung der Pumpe auf einfache Art erfüllt worden.

Das Bild 58, b) zeigt die Anpresskraft des ersten Flügels an den Hubring. Im Vergleich zu den Kräften mit der durchgehenden Dämpfungsnut (vgl. Bild 57) wird bestätigt, dass tatsächlich im Bereich der Steuernut mit dem niedrigen Druck die Anpresskraft von früher 218 N auf nun 5 N herabgesenkt worden ist – die übrigen Bereiche sind nicht verändert worden.

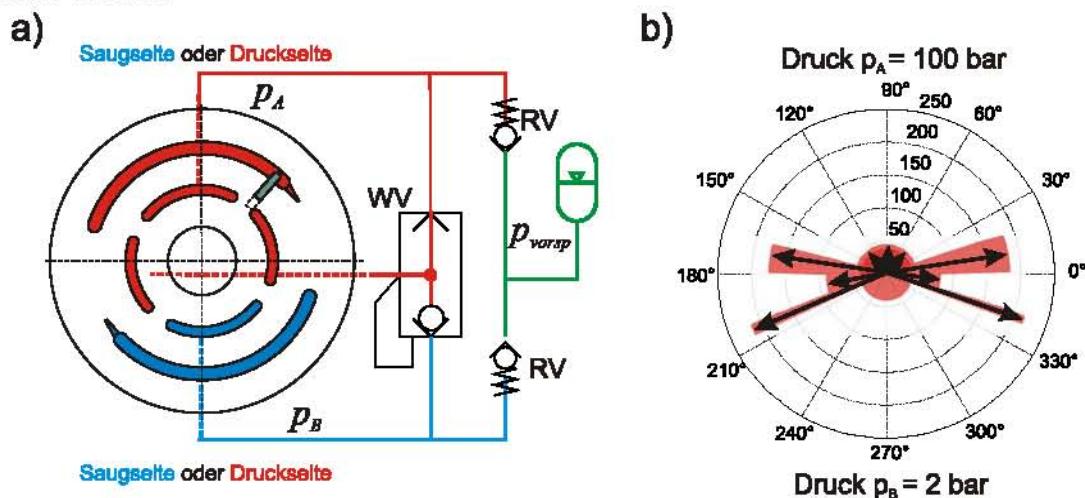


Bild 58: a) Hydraulikplan, b) Flügelanpresskraft bei 100 bar

Die MPE mit Schwenkmotor und Hydraulikblock bildet ein geschlossenes System (FA), das mit einem Druck von  $p_{\text{vorasp}} = 2,5$  bar vorgespannt ist.

Der Flügelzellenaktuator hat drei "getrennte" Bereiche: zwei Arbeitsbereiche, in denen entweder niedrigerer oder höherer Druck anliegt, und einen Bereich, in dem immer der Vorspanndruck herrscht. An den Bereich mit dem Vorspanndruck ist ein Speicher angeschlossen, der das interne Lecköl aus den Lagerstellen der Welle sammelt. Um Kavitationseffekte zu vermeiden, ist der Speicher durch die Rückschlagventile (RV), die auf 0,5

bar Druckdifferenz eingestellt sind, mit den Arbeitsbereichen verbunden. Wird der Druck im Arbeitsbereich niedriger als der Speicherdruck bzw. weniger als 2 bar bei einem Vorspanndruck von 2,5 bar, öffnet sich das entsprechende Ventil und liefert Öl nach (vgl. Bild 58, a).

Das Wechsel-Rückschlagventil (WV), das in die Gehäuse-Versorgung integriert ist, sorgt dafür, dass die Flügelfußpunktnuten in den beiden Umsteuerbereichen immer mit dem höheren Druck beaufschlagt werden.

#### 4.3.2 Axiale Spaltkompensation

Die durch die Hubkolben, die Flügel und den Rotor begrenzten hydraulischen Zellen werden seitlich mit zwei Scheiben (Steuerscheibe und Axialscheibe) begrenzt (vgl. Bild 59). Flügelzellenpumpen mit festem Dichtspalt zwischen den Steuerscheiben und dem Rotor gelten aufgrund des begrenzten volumetrischen Wirkungsgrads als auf einen Druckbereich bis 70 bar beschränkt. Hauptursache für die in Flügelzellenpumpen auftretenden Leckverluste sind die über die axialen und radialen Spalten (zwischen Flügelkopf und Hubkolben) abfließenden Volumenströme. Unter der Wirkung der Arbeitsdrücke auf das Gehäuse weitet sich der Spalt zwischen den Scheiben (Steuerscheibe und Axialscheibe). Die Breite des Spaltes wächst mit steigendem Druck. Bei Flügelzellenpumpen mit hydraulischem Spaltausgleich wird die Axialscheibe gehäuseseitig mit einem höheren Druck beaufschlagt und so gegen den Rotor und den Hubring gedrückt. Dadurch wird ein gleichmäßiger, druckunabhängiger axialer Dichtspalt gewährleistet, der für einen besseren volumetrischen Wirkungsgrad der Pumpe bei hohen Drücken sorgt. So können Drücke bis 180 bar erreicht werden [30].

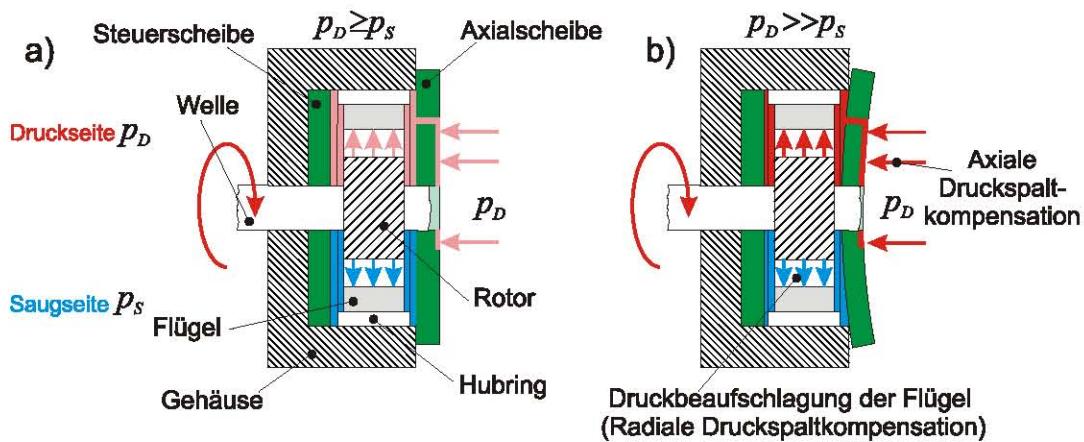


Bild 59: Spaltkompensation: a) geringer Druck, b) hoher Druck

Bei niedrigen Drücken läuft der Rotor mit Axialspiel zwischen zwei Druckplatten. Aufgrund der geringen Reibungsverluste ermöglicht dieses System sehr gute hydraulisch-mechanische Wirkungsgrade in dem für den Leistungsverbrauch relevanten Bereich (vgl. Bild 59, a). Dieses Axialspiel wird bei höheren Drücken durch gezielte Durchbiegung der Druckplatten durch äußere Druckfelder reduziert, so dass ein besserer volumetrischer Wirkungsgrad im höheren Druckbereich ermöglicht wird (vgl. Bild 59, b).

Bei der Auslegung der axialen Druckspaltkompensation sind zwei Bedingungen einzuhalten:

- Die Summe aller Kräfte, die auf die äußere Seite (Kompensationsseite) der Axialscheibe wirken, muss größer sein als die Summe der Kräfte, die seitens der Arbeitsbereiche wirken.
- Bei der größten in der Pumpe entstehenden Druckdifferenz muss der Spalt zwischen dem Rotor und der Scheibe noch groß genug sein, um die Drehung des Motors nicht zu behindern. Je enger der Spalt, desto größer werden die Reibung und damit auch die mechanisch-hydraulischen Verluste.

Bei Pumpen mit definierten Saug- und Druckseiten ist der Druckbereich der Arbeitsseite der Axialscheibe durch eine Bohrung mit der Kompensationsseite verbunden. Auf der Kompensationsseite ist die Drucktasche so ausgelegt, dass auch die Übergangsbereiche nach den oben genannten Bedingungen kompensiert werden (vgl. Bild 60, a).

Die reversiblen Pumpen besitzen keine definierten Saug- und Druckseiten. Deswegen soll ein anderer geeigneter Ansatz gefunden werden. Aus mehreren Lösungsvarianten (vgl. Bild 60, b, c, d) wurde nach einer Bewertung eine geeignete Lösung ausgewählt:

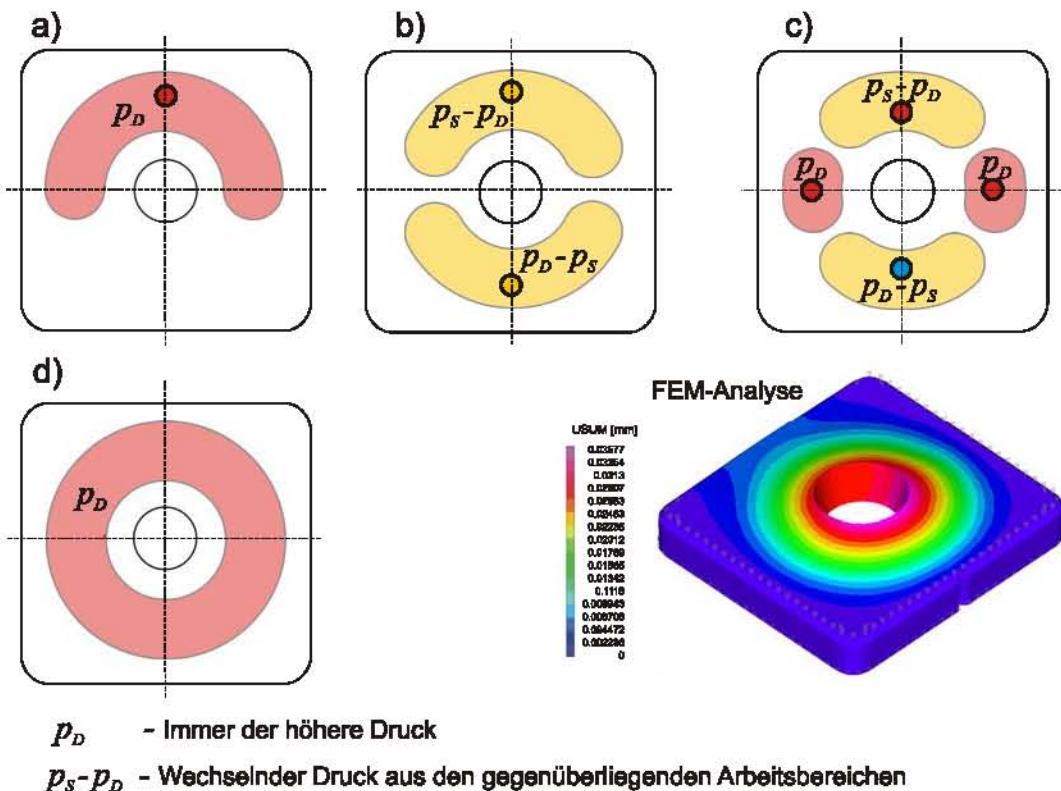


Bild 60: Axiale Spaltkompensation

Alle Varianten wurden mit Hilfe der Finite-Element-Methode analysiert.

In Bild 60 sind die betrachteten Varianten dargestellt:

- a) Variante für die Pumpe mit definierten Saug- und Druckseiten,
- b) Ausführung analog zur Variante a), jedoch mit zwei voneinander getrennten Kompen-

sationstaschen, die durch Bohrungen mit dem Arbeitsbereich verbunden sind. Diese Lösung ist ungeeignet, weil die Umsteuerbereiche nicht abgedeckt werden können.

- c) Ausführung analog zum Prinzip der Flügelfußpunktbeaufschlagung mit vier voneinander getrennten Kompensationstaschen. In den Übergangsbereichen liegt immer der höhere Druck an. Eine FEM-Analyse liefert zwar gute Ergebnisse; die Realisierung der Variante ist allerdings aufwändig, da die Bereiche gegeneinander abgedichtet werden müssen.
- d) Ausführung mit einer durchgehenden Kompensationstasche und einem Wechselventil. Das Wechselventil sorgt dafür, dass die Kompensationsseite immer mit dem höheren Druck beaufschlagt wird. Diese Variante liefert gute Ergebnisse bei vertretbarem Fertigungsaufwand und wurde für die Realisierung ausgewählt. Die optimalen Maße der Kompensationstaschen wurden im ersten Schritt mit Hilfe von FEM bestimmt. Als nächster Schritt steht die Prüfstandserprobung aus.



## 5 Experimentelle Untersuchungen

Zu Beginn des mechatronischen Entwurfs wurden die grundlegenden kinematischen und dynamischen Eigenschaften des AQL-System festgelegt. Darüber hinaus wurde eine rechnergestützte Aktoroptimierung durchgeführt. Dabei wurden ganzheitlich, d. h. unter Berücksichtigung aller Systemkomponenten, die mechatronischen Funktionen ausgelegt und die Einflüsse der einzelnen Komponenten bzw. Parameter auf das Gesamtsystem untersucht. Ergebnisse der Optimierung lieferten Vorgaben für die Konstruktion des Aktors.

In der Realisierungsphase wurde zunächst ein Aktor-Prototyp aufgebaut. Das Hauptziel waren die Konstruktion eines betriebsbereiten Federungsaktors und der Nachweis seiner Funktionalität unter Prüfstandsbedingungen. Es sollte auch gezeigt werden, dass die Effekte, die sich nur schwer oder gar nicht modellieren lassen, die Funktion nicht einschränken oder behindern. Danach wurde eine Analyse des realen Systems durchgeführt, um zu klären, welchen Einfluss nicht modellierte Effekte auf die dynamischen Eigenschaften des Systems haben. Dabei wurde eine auf den Hubring wirkende rückstellende Kraft beobachtet und messtechnisch erfasst, die einen wesentlichen Einfluss auf die Aktordynamik ausübt, aber im Modell zunächst nicht berücksichtigt wurde. Deshalb sollte dieser in einem validierten Modell abgebildet werden.

In der Testphase wurden neben den Funktionstests des Federungsaktors und den HIL-Tests des Gesamtsystems auch die Modelle weiter verfeinert, identifiziert und validiert. Diese identifizierten Modelle wurden dann für weiterführende Untersuchungen (z. B. zum Verhalten des Systems bei Erreichen der Belastungsgrenze) eingesetzt.

In diesem Kapitel werden folgende Aspekte der Prüfstandsuntersuchungen erläutert:

- Prüfstandsaufbau
- Funktionsnachweis des Flügelzellenaktors (**FZA**)
- Identifizierung und experimentelle Validierung des Modells
- Interne Druckrückführung
- HIL-Experiment

### 5.1 Aufbau des Prüfstandes

Das Hauptziel beim Aufbau des Prüfstandes war, eine realistische Umgebung für den Test zu schaffen [102]. Das auf dem Prüfstand aufgebaute System sollte die Verhältnisse im realen Fahrzeug möglichst gut wiedergeben. Dies gilt insbesondere für die Reifen- und die Aufbaudynamik. Die Reifendynamik lässt sich aufgrund ihrer vielen nichtlinearen Anteile nur eingeschränkt im Modell nachbilden. Um auf dem Prüfstand trotzdem realistische Verhältnisse zu gewährleisten, wurde das Rad mit aufgebaut. Die Aufbaudynamik dagegen lässt sich gut im Modell nachbilden; daher wurde die Aufbaumasse auf dem Prüfstand nicht berücksichtigt. Die Störung lässt sich in den Reifen (Latsch) einleiten, alternativ aber auch direkt an den Querlenker (Radträger). Um die Steifigkeit der Anord-

nung Flügelzellenaktor, Schwenkmotor und Querlenker vermessen zu können, lassen sich Schwenkmotor bzw. Querlenker arretieren. Die maximal zu erwartende Radgeschwindigkeit in z-Richtung (Ein- bzw. Ausfedern) beträgt 1 m/sec.

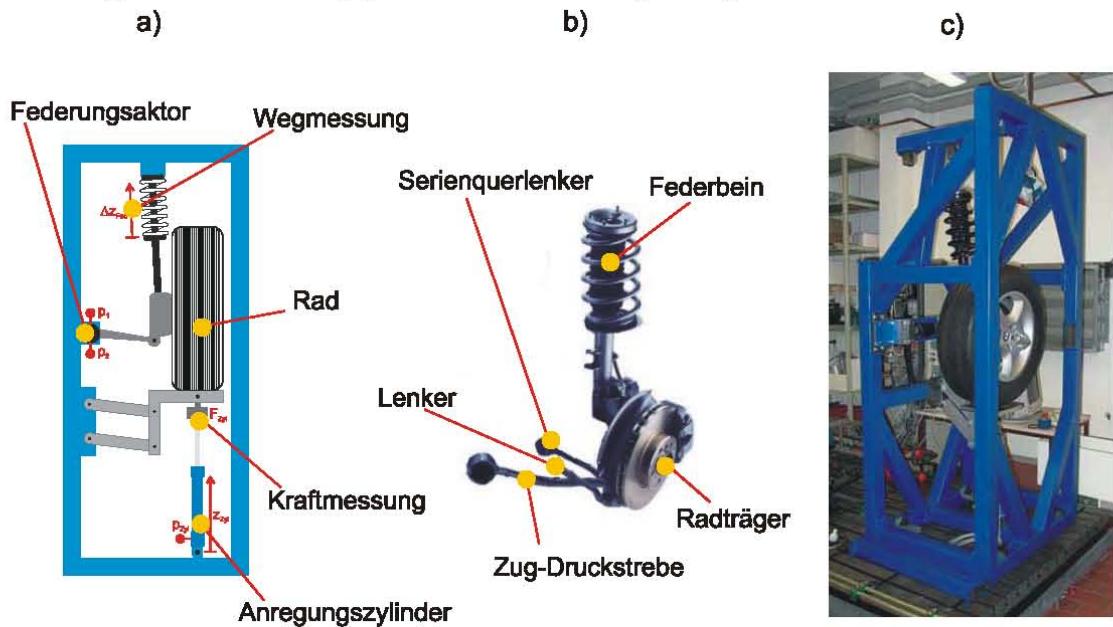


Bild 61: Prüfstand: a) Prüfstandsaufbau (CAD), b) Serienaufhängung, c) Prüfstand (Foto)

Bild 61, a) zeigt schematisch den Aufbau des Prüfstands. Die aufgebauten Komponenten können wie folgt in Funktionsgruppen zusammengefasst werden:

- Im unteren Bereich des Prüfstands befindet sich die **Prüfstandsaktorik**. Sie besteht aus dem Anregungszylinder, der mit zwei parallel geschalteten 4/3-Wegeventilen angesteuert wird. Die Parallelschaltung der zwei Ventile gewährleistet, dass auch für hohe Verfahrgeschwindigkeiten des Anregungszylinders (bis 1 m/s) der erforderliche Ölstrom gestellt werden kann. Die Ölversorgung der Anregungseinheit übernimmt eine Stationärhydraulik. Als Anregungszylinder wird ein doppelt wirkender Hydraulikzylinder in Differentialbauweise eingesetzt.
- Darüber sind die Komponenten des **Viertelfahrzeugs** (vgl. Bild 61, b) angeordnet. Das Viertelfahrzeug kann ohne oder mit Rad aufgebaut werden. Es wurde überwiegend aus Serienkomponenten der Vorderachse eines BMW X5 aufgebaut. Diese weist eine McPherson-Einzelradaufhängung auf. Die verwendeten Serienteile sind der Radträger mit Bremse, das Federbein, die Zug-Druckstrebe und der Lenker. Das Öl wurde aus dem konventionellen Dämpfer abgelassen. Das Dämpfergehäuse dient damit lediglich als Führung. Der Serienquerlenker wurde durch einen Querlenker mit integriertem Schwenkmotor ersetzt.
- Die Komponenten der **Fahrzeugaktorik** (durch den Federungsaktor links im Bild 61, a) angedeutet) bilden eine Untergruppe des Viertelfahrzeugs und bestehen aus der Motorpumpeneinheit, dem Schwenkmotor und einem Hydraulikspeicher mit einem Nennvolumen von 0,5 Liter. Der Speicher ist mit dem Pumpenbereich verbunden, in dem der Vorspanndruck herrscht.

- Die **Stationärhydraulik** ist mit einem Druckregelkreis ausgestattet. Zusätzlich befinden sich in der Druck- und der Rücklaufleitung direkt am Ventilblock Hydraulikspeicher, die kurzzeitig auftretende Schwankungen im Ölstrom ausgleichen können. Dadurch werden ein Zusammenbrechen des Versorgungsdrucks bzw. Druckspitzen in der Rücklaufleitung vermieden.
- Als **Echzeithardware** zur Datenverarbeitung für den Betrieb des Prüfstandes wurde ein System der Firma dSPACE eingesetzt.

Durch die entsprechenden **Sensoren** werden am Prüfstand folgende Größen gemessen:

1. Druckmessungen:

- Drücke in den Schwenkmotorkammern  $p_A$  und  $p_B$
- Druck im Speicher  $p_{Vorosp}$
- Druck in der unteren Zylinderkammer des Anregungszylinders
- Druck im Vorlauf der Stationärhydraulik
- Druck im Rücklauf der Stationärhydraulik

Die Drücke in den Schwenkmotorkammern werden für die Regelung der Fahrzeugaktorik benötigt, während die anderen Druckmessungen zur Überwachung der Prüfstandsaktorik erforderlich sind.

2. Wegmessungen:

- Verfahrweg des Anregungszylinders  $z_{zyl}$
- Federweg des Federbeins  $z_{rel}$
- Exzentrizität des Hubkolbens  $e_{ist}$

Der Verfahrweg des Anregungszylinders wird für die Regelung der Prüfstandsaktorik benötigt. Außerdem ist er beim Betrieb ohne Rad äquivalent zur Längenänderung des Federbeins. Gemessen wird der Verfahrweg mit einem in den Zylinder integrierten induktiven Tauchanker-Wegaufnehmer. Die Auswertelektronik des Sensors liefert ein zum Verfahrweg proportionales Spannungssignal.

Außerdem wird die Längenänderung des Federbeins direkt mit einem Seilzugsensor gemessen. Dieser ist mit einem inkrementalen Drehgeber ausgestattet und liefert dementsprechend ein quantisiertes Signal. Deswegen wird diese Messung nur für den Betrieb des Prüfstands mit Rad und als Vergleichsmessung herangezogen, während für den Betrieb des Prüfstands ohne Rad die Längenänderung des Federbeins aus dem Verfahrweg des Anregungszylinders ermittelt wird. Zur Messung der Exzentrizität des Hubkolbens wird ein induktiver Standard-Wegaufnehmer verwendet.

3. Kraftmessung  $F_{ges}$

Zur Messung der Zylinderkraft wird eine Kraftmessdose mit einem Messbereich von  $-10 \text{ kN}$  bis  $+10 \text{ kN}$  eingesetzt. Die Kraftmessdose weist innerhalb dieses Messbereichs ein lineares Verhalten auf.

## 5.2 Funktionsnachweis

Im Rahmen weiterer Untersuchungen sollen die Aktorik des AQL-Systems an einem Komponentenprüfstand getestet und die Funktionen des neu entwickelten Flügelzellenaktors nachgewiesen werden. Wie in Kapitel 4.2 am Modell gezeigt wurde, sollen folgende Eigenschaften des Aktors sichergestellt werden:

- Führungsverhalten: Der Aktor soll mit aktiver Kraft die Aufbaumasse stabilisieren, d. h. bei einer Amplitude von 80 bar eine Bandbreite von mindestens 5 Hz aufweisen.
- Störverhalten: Der FZA soll durch Straßenanregungen entstehende Druckspitzen abbauen und eine dämpfende Kraft erzeugen.
- Überlagert: Der Aktor soll in der Lage sein, gleichzeitig eine aktive Kraft zu stellen und das Rad zu dämpfen.

### 5.2.1 Führungsverhalten

Die Leistungsfähigkeit der FZA und der unterlagerten Druckrückführung sowie die daraus resultierende Druckregelung sind entscheidend für die Funktion des AQL-Systems. Im ersten Schritt wird deswegen überprüft, ob der Flügelzellenaktor den für die Modelluntersuchungen angenommenen Betriebsdruck von ca. 80 bar erreicht. Dazu wurde der FZA an zwei Druckspeicher angeschlossen und durch die Verstellung der Hubkolben konstanter Druck nacheinander in beiden Richtungen aufgebaut:

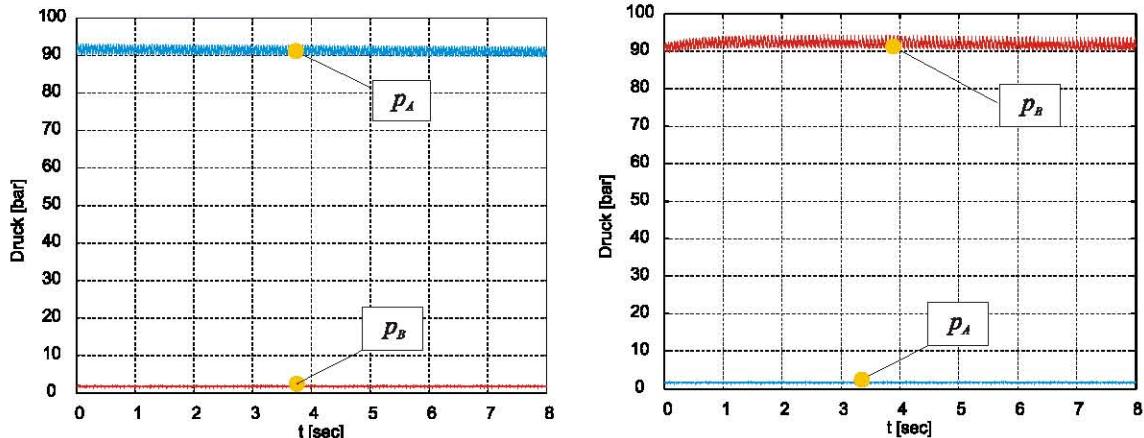


Bild 62: Druckmessungen

Aus Bild 62 ist ersichtlich, dass die geforderten Drücke erreicht werden. Sollten für andere Anwendungen höhere Drücke benötigt werden, können diese durch die axiale Spaltkompensation erreicht werden (vgl. Kapitel 4.3.2). Im ersten Prototypen ist diese Funktion noch nicht vorhanden.

Laut Anforderungskatalog soll die Aktorik eine Bandbreite von über 5 Hz aufweisen. In Bild 63 ist ein gemessener Führungs frequenzgang dargestellt:

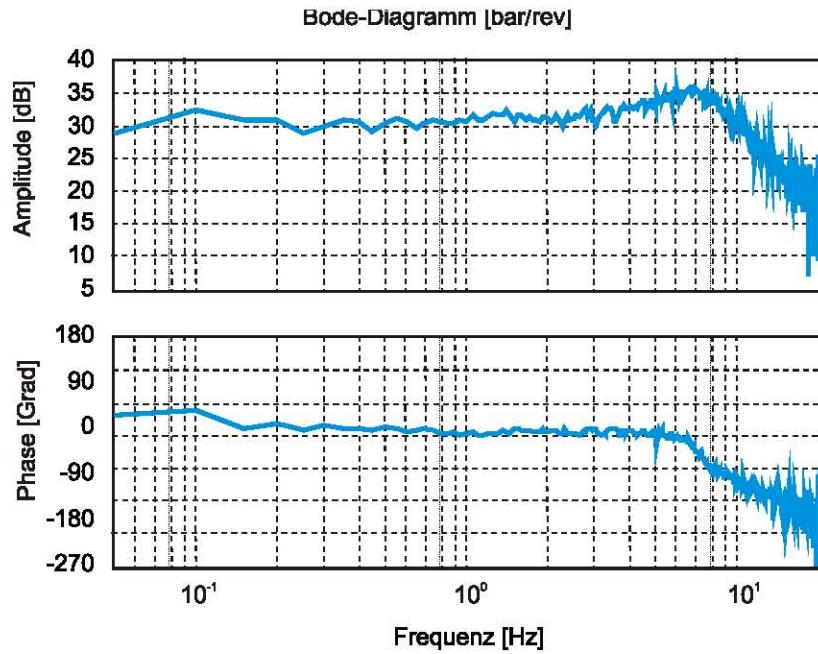


Bild 63: Führungsfrequenzgang

Es wurde ein Chirp-Signal mit einer maximalen Amplitude von 2,5 Umdrehungen auf den Verstellmotor gegeben. Als Ausgangssignal wurde die Druckdifferenz ( $\Delta p = p_A - p_B$ ), die proportional zur Stellkraft ist, aufgenommen. Der Phasenabfall bei 7 Hz beträgt ca.  $45^\circ$ . Damit ist die Anforderung an die Stellbandbreite des Aktors erfüllt.

### 5.2.2 Störverhalten

Wie in Kapitel 4.1 beschrieben, soll der Aktor nicht nur die aktive Kraft stellen, sondern auch die hochfrequenten Störungen, die bei der Radbewegung entstehen, dämpfen.

Die bleibende Dämpfung, die im Dämpfer ohne Öl aufgrund der Reibung entsteht, wurde am Prüfstand gemessen und im identifizierten Modell berücksichtigt (Bild 64). Danach wurden die Aktorik angeschlossen und die Messungen mit den Simulationsergebnissen verglichen. In Bild 64 ist eine gute Übereinstimmung der Messungen mit den Simulationsergebnissen erkennbar:

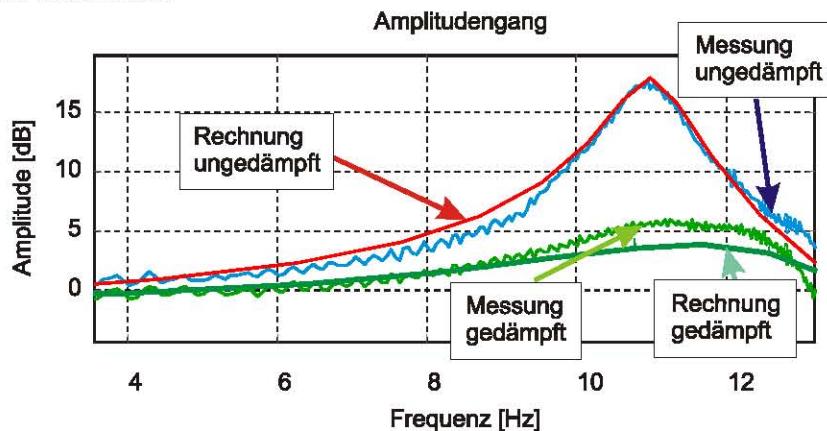


Bild 64: Störfrequenzgang

Die stärkere Überhöhung bei ca. 11 Hz des realen Systems mit Aktorik gegenüber dem Modell lässt auf eine geringere Raddämpfung schließen. Dies ist aber ohne Probleme etwa durch eine Erhöhung der Dämpfung des Hubkolbens oder durch eine Änderung der Antriebsdrehzahl einzustellen, wogegen eine Verringerung der Dämpfung schwieriger wäre.

Bild 65 stellt die Messungen des Störverhaltens im Zeitbereich dar:

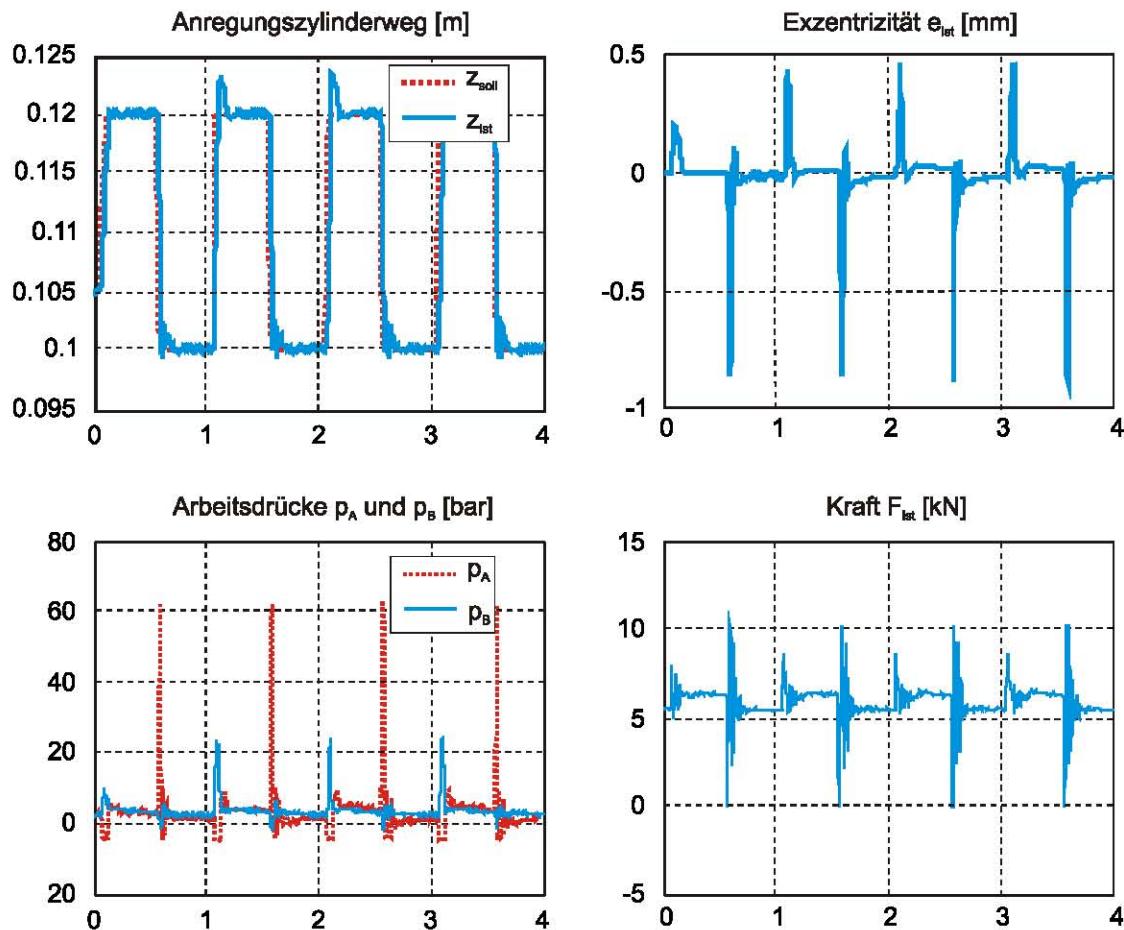


Bild 65: Störverhalten im Zeitbereich

Auf das Rad wurde ein Sprung als Straßenanregung (vgl. Bild 65, oben links) eingeleitet. Die Flügelzellenpumpe wurde mit konstanter Drehzahl angetrieben. Es wurden keine Stellgrößen (Solldruckdifferenz) aufgeschlagen. Aufgrund der hochfrequenten Radbewegung entstehen in den Ölleitungen Druckspitzen von 60 bar (vgl. Bild 65, unten links). Dadurch, dass der Hubkolben elastisch gelagert ist und die Pumpe über eine Druckrückführung verfügt, wird auf den Hubkolben eine anregungsproportionale Kraft gegeben. Diese Kraft verschiebt den Hubkolben aus der Nulllage (vgl. Bild 65, oben rechts), so dass die Pumpe die Druckspitzen schnell abbaut. Es werden hier 0,8 mm erreicht, maximal möglich sind  $e_{\text{max}} = \pm 2$  mm. Der Aktor erzeugt eine dämpfende Kraft zwischen Rad und Aufbau (vgl. Bild 65, unten rechts).

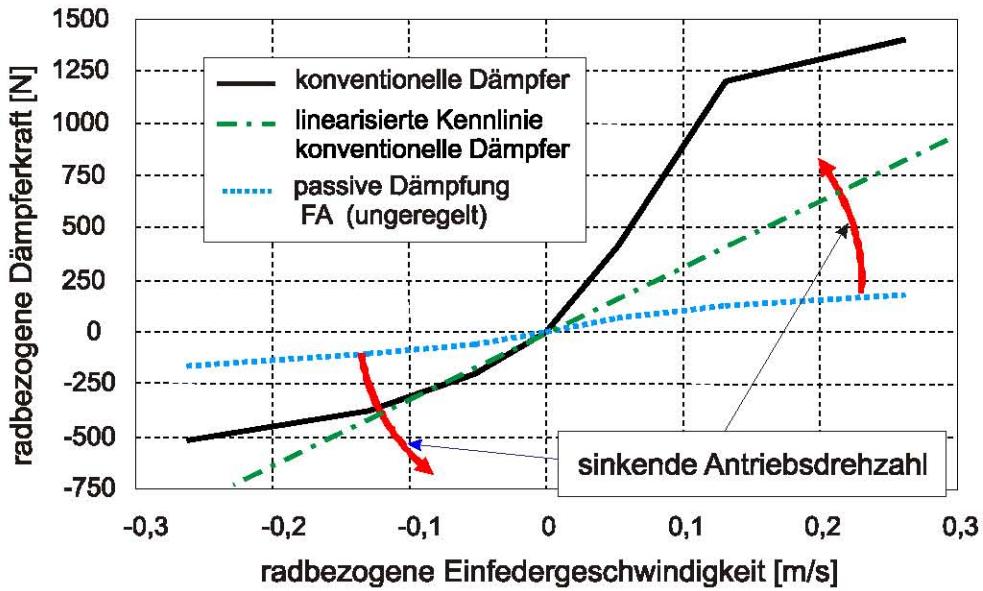


Bild 66: Dämpfungscharakteristik (radbezogen)

In Bild 66 ist die Dämpfungscharakteristik des FA-Aktors mit dem eines konventionellen Dämpfers verglichen. Es wurde festgestellt, dass der FA weniger Dämpfung aufweist, als modelltechnisch angestrebt wurde. Die Gründe dafür werden später erläutert. Das Ziel bei der Auslegung des Aktors war es, möglichst wenig Dämpfung zu erzeugen. Mehr Dämpfung im System kann man durch die Reduktion der Antriebsdrehzahl erreichen und damit die Steigung der Kurve vergrößern. Aufgrund der kleineren Verstellwege hat dies keine Auswirkung auf die Dynamik des Führungsverhaltens.

### 5.2.3 Überlagertes Verhalten

Bei Kurvenfahrt und gleichzeitiger Straßenanregung soll der Aktor nicht nur die aktive Kraft für den Wankausgleich stellen, sondern auch das Rad dämpfen:

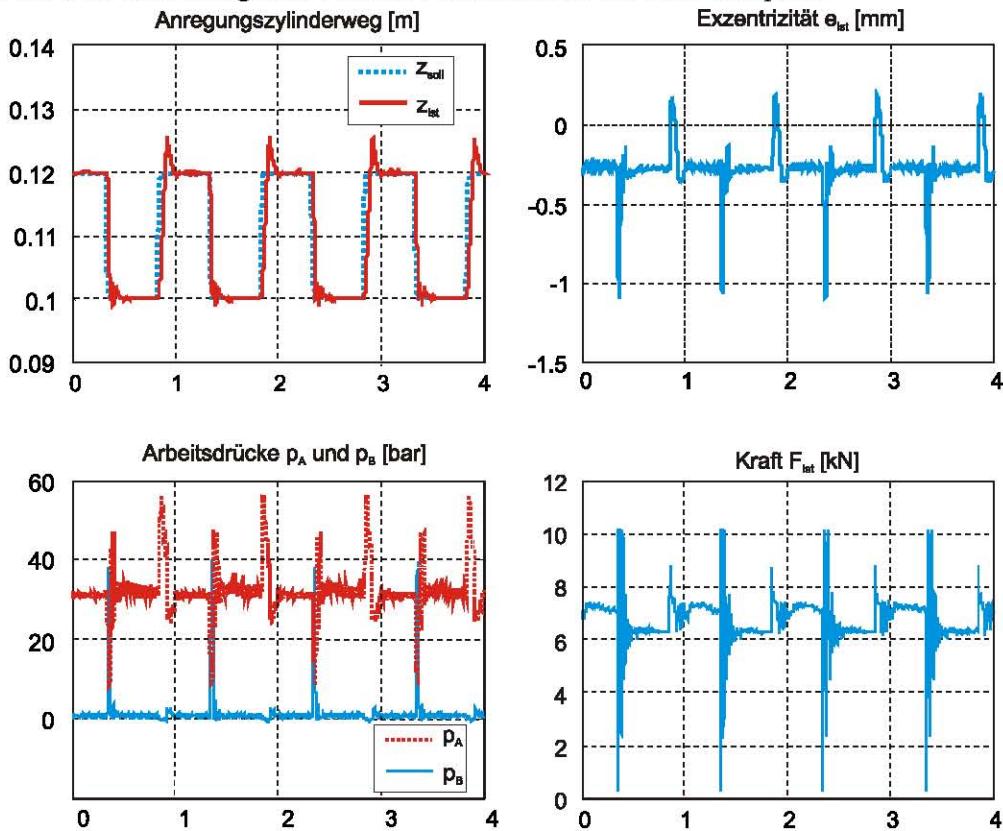


Bild 67: Überlagertes Führungs- und Störverhalten (Messung)

Um den Fall der Überlagerung am Prüfstand wiederzugeben, wird der Pumpe eine konstante Sollkraft vorgegeben. Dabei stellt sich eine Druckdifferenz von ca. 30 bar ein (vgl. Bild 67, unten links), was am Rad einer Kraft von ca. 1000 N entspricht. Auf das Rad wurde durch den Anregungszylinder gleichzeitig ein Sprung gegeben, der die Straßenanregung simuliert (vgl. Bild 67, oben links). Analog zum reinen Störverhalten (vgl. Bild 65) entstehen in den Ölleitung Druckspitzen (vgl. Bild 67, unten links). Unter dem Einfluss der anregungsproportionalen Kraft verschiebt sich der Hubkolben aus seiner vorgegebenen Lage (vgl. Bild 67, oben rechts), und die Pumpe baut die Druckspitzen ab. Damit ist erwiesen, dass der Aktor in der Lage ist, auch im Fall der Überlagerung aktive Kräfte zu stellen und gleichzeitig das Rad zu dämpfen.

## 5.3 Identifizierung und experimentelle Validierung des Modells

Unter Identifizierung versteht man im Allgemeinen interdisziplinär anwendbare Verfahren zur Ermittlung mathematischer Modellstrukturen und ihrer unbekannten Parameter anhand von Messungen (vgl. Kapitel 1.2.2). Modellidentifizierung leistet dabei einen bedeutenden Beitrag zur Analyse mechatronischer Systeme im Rahmen eines modellbasierten mechatronischen Entwurfs.

Nach der Realisierung des Federungsaktors in einem Prototypen und dessen Erprobung an einem Viertelfahrzeugprüfstand konnten nicht nur Parameter, sondern auch einige nicht modellierte Effekte identifiziert werden.

Bei der Parameteridentifizierung wurde die von Nyenhuis [76] vorgestellte Methodik angewendet. Bei zahlreichen Versuchen wurde festgestellt, dass ein bislang nicht berücksichtigter Effekt einen wesentlichen Einfluss auf die Aktordynamik ausübt. Außer der in Kapitel 4 beschriebenen gezielt hervorgerufenen Druckrückführung wurde in der Erprobungsphase eine interne Druckrückführung in Form einer Rückstellkraft beobachtet, deren Einfluss bisher wenig Beachtung geschenkt wurde.

Becker nimmt in seiner Arbeit [12] an, dass die Rückstellkraft bzw. die hydraulische Reaktionskraft das Bewegungsverhalten des Hubkolbens nur geringfügig beeinflusst und deswegen in seinen Berechnungen vernachlässigt werden kann. Dies ist durch die Tatsache bedingt, dass der Hubring bei konventionellen Pumpenbauarten und auch bei Becker nicht elastisch, sondern starr gelagert ist und somit die Rückstellkraft keinen nennenswerten Einfluss auf die Funktionalität besitzt, während dieser Effekt bei den FZA mit elastischer Verstellung eine ähnliche Wirkung hat wie die externe Druckrückführung, somit die Funktionalität der FZA maßgeblich beeinflusst und dementsprechend berücksichtigt werden muss.

Bei der Drehung des Rotors und der durch die Verstelleinheit vorgegebenen Exzentrizität wird das Öl in den Arbeitsräumen verdrängt. In Abhängigkeit vom hydraulischen Widerstand stellen sich die entsprechenden Volumenströme und Druckdifferenzen ein. Dabei entstehen Kräfte, die versuchen, den Hubring aus seiner exzentrischen Lage in die Mittellage zu zwingen, und zwar unabhängig von der externen Druckrückführung, die in Kapitel 4.1.1 beschrieben wurde. Diese Kräfte werden umso größer, je höher die Druckdifferenz zwischen Druck- und Saugseite eingestellt wird. Darüber hinaus konnte eine Abhängigkeit dieser Kräfte von der Rotordrehzahl beobachtet werden. Eine Modellierung dieses Effekts ist zwingend notwendig, um ihn bei der Konstruktion dieser Aktoren für zukünftige Anwendungen berücksichtigen zu können, da er einen hohen Einfluss nicht nur auf die Hubringdynamik, sondern auch auf die gesamte Funktionalität des Aktors hat.

### 5.3.1 Messtechnische Untersuchung der Verstellkräfte

Zunächst sollte die beobachtete Rückstellkraft messtechnisch aufgenommen werden, um als Referenz für die nachfolgende Modellierung zu dienen. Da eine Abhängigkeit der Rückstellkräfte von Systemdruck und Drehzahl beobachtet werden konnte, bieten sich Experimente an, bei denen der Systemdruck und auch die Drehzahl variiert werden können. Die Experimente sollen ohne externe Druckrückführung durchgeführt werden, damit ihr Einfluss ausgeschlossen werden kann. Ferner soll die Frage geklärt werden, inwiefern eine Abhängigkeit von Volumenstrom und Geometrie der Steuerscheibe besteht.

Die interne Rückstellkraft  $F_{RueckInt}$  wurde aus der gemessenen Position des Hubkolbens  $e$  und der Verdrehung des Verstellmotors  $\varphi_{VM}$  bestimmt:

$$F_{\text{RueckInt}} = (\varphi_{\text{VM}} \cdot i_{\text{VM}} - e_{\text{ist}}) \cdot c_{\text{Fed}} \quad (5.1)$$

mit:

$$i_{\text{VM}} = \frac{e_{\text{soll}}}{\varphi_{\text{VM}}} \quad (5.2)$$

$i_{\text{VM}}$  Getriebeübersetzung

$c_{\text{Fed}}$  gemessene Gesamtsteifigkeit der linearen Blattfedern

Außerdem wurden zwei Varianten von Axialscheiben zur Untersuchung des Einflusses der Dämpfungsgeometrie auf die Größe der Rückstellkraft eingesetzt. Nachfolgend werden der Versuchsaufbau und der Versuchsablauf näher beschrieben.

### Experiment mit Axialscheibe ohne Nuten

Bei den ersten Experimentreihen kam eine Axialscheibe ohne Nuten zum Einsatz, so dass der Druckausgleich innerhalb der Zellen, die sich in Umsteuerbereichen befinden, nur durch die Dämpfungsnoten der Steuerscheibe bestimmt wird. Im Rahmen des Experiments werden mehrere Versuchsläufe durchgeführt, wobei bei jedem Einzelnen die Druckdifferenz zunächst konstant gehalten und die Drehzahl in mehreren Schritten erhöht wird. Die Versuchsläufe wurden mehrmals wiederholt; dabei wurde die Druckdifferenz schrittweise erhöht. Es sind fünf Versuchsläufe mit 10, 20, 30, 40 und 50 bar durchgeführt worden, bei denen die Drehzahl jeweils in gleichen Schritten von 500 U/min bis 2500 U/min erhöht wurde. Außerhalb dieses Druck- und Drehzahlbereichs reichte die Leistung des Antriebsmotors nicht aus, um zuverlässige Messungen durchführen zu können.

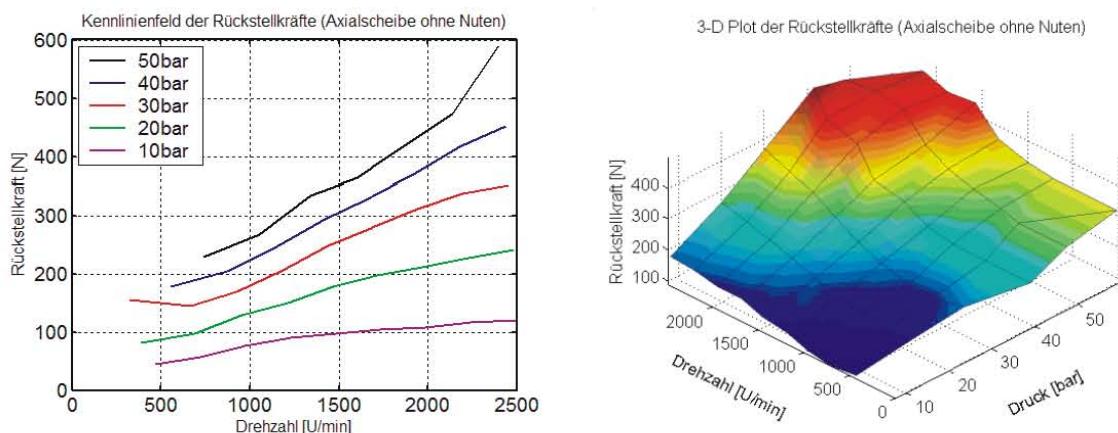


Bild 68: Rückstellkraft (Messergebnis: Axialscheibe ohne Nuten)

Das Resultat der durchgeführten Experimentreihe ist in Bild 68 (links) als zweidimensionales Diagramm dargestellt. Bild 68 (rechts) zeigt die Versuchsergebnisse noch einmal in der dreidimensionalen Darstellung als gekrümmte Fläche im Raum. Die Rückstellkräfte sind damit erfasst und können für die Regelung des Aktors verwendet werden. Für die Pumpen gleicher Bauart und Baugröße können Aussagen über die Größenordnung der

auftretenden Rückstellkräfte getroffen werden. Erstrebenswert ist aber eine physikalische Erklärung dieses Effekts, die nicht an die Größenordnung der Pumpe gebunden ist. Die durchgeführten Messungen werden deshalb als Referenz für die nachfolgenden Experimente verwendet, die im direkten Vergleich Aufschluss über die Natur dieses Effekts geben sollen.

### Experiment mit einer Axialscheibe mit Nuten

Im Rahmen des Experiments soll geklärt werden, inwiefern sich die Dimensionierung der Dämpfungsnoten auf die Größenordnung der Rückstellkräfte auswirkt. Dazu wird das Volumen der Dämpfungsnoten vergrößert, indem eine Axialscheibe zum Einsatz kommt, mit derselben Steuernutgeometrie wie die Steuerscheibe (Anhang A.5). Die Lage der Steuer- und Dämpfungsnoten der Axialscheibe entspricht hierbei exakt (gespiegelt) derjenigen der Steuerscheibe. Dadurch wird gewährleistet, dass im Moment des Druckausgleichs innerhalb der Zellen im Umsteuerbereich das Doppelte an Ölvolumestrom aus der jeweiligen Zelle entweichen kann und somit der Druckausgleich schneller stattfindet als bei der ersten Konfiguration.

Der Versuchsablauf gestaltet sich genau so wie im Versuch mit einer Axialscheibe ohne Nuten. Die Schrittweiten bei der Druck- und auch der Drehzahlvariation wurden beibehalten, damit die Ergebnisse mit der Referenzmessung an identischen Knotenpunkten zwecks späterer Parametrisierung der Fläche verglichen werden können.

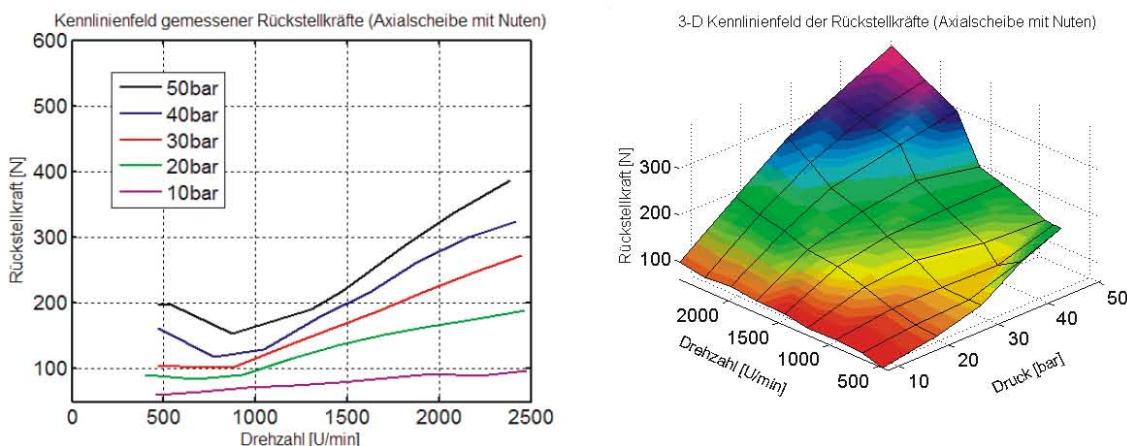


Bild 69: Rückstellkraft (Messergebnis: Axialscheibe mit Nuten)

Auch bei der zweiten Konfiguration konnten Randwerte des Messintervalls aufgrund des begrenzten Leistungsvermögens vom Antriebsmotor nicht ausgewertet werden.

Bild 69, rechts, zeigt die Funktion der Rückstellkräfte in Abhängigkeit von Druck und Drehzahl als gekrümmte Fläche im Raum. Der Vergleich der Messergebnisse folgt im nächsten Abschnitt.

Um die Betriebsbelastung des Flügelzellenaktors zu simulieren, wurden zwischen den Anschlüssen des FZA eine verstellbare Drossel und ein Volumenstromzähler eingebaut. Mit der verstellbaren Drossel wurden unterschiedliche Volumenströme bei unterschiedlichen Drücken eingestellt und die Experimentreihen unter Last wiederholt. Nach

dem Vergleich mit der entsprechenden Messreihe aus den Experimenten mit beiden Axialscheiben sind nur geringe Abweichungen festzustellen.

Aus den Ergebnissen der Messungen ergeben sich folgende Schlussfolgerungen: Mit der Verdopplung des Dämpfungsnuvolumens ist ein Rückgang der auftretenden Rückstellkräfte um fast 30 % zu verzeichnen. Dieser Effekt ist damit auf die geometrischen Parameter der Flügelzellenpumpe zurückzuführen. Ein besonderes Augenmerk gilt dabei der Dämpfungsnuvgeometrie, da diese ausschlaggebend für die zeitabhängigen Druckverhältnisse in den Umsteuerbereichen ist. Demnach ist ein Modell erforderlich, das die Topologie der Flügelzellenaktorik hinreichend genau berücksichtigt. Bis jetzt vorgestellte Modelle geben diesen Effekt nicht wieder.

### 5.3.2 Modellierung der Rückstellkräfte

Das in Kapitel 4.2.2 vorgestellte Modell berücksichtigt nicht alle Effekte, die an der Bildung der rückstellenden Kraft beteiligt sind, und muss entsprechend angepasst bzw. erweitert werden. Dazu sollen die einzelnen Schritte der mechatronischen Komposition wiederholt werden.

Dafür wird die Gleichung (4.27) um die interne Rückstellkraft ( $F_{RueckInt}$ ) erweitert:

$$m_{HK} \cdot \ddot{e} = \sum F(t) = F_{c, HK}(t) - F_{d, HK}(t) - F_{Rueck}(t) - F_{RueckInt}(t) \quad (5.3)$$

Die interne Rückstellkraft ( $F_{RueckInt}$ ) setzt sich zusammen aus der Summe aller Kräfte, die von den Flügeln und den Arbeitskammern an den Hubring weitergegeben werden:

$$F_{RueckInt} = \sum_{i=1}^z F_{Kopf, i}(t) + \sum_{j=1}^z F_{Zelle, j}(t) \quad (5.4)$$

Die einzelnen Flügel werden mit dem jeweiligen Druck auf die Flügelfußpunkte beaufschlagt (vgl. Kapitel 4.3.1). Dies geschieht mit Hilfe der im Bereich der Fußpunkte eingearbeiteten Nuten, die abwechselnd mit der Druck- bzw. der Saugseite der Pumpe verbunden werden. Mit der daraus resultierenden Kraft ( $F_{Kopf, i}$ ) wird der Flügel an den Hubkolben angepresst (vgl. Bild 57). Aus der Summe aller Flügelkräfte ergibt sich der resultierende Anteil der Rückstellkraft.

Charakteristisch für alle Flügelzellenmaschinen ist die Tatsache, dass der Hubring hauptsächlich von den druckabhängigen Kräften der Arbeitskammern ( $F_{Zelle, j}$ ) belastet wird.

Die von den Flügeln hervorgerufenen Kräfte sind im Vergleich zu diesen relativ gering. Das Berechnungsschema der Hubringbelastungen durch den Druck in der Arbeitskammer ist in Bild 70 dargestellt. Der Druck  $p_B$  der Arbeitskammer belastet den durch die Flügel eingegrenzten Bereich des Hubrings. In Bild 70 ist dieser Bereich durch die beiden Punkte  $B_1$  und  $B_2$  gekennzeichnet. Durch die Projektion auf den Hubkolben in Verstellrichtung entsteht eine Wirkfläche ( $A = b_{HK} \cdot 1$ ).

Die dadurch entstehende Kraft kann wie folgt berechnet werden:

$$F_{Zelle,j} = p_B \cdot A \quad (5.5)$$

Die Summe der aus allen Zellen resultierenden Kraft bildet den Anteil der Rückstellkraft. Dabei hängt diese Kraft nicht nur von den Drücken ( $p_A$  und  $p_B$ ), sondern auch von den Wirkflächen ab.

Dabei werden folgende Annahmen getroffen:

- Die Druckverhältnisse im Arbeitsraum bestimmen die unterschiedlichen Wirkflächenverteilungen in Projektionsrichtung (X-Richtung).
  - Die zu untersuchende Umgebung wird in zwei Bereiche (vgl. Bild 70, links und rechts) aufgeteilt.
  - Es wird angenommen, dass in jedem der Bereiche bestimmte Zonen ständig entweder mit dem konstanten ( $p_A$ ,  $p_B$ ) oder mit dem wechselnden Druck beaufschlagt werden.

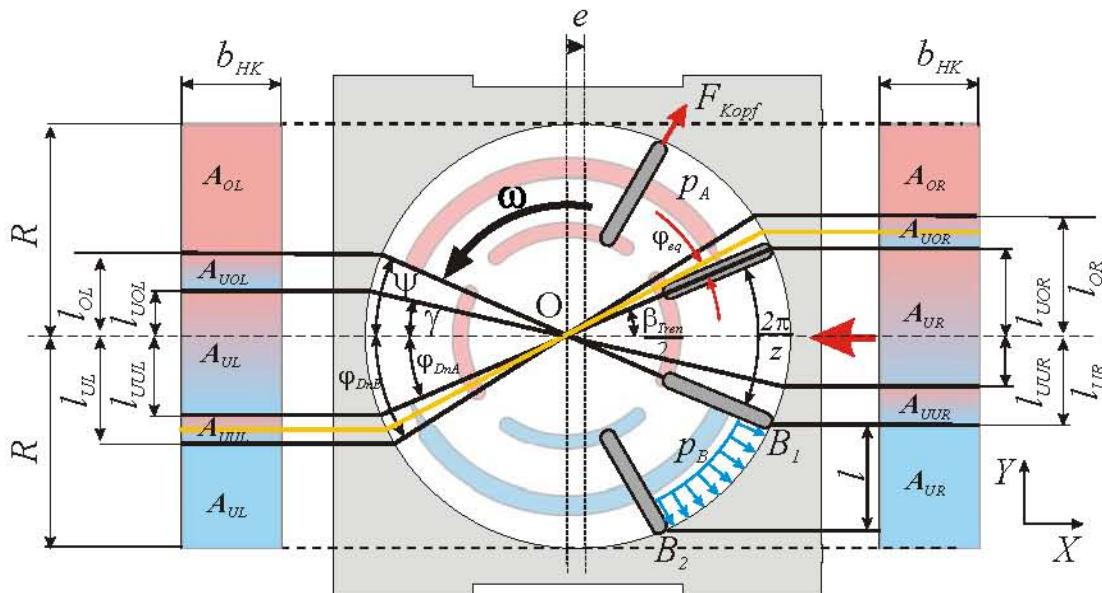


Bild 70: Berechnungsschema der Hubringbelastung durch die Arbeitskammer

Die Darstellung (vgl. Bild 70) soll den geometrischen Zusammenhang der auftretenden Kräfte verdeutlichen. Zwecks genauer Beschreibung der Geometrieeinflüsse werden einzelne Wirkflächen untersucht. Diese werden als Projektionsflächen der jeweiligen Sektoren angenommen, weil für die Bestimmung der Rückstellkraft lediglich die Kraftkomponenten in X-Richtung von Interesse sind.

Jeder der Bereiche (links und rechts) wird in 5 Sektoren aufgeteilt, von denen die oberen (OL, OR) und die unteren (UL, UR) jeweils mit konstantem Druck beaufschlagt werden. Die jeweils drei Sektoren im Übergangsbereich (UOL, UL, UUL bzw. UOR, UR, UUR) werden mit wechselndem Druck beaufschlagt. Es folgt eine detaillierte Beschreibung.

Die Wirkflächen  $A_{OL}$  und  $A_{UR}$  werden immer mit konstantem Druck  $p_A$  bzw.  $p_B$  beaufschlagt und sind nur von der Steuerscheibengeometrie ( $\psi$  - Ende der Steuernut) und der Position des Hubkolbens ( $e$  - Exzentrizität) abhängig. Es gilt:

$$A_{OL} = (R - l_{OL}) \cdot b_{HK} \quad (5.6)$$

$$l_{OL} = (\sqrt{R^2 - e^2 \sin(\psi)^2} - e \cdot \cos(\psi)) \sin(\psi) \quad (5.7)$$

$$A_{UR} = (R - l_{UR}) \cdot b_{HK} \quad (5.8)$$

$$l_{UR} = (\sqrt{R^2 - e^2 \sin(\psi)^2} + e \cos(\psi)) \sin(\psi) \quad (5.9)$$

Die Wirkflächen  $A_{UL}$  und  $A_{OR}$  werden ebenfalls mit konstantem Druck  $p_A$  bzw.  $p_B$  beaufschlagt und sind vom Äquivalenzwinkel  $\varphi_{eq}$  sowie der Position des Hubkolbens  $e$  abhängig. So gilt:

$$A_{UL} = (R - l_{UL}) \cdot b_{HK} \quad (5.10)$$

$$l_{UL} = (\sqrt{R^2 - e^2 \sin(\varphi_{DnA} + \varphi_{eq})^2} - e \cos(\varphi_{DnA} + \varphi_{eq})) \sin(\varphi_{DnA} + \varphi_{eq}) \quad (5.11)$$

$$A_{OR} = l_{OR} \cdot b_{HK} \quad (5.12)$$

$$l_{OR} = (\sqrt{R^2 - e^2 \sin(\varphi_{DnA} + \varphi_{eq})^2} + e \cos(\varphi_{DnA} + \varphi_{eq})) \sin(\varphi_{DnA} + \varphi_{eq}) \quad (5.13)$$

Dabei ändert sich der Äquivalenzwinkel in den Grenzen der Dämpfungsnu, von  $\varphi_{DnA}$  - Anfang des Dämpfungsnu bis  $\varphi_{DnE}$  - Ende des Dämpfungsnu (vgl. Kapitel 4.3.1).

Die Wirkflächen  $A_{UL}$  und  $A_{UR}$  werden mit wechselndem Druck beaufschlagt (der Druck ändert sich zwischen  $p_A$  und  $p_B$ ). Sie ergeben sich in Abhängigkeit vom Äquivalenzwinkel  $\varphi_{eq}$  und der Position des Hubkolbens  $e$  wie folgt:

$$A_{UL} = (l_{UOL} + l_{UUL}) \cdot b_{HK} \quad (5.14)$$

$$l_{UOL} = (\sqrt{R^2 - e^2 \sin(\psi - \varphi_{eq})^2} - e \cos(\psi - \varphi_{eq})) \sin(\psi - \varphi_{eq}) \quad (5.15)$$

$$l_{UUL} = (\sqrt{R^2 - e^2 \sin(\varphi_{DnA} + \varphi_{eq})^2} - e \cos(\varphi_{DnA} + \varphi_{eq})) \sin(\varphi_{DnA} + \varphi_{eq}) \quad (5.16)$$

$$A_{UR} = (l_{UOR} + l_{UUR}) \cdot b_{HK} \quad (5.17)$$

$$l_{UOR} = (\sqrt{R^2 - e^2 \sin(\varphi_{DnA} + \varphi_{eq})^2} + e \cos(\varphi_{DnA} + \varphi_{eq})) \sin(\varphi_{DnA} + \varphi_{eq}) \quad (5.18)$$

$$l_{UUR} = (\sqrt{R^2 - e^2 \sin(\psi - \varphi_{eq})^2} + e \cos(\psi - \varphi_{eq})) \sin(\psi - \varphi_{eq}) \quad (5.19)$$

Die Wirkflächen  $A_{UOL}$  und  $A_{UOR}$  werden ebenfalls mit wechselndem Druck beaufschlagt; hier ändert sich dieser zwischen  $p_A$  und  $(p_B + p_A)/2$ . Die Wirkflächen ergeben sich in Abhängigkeit vom Äquivalenzwinkel  $\varphi_{eq}$  und der Position des Hubkolbens  $e$  zu:

$$A_{UOL} = (l_{OL} - l_{UOL}) \cdot b_{HK} \quad (5.20)$$

$$A_{UOR} = (l_{OR} - l_{UOR}) \cdot b_{HK} \quad (5.21)$$

Die Wirkflächen  $A_{UUL}$  und  $A_{UUR}$  werden mit wechselndem Druck beaufschlagt. Der Druck ändert sich zwischen  $p_B$  und  $(p_B + p_A)/2$ . Die Wirkflächen sind vom Äquivalenzwinkel  $\varphi_{eq}$  und der Position des Hubkolbens  $e$  abhängig und ergeben sich wie folgt:

$$A_{UUL} = (l_{UL} - l_{UUL}) \cdot b_{HK} \quad (5.22)$$

$$A_{UUR} = (l_{UR} - l_{UUR}) \cdot b_{HK} \quad (5.23)$$

Eine Analyse der oben vorgestellten Flächenverhältnisse zeigt, dass die Änderung der Äquivalenzwinkel maßgeblich für die asymmetrischen Kräfteverhältnisse am Hubkolben und die dadurch entstehende interne Rückstellkraft verantwortlich ist. Wie in Kapitel 4.3.1 vorgestellt wurde, hängt der Äquivalenzwinkel von der Druckdifferenz und vom Volumenstrom bzw. von der Drehzahl ab.

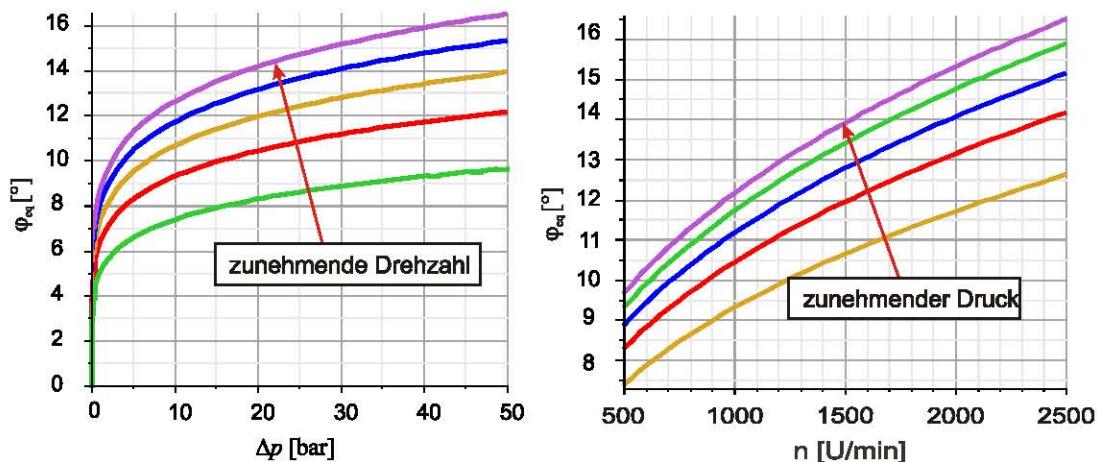


Bild 71: Änderung des Äquivalenzwinkels

Bild 71, a) zeigt die Tendenzen für die Änderung des Äquivalenzwinkels bei einer Variation der Drehzahl des Antriebsmotors. In der nächsten Abbildung (vgl. Bild 71, b) ist klar zu erkennen, dass bei steigendem Druck der Äquivalenzwinkel größer wird. Bild 71 gilt für die maximale Verstellung ( $e_{\max}$ ) und den Übergang vom Saug- zum Druckbereich; bei einer anderen Verstellung und dem Übergang vom Druck- zum Saugbereich zeigt sich die gleiche Tendenz. Der Betrag der resultierenden Rückstellkraft hängt außerdem von der Anzahl der Flügel (gerade/ungerade) ab.

Dabei ist anzumerken, dass die Äquivalenzwinkel in den gegenüberliegenden Umsteuerbereichen nicht identisch sind. An der Seite, wo die Zellen vom Druck- in den Saugbereich wechseln, geschieht der Druckausgleich schneller als auf der gegenüberliegenden Seite, was durch unterschiedliche Zellenvolumina bedingt ist.

### 5.3.3 Verluste

Noch ein wichtiger Punkt, der im Modell zunächst nicht berücksichtigt wurde, sind die Verluste. Man unterscheidet zwischen volumetrischen und hydraulisch-mechanischen Verlusten. Die volumetrischen Verluste äußern sich als Verlustvolumenstrom  $Q_v$ , die hydraulisch-mechanischen als Drehmomentverlust  $M_v$ . Zu den volumetrischen Verlusten zählen hierbei [10]:

- Leckage, die an allen Spalten auftritt, an denen eine Druckdifferenz anliegt;
- Kompressionsverluste.

Zu den hydraulisch-mechanischen Verlusten gehören:

- Druckverluste;
- Reibungsverluste (Haft-, Misch-, Flüssigkeitsreibung);
- Impulsverluste (durch notwendige Beschleunigung des Betriebsmittels);
- Planschverluste (verursacht durch rotierende Bauteile).

Erwartungsgemäß hängen die volumetrischen Verluste im Wesentlichen von der Druckdifferenz ab, die hydraulisch-mechanischen hingegen von den drei Betriebsparametern Drehzahl  $n_{AM}$ , Druckdifferenz  $\Delta p$  und der Verstellung  $e$  bzw. dem Verstellverhältnis  $e/e_{\max}$ .

Es sei darauf hingewiesen, dass sämtliche Verlustanteile, die mit der dynamischen Viskosität  $\eta$  in Verbindung stehen, sehr stark von der Betriebsmitteltemperatur abhängen. Nicht weniger wichtig ist die genaue Bestimmung des Verdrängungsvolumens. Wird dieses beispielsweise nicht ausreichend genau ermittelt, so ergibt sich eine Verschiebung von den hydraulisch-mechanischen zu den volumetrischen Verlusten bzw. umgekehrt. So ist es durchaus möglich, dass dabei eine Verlustart negativ bestimmt wird, die andere hingegen viel zu groß, wodurch das rechnerische Ergebnis wesentlich verschlechtert wird.

Diese Verluste wurden größtenteils im Modell berücksichtigt.

### 5.3.4 Vergleich mit Messung

Nach erfolgter Erweiterung des Modells um den oben beschriebenen Effekt wurden die Experimente (vgl. Kapitel 5.3.1) am Modell wiederholt und mit gemessenen Ergebnissen verglichen:

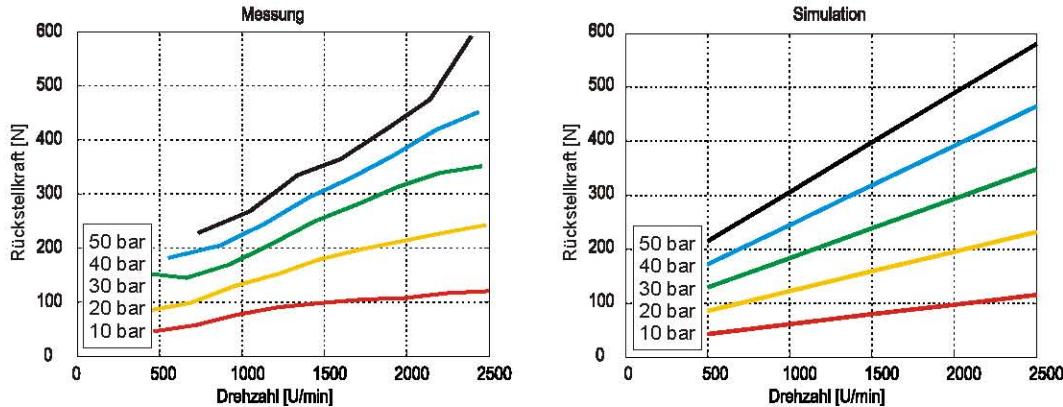


Bild 72: Rückstellkraft (Axialscheibe ohne Nuten)

Aus Bild 72 ist erkennbar, dass eine ausreichende Genauigkeit mit maximalen Abweichungen von +/- 10 % erzielt worden ist. Ob dieser Ansatz einen Anspruch auf Allgemeingültigkeit besitzt, bleibt noch zu prüfen.

## 5.4 Einsatz und Funktionstest in einer HIL-Umgebung

Um den neuen Federungsaktor zu testen, wurde eine HIL-Umgebung aufgebaut.

**Hardware-in-the-Loop (HIL)** bezeichnet ein Verfahren, bei dem ein Computermodell mit mindestens einer Teilkomponente als reale **Hardware** (z. B. als reales elektronisches Steuergerät und/oder reale mechanische Komponente) zu einer Gesamtsimulation in Echtzeit integriert wird. Dabei sind die realen und die virtuellen Komponenten über entsprechende Ein- und Ausgänge miteinander verbunden und bilden dadurch eine Schleife (**Loop**). Die aufgenommenen Ausgangsgrößen der realen Komponenten werden zurückgeführt und fließen in die Simulation ein. Damit bekommt das Computermodell reale, physikalisch sinnvolle Eingangsgrößen.

Der Zweck des HIL-Tests ist nicht nur, den Federungsaktor in einer realistischen Umgebung zu testen, sondern auch die Erstellung und die Erprobung der lokalen Regelung (vgl. Kapitel 6.2.3). Darüber hinaus sollen damit Reproduzierbarkeit und Tests in Grenzsituationen ermöglicht werden.

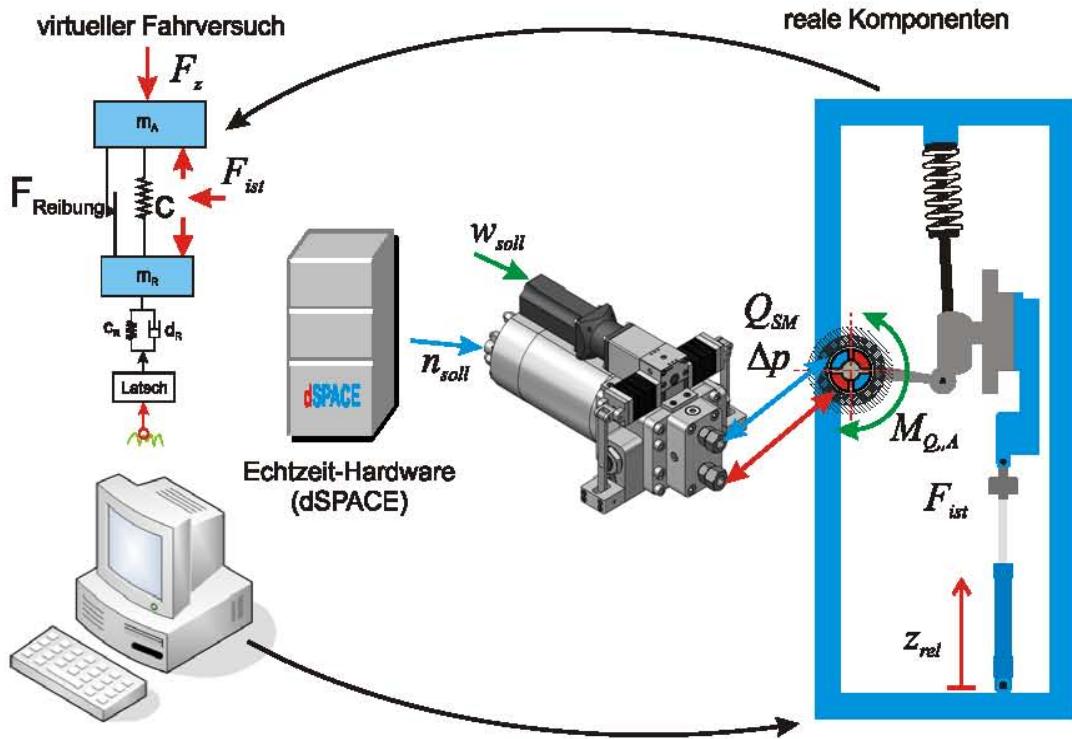


Bild 73: Aufbau des Hardware-in-the-Loop-Prüfstands

Der in Kapitel 5.1 beschriebene Prüfstand wurde um einen virtuellen Fahrversuch erweitert. Dabei wurden die noch nicht in der Realität vorhandenen Komponenten (Restfahrzeug, Straßenmodell) im Rechner simuliert. Die Kopplung von Simulation und realen Komponenten erfolgt über geeignete Schnittstellen (Sensoren und Aktoren). Dabei wurden hohe Anforderungen an die Simulation in Bezug auf Echtzeitfähigkeit gestellt und entsprechende Stellgrößen an die Aktoren ausgegeben.

Die Fahrzeugaktorik mit der dafür ausgelegten Regelung bildet in diesem Fall das zu untersuchende reale System, während die Dynamik des Fahrzeugs mit einem Viertelfahrzeugmodell im Rechner simuliert wird. Die Schnittstellen sind die am Schwenkmotor gemessene Druckdifferenz, die Sollgröße für den Druckregelkreis und eine Weganregung.

Im Rahmen der HIL-Simulation sollen die Ergebnisse der Modelluntersuchungen in Bezug auf den Skyhook-Anteil nachvollzogen werden. Dazu wurde zunächst der Amplitudengang von der Straßenanregung zur Aufbaubeschleunigung aufgezeichnet.

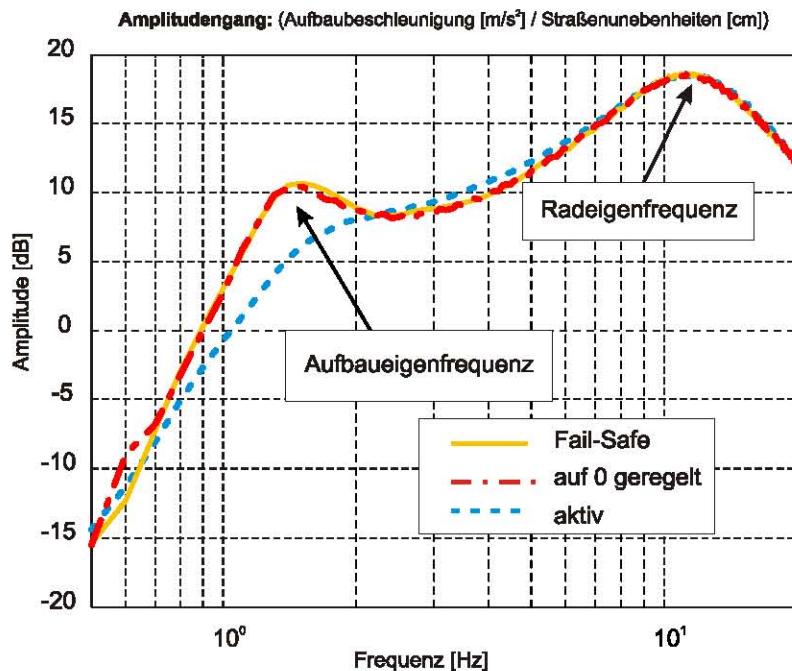


Bild 74: Vergleich der Simulations- und Messergebnisse

Dabei können folgende Betriebszustände unterschieden werden (vgl. Bild 74):

- Bei ausgeschalteter MPE wird auf den Bypasskreislauf geschaltet (vgl. Kapitel 4.1.2). Damit wird die Fail-Safe-Funktion getestet.
- Die MPE ist eingeschaltet, die Druckdifferenz am Schwenkmotor wird auf 0 bar geregelt. Der Federungsaktor erzeugt nur die dämpfende Kraft; damit verhält sich das Fahrzeug wie eines mit passiver Federung.
- Die aktive Federung ist in Betrieb. Durch den aktiven Eingriff wird die Aufbaubewegung gedämpft.

Die Ergebnisse der beiden ersten Fälle (Fail-Safe und Drucknullregelung) sind fast identisch und stimmen mit dem im Modell ermittelten Ergebnis für das passive Fahrwerk überein. Das Ergebnis des aktiven Systems stimmt ebenfalls mit dem im Modell ermittelten überein und zeigt, dass mit dem AQL-System eine aktive Beeinflussung der Aufbaueigenfrequenz möglich ist.



## 6 Mechatronische Struktur des Gesamtsystems

Nach der erfolgreichen Erprobung der Aktorik und dem am Prüfstand erbrachtem Funktionsnachweis wurde ein Prototypenfahrzeug aufgebaut und anschließend im Fahrversuch getestet. Das Ziel des Aufbaus waren die Demonstration des Potentials des AQL-Systems und die Erprobung unterschiedlicher Regelungsansätze. Ergebnisse der Umrüstung des Prototypenfahrzeuges und des Feldversuches sind nicht Bestandteile dieser Arbeit. Hier sollen nur der Gesamtaufbau des Prototypenfahrzeugs und die Struktur der Informationsverarbeitung erläutert werden.

Nach der vorgestellten Klassifizierung (vgl. Kapitel 2.1) ist der AQL ein **vollaktives niederfrequentes** und **teiltragendes** System. Darüber hinaus ist durch die kontinuierliche Änderung der Antriebsdrehzahl die Realisierung einer **semiaktiven** Dämpfung möglich. Eine zusätzliche Möglichkeit des **quasistationären** Niveaualausgleichs bietet der Einsatz einer parallel zum Aktor geschalteten Luftfeder. Das Ziel der Kombination unterschiedlicher aktiver und semiaktiver Eingriffe ist ein Gewinn an Funktionalität bei gleichzeitig reduziertem Energiebedarf.

Bei der Auslegung der Aktorik wurden in erster Linie durch die gezielte Grundabstimmung die hochfrequenten Funktionen wie Abrollkomfort und Radlastschwankungen abgebildet. Dies wird durch die interne Druckregelung erreicht. Die weiteren Funktionen (vgl. Bild 19) sind entweder quasistationär oder niederfrequent und sollen mit Hilfe des aktiven/semiaktiven Eingriffs realisiert werden. Dabei sind folgende Aspekte zielführend:

- **Verlagerung von Funktionalität in die Informationsverarbeitung:** Zum Beispiel kann die Funktion des Stabilisators, der den Aufbau bei der Kurvenfahrt stabilisiert bzw. die Wankneigung begrenzt, bei aktiven Systemen durch die Querbeschleunigungskompensation im Aufbauregler abgebildet werden.
- **Erweiterung der Funktionalität durch Synergieeffekte** bzw. Entstehung neuer Funktionen: Hier kann als Beispiel die Reduktion der Kippgefahr durch den aktiven Eingriff genannt werden. Dabei stehen nicht eine Verbesserung der Fahreigenschaften, sondern Maßnahmen zur Unfallvermeidung und damit ein Beitrag zur aktiven Sicherheit im Vordergrund.

In diesem Kapitel soll gezeigt werden, wie sich die angestrebten Funktionen (vgl. Bild 19) mit dem vorgestellten Aktor und durch entsprechende Informationsverarbeitung realisieren lassen. Dabei soll die implementierte Reglerstruktur erläutert werden. Im Fokus steht die Flexibilität des beschriebenen Aktors. Dazu werden folgende Aspekte behandelt:

- Aufbau des Prototypenfahrzeugs
- Reglerkonzept mit AQL-System
- Vertikaldynamikregelung mit Aufbau- und Fahrwerksregelung
- Lokale Regelung

## 6.1 Aufbau eines Prototypenfahrzeugs mit dem AQL-System

Die Integration des AQL-Systems in einem Prototypenfahrzeug und die Kombination mit der Informationsverarbeitung sowie zusätzliche Sensorik führen zu einem typischen mechatronischen System (vgl. Bild 75):

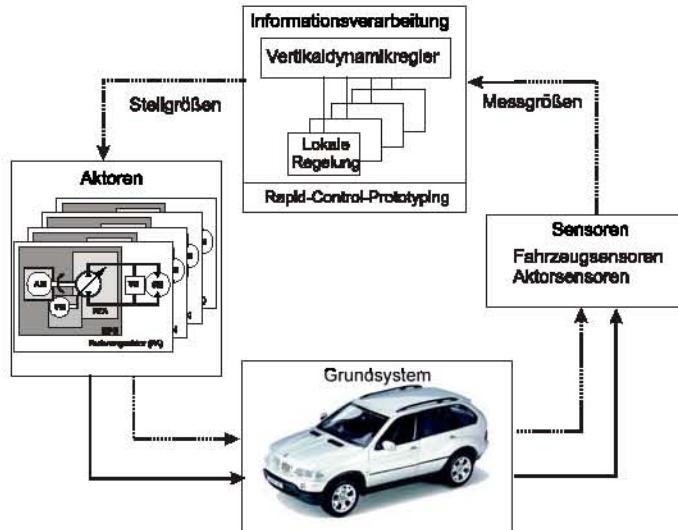


Bild 75: Mechatronisches Fahrzeugfederungssystem

Im Wesentlichen besteht dieses aktive Fahrzeugfederungssystem aus:

1. Die **Grundstruktur** ist das Fahrzeug, dessen Vertikaldynamik kontrolliert werden soll.
2. **Vier Federungsaktoren** (AQL-System) sind in die Achsen integriert und nur durch Informationsfluss miteinander verbunden. Die Funktionalität des Federungsaktors ist in Kapitel 4.1 detailliert beschrieben.
3. **Sensoren**:
  - Aktorsensoren, welche die für die lokale Regelung bzw. Steuerung des AQL-Systems erforderlichen Signale liefern: Arbeitsdrücke in den AQL-Aktoren (8), Vorspanndrücke in den Aktoren (4) und Drehzahl in Antriebs- und Drehwinkel in den Verstellmotoren (8).
  - Fahrzeugsensoren, welche die für die Regelung erforderlichen Bewegungen des Fahrzeugs erfassen: Vertikalbeschleunigungen an drei Stellen des Fahrzeugaufbaus (3), vier Relativwege zwischen Aufbau und Rad (4) und vier Radbeschleunigungen in vertikaler Richtung (4).
  - Außerdem stellt der CAN-Bus noch weitere in anderen Fahrzeugsystemen erfassene Größen, wie Lenkwinkel, Gierrate, Quer- und Längsbeschleunigungen etc., zur Verfügung. Alle diese Größen können zur Regelung und zur Überwachung herangezogen werden.
4. Die **Informationsverarbeitung** besteht aus einer übergeordneten globalen Vertikaldynamikregelung und vier untergeordneten lokalen Aktorikregelungen.

Die Informationsverarbeitung läuft auf einem Rapid-Control-Prototyping-System der Fa. dSPACE. Damit lassen sich Regler-Algorithmen sehr schnell aus einem Modell heraus als Echtzeitanwendung implementieren und am realen System testen. Im Folgenden werden das Regelungskonzept und die Reglerelemente vorgestellt.

## 6.2 Regelungskonzept

Mit Regelungskonzepten für die aktive Federung haben sich bereits seit längerem zahlreiche Autoren befasst. Das hier vorgestellte AQL-Regelungskonzept basiert auf den Ideen von Darenberg, Gall und Acker [1], Streiter [91], Jäker [49] und anderen.

Für die Auslegung der Gesamtregelung wurde ein Zweispur-Federungsmodell verwendet. Beim Aufbau der Reglerstruktur wurden folgende Ziele verfolgt:

1. Reglerstruktur und Parameter sollen eine anschauliche, physikalische Bedeutung besitzen, so dass die Reglerparameter auch von Versuchsfahrern während der Fahrt eingestellt werden können.
2. Die Aufbauregelung soll eine entkoppelte Beeinflussung der einzelnen Freiheitsgrade bzw. Moden des Aufbaus ermöglichen (Huben, Nicken, Wanken).
3. Der Algorithmus soll leicht an veränderte Anforderungen an die Federung angepasst werden können.

Die Struktur des Gesamtreglers besteht aus einem übergeordneten Vertikaldynamikregler und vier untergeordneten lokalen Regelungen. Nachfolgend werden einzelne Komponenten des übergeordneten Vertikaldynamikreglers laut Struktur in Bild 76 kurz erläutert:

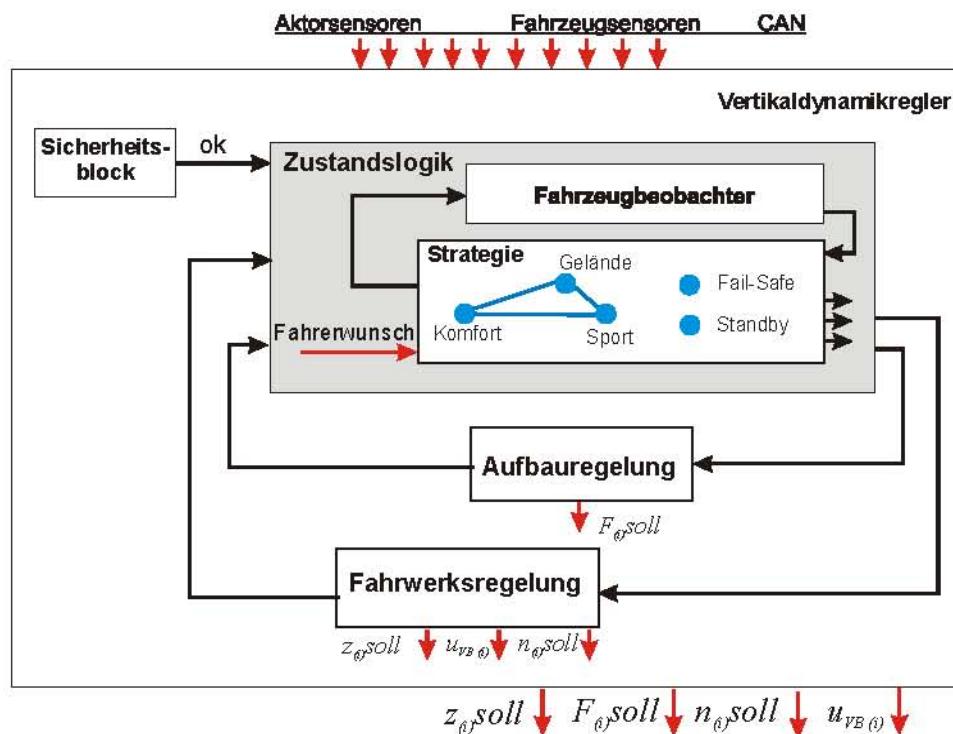


Bild 76: Struktur des Vertikaldynamikreglers

Der Vertikaldynamikregler besteht aus:

1. Einem **Sicherheitsblock** mit folgenden Funktionen:
  - Die Diagnose-Funktion stellt jeweils beim Systemstart sicher, dass alle Komponenten (Sensoren, Aktoren und Steuergerät) des Systems intakt sind.
  - Bei der Initialisierung wird das System in den Betriebszustand gebracht.
  - Überwachung (elektrischer Test, Selbsttest, modellgestützte Überwachung): Die Systemkomponenten werden fortlaufend während des Betriebs überwacht, indem ständig eine Plausibilitätsprüfung durchgeführt wird.
  - Das Energiemanagement überwacht die Stromversorgung.
2. Die **Zustandslogik** besteht aus Fahrzeugbeobachter und Fahrstrategie:
  - Im Fahrzeugbeobachter sind mehrere Funktionen implementiert. Die Ermittlung der aktuellen Fahrsituation (z. B. Kurven-, Autobahn- oder Stadtfahrt) aus den Messgrößen wird vom Fahrmanöverbeobachter übernommen. Außerdem werden der aktuelle Beladungszustand sowie die Kippgefahr detektiert. Diese Informationen werden entsprechend im Block Strategie umgesetzt.
  - Im Block Strategie wird je nach Fahrerwunsch und aktueller, durch den Fahrmanöver-Beobachter ermittelter Situation zwischen unterschiedlichen Parametersätzen und Regelungsstrategien (Sport, Komfort, Gelände, Fail-Safe und Standby-Modus) umgeschaltet. Bei der Umschaltung zwischen Sport- und Komforteinstellung wird im Wesentlichen die Gewichtung in der modalen Aufbauregelung zwischen Skyhook- und Relativweganteil verschoben. Bei der Geländeeinstellung wird der "virtuelle Stabilisator" abgeschaltet. Wird durch den Fahrmanöver-Beobachter eine kritische Situation ermittelt, so wird automatisch in einen sicheren Modus umgeschaltet. Wird z. B. im Modus Geländefahrt eine Fahrgeschwindigkeit von 50 km/h erreicht, wird der "virtuelle Stabilisator" automatisch wieder aktiv. Durch die Abstützlastverteilung ergibt sich die Möglichkeit, den ESP-Eingriff zu unterstützen oder das Fahrzeug noch vor dem ESP-Eingriff zu stabilisieren. Dabei wird die Abstützlast entweder zwischen den Achsen oder den Fahrzeugseiten verändert.
3. Die **Aufbauregelung** beeinflusst die Aufbaudynamik und wird zusammen mit der Fahrwerksregelung nachfolgend beschrieben.
4. Die **Fahrwerksregelung** verändert die dynamischen Eigenschaften des Fahrwerks (vgl. Kapitel 6.2.2).

Der übergeordnete Vertikaldynamikregler generiert folgende Sollgrößen für die vier lokalen Regler ( $i \in \{vl, vr, hl, hr\}$ ):

- Drehzahl der Antriebsmotoren:  $n_i$ soll
- Aktive Sollkräfte:  $F_i$ soll
- Ansteuerungssignale für die Ventilblöcke:  $u_{VB, i}$
- Sollposition für die Luftfedern:  $z_i$ soll

### 6.2.1 Aufbauregelung

Die Aufbauregelung wurde zwecks guter Anschaulichkeit, einfacher Inbetriebnahme und leichter Erweiterbarkeit modal aufgebaut. Die von der Sensorik erfassten und gefilterten Signale werden auf die modalen Aufbaubewegungen umgerechnet und anschließend in den Block "Modale Abstimmung" geleitet. Er besteht aus vier modalen Reglern, die jeweils einen Aufbaufreiheitsgrad (Huben, Wanken, Nicken, Verspannung) getrennt beeinflussen.

Alle modalen Regler sind ähnlich aufgebaut. Die Signale werden hier verstärkt und addiert. Die Ausgänge aus den Reglerblöcken sind die für die Aufbauregelung benötigten Kräfte und Momente (Hubkraft  $F_{hub}$ , Wankmoment  $M_{wank}$ , Nickmoment  $M_{nick}$ , Verspannungskraft  $F_{versp}$ ). Anschließend werden die so gewonnenen Größen wieder modal verkoppelt und als globale Sollkräfte ( $F_{vl,soll}$ ,  $F_{vr,soll}$ ,  $F_{hl,soll}$ ,  $F_{hr,soll}$ ) für jedes Federbein in die lokale Aktorregelung eingeleitet.

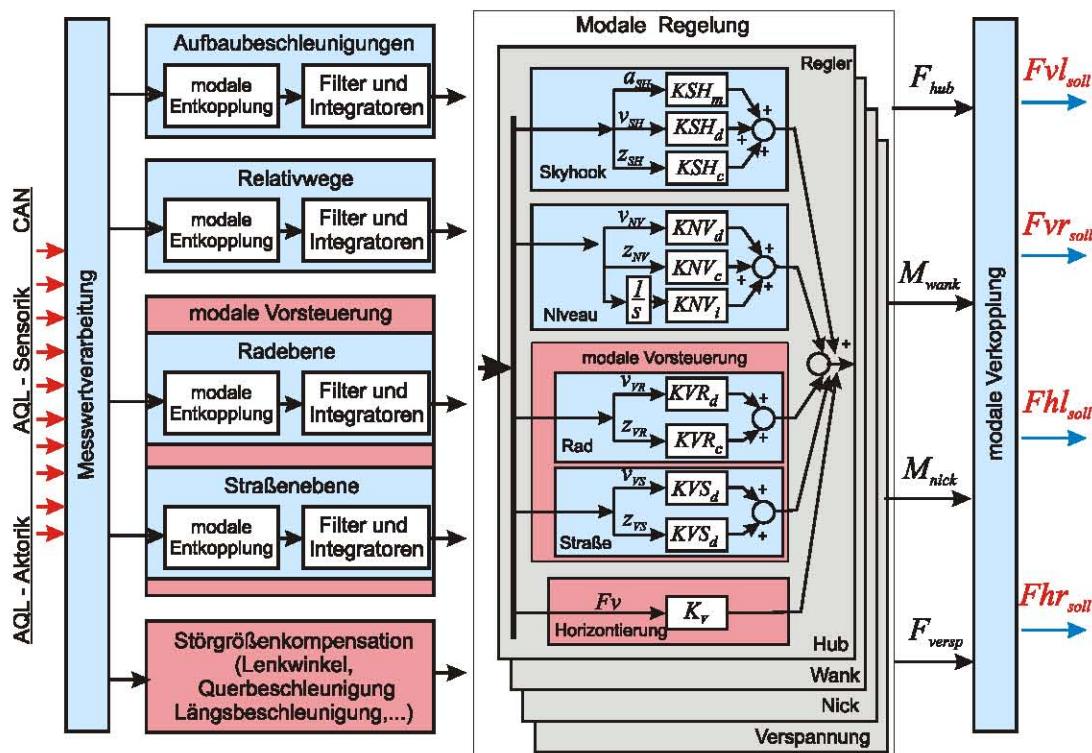


Bild 77: Aufbauregler

In Bild 77 ist die Struktur des Aufbaureglers dargestellt. Er beeinflusst die Dynamik des Aufbaus und umfasst die Funktionen Komfort, dynamische Niveauregulierung und Horizontierung des Aufbaus.

Die Rückführung der **Aufbaubeschleunigungen** bestimmt maßgeblich den Komfort. Dazu werden die Aufbaubeschleunigungen hochpassgefiltert (Anhang A.1), um stationäre und niederfrequente Anteile aus den Messsignalen zu beseitigen. Diese werden dann modal in die Aufbaufreiheitsgrade (Huben, Wanken, Nicken) umgerechnet (Anhang A.6) und für den Skyhook-Anteil in der "modalen Regelung" verwendet. Durch Integration

werden die Geschwindigkeiten und die Lagen der Aufbaufreiheitsgrade ermittelt. Je nach Abstimmung können alle drei Größen verstärkt und zurückgeführt werden, wobei die Verstärkungsfaktoren physikalischen Größen entsprechen:

- Lageverstärkung => Steifigkeitskonstante  $KSH_c$
- Geschwindigkeitsverstärkung => Dämpfungskonstante  $KSH_d$
- Beschleunigungsverstärkung => virtuelle Massen bzw. Massenänderungen  $KSH_m$

Der Forderung nach Komfort steht die Notwendigkeit gegenüber, stationär dem Straßenprofil zu folgen (Führungsgröße). Es ist daher eine regelungstechnische Kopplung an die Straße notwendig [91]. Dazu werden die Relativwege zwischen Rad und Aufbau ebenfalls modal entkoppelt (Block **Relativwege**) und für die Niveauregulierung eingesetzt. Zu den genannten Freiheitsgraden kommt aufgrund des vierten Federbeins<sup>17</sup> noch ein Freiheitsgrad hinzu, der als Verspannung bezeichnet wird. Auf diesen Freiheitsgrad wird in Anhang A.6 noch näher eingegangen.

Bei der **Niveauregelung** unterscheidet man zwischen dem dynamischen (niederfrequenten) und dem quasistationären Niveau. Die quasistationäre Niveauregelung wird von den Luftfedern übernommen, um die Aktoren zu entlasten, und ist Bestandteil der Fahrwerksregelung. Die dynamische Niveauregelung sorgt für eine regelungstechnische Kopplung des Aufbaus mit der Straße. Diese Regelung stellt sicher, dass der Aufbau niederfrequenten Unebenheitsanregungen der Straße folgt und nicht versucht, sie auszuregeln (z. B. bei Rampenfahrt). Aus diesem Grund werden die Relativwege zwischen Rad und Aufbau gemessen, modal entkoppelt und tiefpassgefiltert (Anhang A.1). Danach werden durch Differenzierung die Geschwindigkeiten ermittelt, verstärkt ( $KNV_d$ ) und zusammen mit der verstärkten ( $KNV_c$ ) Lage zurückgeführt. Um die stationäre Genauigkeit zu erreichen, benötigt man bei dem Niveauregler noch den I-Anteil mit entsprechender Verstärkung ( $KNV_i$ ). So ergeben sich Kräfte und Momente, die ein gewünschtes dynamisches Niveau gewährleisten.

Unter **Horizontierung** versteht man vor Allem die Kompensation der Wank- und der Nickbewegungen bei Kurvenfahrt und Bremsen/Beschleunigen. Die Horizontierung in dieser Situation beeinflusst sowohl den Komfort als auch die Sicherheit maßgeblich. Es ist also unumgänglich, das Wanken bei fahrdynamischen Manövern zu reduzieren. Da bei einem mit dem AQL-System ausgestatteten Fahrzeug die Stabilisatoren entfallen, soll die Regelung deren Aufgabe, das Fahrzeug in der Kurve zu stabilisieren, übernehmen. Diese Aufgabe überdeckt sich zum Teil mit der Aufgabe der Niveauregulierung, die einer Abweichung der Relativkoordinaten entgegenwirkt. Da aber dieser Anteil nur eine geringe Dynamik aufweisen soll, ist eine Störgrößenkompensation notwendig [91]. Die gemessenen Größen wie Lenkwinkel, Gierrate, Quer- und Längsbeschleunigungen werden entsprechend aufbereitet (Block **Störgrößenkompensation**) und als Vorsteuerung im Abstimmungsblock (**Horizontierung**) verarbeitet.

Um den Aufbauregler von den Störungen mit hohen Amplituden zu entlasten, ist es sinnvoll, die Regelung um das Wissen über kommende Fahrbahnstörungen zu erweitern. Die-

<sup>17)</sup> Es ist statisch überbestimmt.

se Information erhält man z. B. über die Sensoren, die vorn am Fahrzeug angebracht sind und die Fahrbahn abtasten. Dieses Erkennen und Berücksichtigen der Straßenunebenheit wird "Preview" genannt. In der Fachliteratur wurden dazu bereits mehrere Ansätze veröffentlicht ([87], [92]). Dabei werden die am Vorderrad erfassten Daten und das Wissen über das Systemverhalten dazu benutzt, um die Störgröße im Störgrößenschätzer zu berechnen und im einfachsten Fall mit entsprechender Verzögerung (Padé-Approximation der Totzeit) auf die hinteren Räder aufzuschalten.

Im beschriebenen System wird stattdessen das Prinzip der **modalen Vorsteuerung** verwendet, das ebenfalls gute Ergebnisse liefert. Der Kerngedanke für die modale Vorsteuerung ist, aus den gemessenen Radbeschleunigungen und aus den geschätzten Straßenanregungen an den vier Rädern zwei virtuelle Ebenen zu bilden.

Die erste Ebene bildet den geschätzten Straßenverlauf nach, die zweite ist die Radebene. Die Bewegungen dieser Ebenen werden durch die modale Entkopplung in den Aufbaufreiheitsgraden vollständig beschrieben. Die hochfrequenten Anteile der Radfrequenz werden zusätzlich herausgefiltert, da für die Vorsteuerung nur die niederfrequenten Anteile von Interesse sind. Die in diesen Ebenen erfassten Informationen werden anteilig in die Vorsteuerung implementiert. Mit diesem Konzept kann man die bevorstehende Anregung des Aufbaus abschätzen und in der Regelung berücksichtigen.

Die modale Struktur des Aufbaureglers unterstützt die Anschaulichkeit der Reglerparameter, da die Parameter jeweils einem Freiheitsgrad zugeordnet werden können. Die Auslegung der Reglerparameter kann getrennt für jeden Freiheitsgrad erfolgen.

### 6.2.2 Fahrwerksregelung

Das AQL-Regelungskonzept umfasst neben der Aufbauregelung noch eine Fahrwerksregelung. Sie beeinflusst die dynamischen Eigenschaften des Fahrwerks und beinhaltet folgende Elemente:

1. Die **verstellbare Dämpfung** passt durch Änderung der Antriebsdrehzahl (vgl. Bild 78,  $n_{soll}$ ) Abrollkomfort und Fahrverhalten an die Straßenbeschaffenheit, die Fahrzeuggeladung oder den individuellen Fahrerwunsch nach einem komfortablen oder sportlichen Fahren an. Bei durchschnittlicher Beladung und normaler Fahrt ist diese Dämpfung weich. Treten aber schwierige Fahrsituationen auf (durch volle Beladung, schlechte Straßen, Kurvenfahrten, Querbeschleunigungen, rasche Spurwechsel oder starkes Bremsen), wird die Dämpfung automatisch höher eingestellt und bietet dadurch die notwendige Fahrsicherheit.
2. Die **Ventilblockansteuerung** sorgt dafür, dass bei Bedarf (Fail-Safe- oder Standby-Modus, vgl. Kapitel 4.1.2) auf den Bypasskreislauf umgeschaltet wird, in dem die Ventilblöcke entsprechend angesteuert werden (vgl. Bild 78,  $u_{VB(i)}$ ).
3. Die quasistationäre **Niveauregelung** hat die Aufgabe, den Abstand zwischen Fahrbahn und Aufbau des Fahrzeugs unabhängig von der Beladung konstant zu halten oder zur Erhöhung der Einsatzflexibilität den Aufbau bei Geländefahrt anzuheben und bei Autobahnfahrt abzusenken. Dafür werden analog zu der dynamischen Niveauregelung die Relativwege erfasst und modal entkoppelt. Die quasistationären

Anteile werden als Sollvorgaben für lokale Höhenstandsregler verwendet.

### 6.2.3 Lokale Regelung

Die Hauptaufgabe der lokalen Regelung besteht darin, die vom übergeordneten Vertikaldynamikregler gelieferten Sollgrößen einzuregeln.

In Bild 78 ist die entsprechende Reglerstruktur dargestellt:

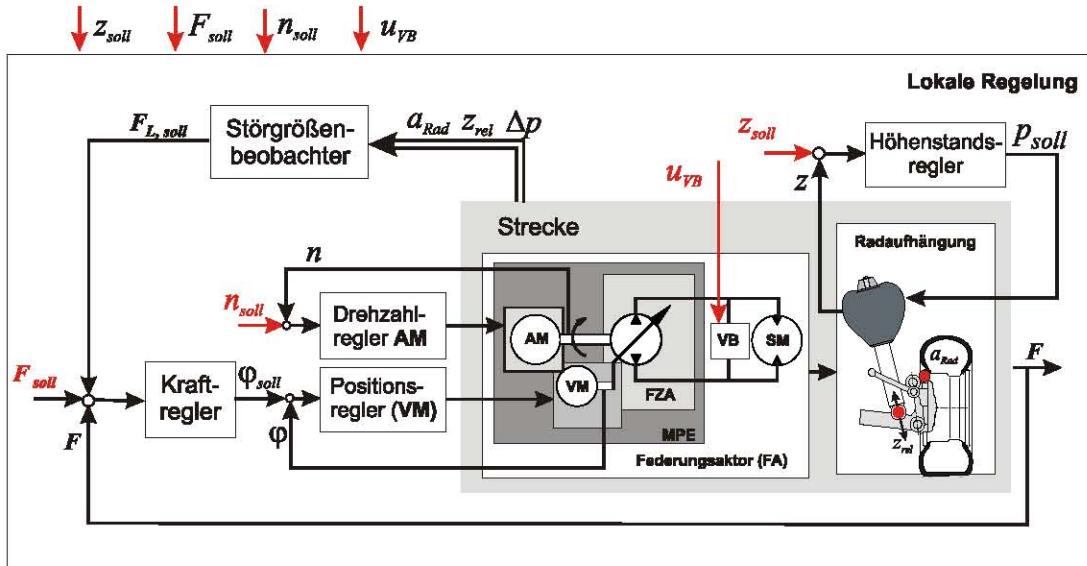


Bild 78: Lokale Regelung

Die lokale Regelung besteht aus:

- **Höhenstandsregler:** Die vom Fahrwerksregler geforderte Position  $z_{soll}$  wird in entsprechende Druckvorgaben  $p_{soll}$  für die Luftfeder umgesetzt. Die Bandbreite der Regelung liegt im quasistationären Bereich.
- **Drehzahlregler** des Antriebsmotors: Die Solldrehzahl  $n_{soll}$  für den Antriebsmotor hängt vom Betriebszustand des Federungssystems ab und wird durch die übergeordneten Vertikaldynamikregler der lokalen Regelung vorgegeben. Die Betriebszustandslogik übernimmt auch die Ansteuerung des Ventilblocks  $u_{VB}$ .
- **Kraftregler:** Der Kraftregelkreis und die Positionsregler des Verstellmotors sind als Kaskade aufgebaut. Der äußere Kraftregelkreis regelt die von dem Aufbauregler und aus den lokalen Störgrößenbeobachter geforderten Kräfte ein. Durch die gemessene Druckdifferenz am Schwenkmotor werden Informationen über die Istkraft gewonnen. Die Reglerparameter werden so eingestellt, dass eine Bandbreite von 5 Hz erreicht wird. Der innere Positionsregelkreis regelt die vom Kraftregler geforderte Position des Verstellmotors.
- **Störgrößenbeobachter:** Um eine Entlastung der Aufbauregelung insbesondere bei kleineren Fahrbahnunebenheiten zu erreichen, ist eine lokale Störgrößenaufschaltung

vorgesehen. Dadurch können ein schnelleres Einregeln und eine robustere Auslegung des Kraftreglers erzielt werden. Dafür besitzt die lokale Regelung einen Straßenbeobachter (Anhang A.1), der lokal an jedem Rad den Straßenverlauf schätzt und diesen der Regelung als Störgröße mitteilt. Dadurch "sieht" der Regler die Störung schon, bevor die Aufbau-Beschleunigungssensoren etwas messen können, und kann darauf reagieren. Aufgrund der Aufteilung werden viele Störungen bereits von der lokalen Regelung abgefangen, was einen besseren Fahrkomfort ermöglicht und den Aufbauregler entlastet.



## 7 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurde der mechatronische Entwurf eines neuartigen, aktiven Fahrzeugfederungssystems (AQL-System) und speziell dafür entwickelten reversiblen Flügelzellenaktors mit unterlagerter Druckrückführung vorgestellt.

Zunächst wurde eine Übersicht über aktive und semiaktive Fahrzeugfederungssysteme gegeben. Dazu wurde eine neue Klassifizierung mit durchgängigen Definitionen vorgeschlagen. Diese gibt einen anschaulichen Überblick über die meisten bekannten Lösungen auf dem Gebiet der geregelten Fahrzeugfederungssysteme. Außerdem soll es dem Entwickler bei der Konzipierung neuer Systeme als ein systematisches, abstraktes und erweiterbares Hilfsmittel dienen. Mit zahlreichen Beispielen wurden die Vorteile der Klassifizierung demonstriert. Dazu wurden auch Grenzfälle, die bei anderen Autoren nicht berücksichtigt werden, betrachtet.

Anschließend wurden die Anforderungen an das neu zu entwickelnde Fahrzeugfederungssystem in der Konzeptionsphase erläutert. Als Grundmodell für die modellgestützte Analyse und Bewertung der Vertikaldynamik wurde ein Viertelfahrzeug aufgebaut. Mit diesem Modell wurden die Ziele für das neu zu entwickelnde Federungssystem festgelegt sowie dessen Funktionsstruktur entworfen und analysiert.

Als erfolgversprechende Variante erwies sich ein aktives Querlenker-System, bei dem vier Aktoren als Federungsaktoren direkt in jeden Querlenker integriert sind und eine Drehbewegung erzeugen. Eine zentrale Rolle im System spielt das speziell für diese Anwendung entwickelte neuartige ventillose (verdrängergesteuerte) hydraulische Aktorprinzip.

Es wurden die prinzipiellen Unterschiede zum herkömmlichen Flügelzellenverdränger und die daraus resultierende Funktionalität erläutert. Der mechatronische Entwurf des Federungsaktors bildet den Schwerpunkt dieser Arbeit. Dabei wurden schon in früheren Phasen des Entwurfs dynamische und mechatronische Funktionen des Aktors und deren Einfluss auf das Gesamtsystem festgelegt.

Dank der modellbasierten Untersuchungen und der methodischen Vorgehensweise sind einige konstruktive Neuerungen entstanden, die sich allgemein auf reversible Pumpen übertragen lassen. Es wurde ein Aktor-Prototyp aufgebaut und erfolgreich getestet. Innerhalb der Testphase wurde neben dem Funktionsnachweis der bisher kaum beachtete Effekt einer internen Rückstellkraft beobachtet und messtechnisch erfasst. Darüber hinaus wurde eine mathematische Beschreibung dieses Effektes vorgeschlagen. Die Simulationsergebnisse wiesen eine gute Übereinstimmung mit den Messdaten auf.

Im letzten Schritt wurde die Struktur des Gesamtsystems vorgestellt. Besonderes Augenmerk galt dabei der Informationsverarbeitung. Dank der Flexibilität des Aktors (Kombination von aktiver Aufbaustabilisation mit semiaktiver Dämpfung) werden Vorteile bekannter Systeme wie CDC und ABC vereint.

Nach der erfolgreichen Erprobung des neuen Prinzips wurden mehrere Prototypen unterschiedlicher Baugrößen für unterschiedliche Anwendungen ausgelegt und aufgebaut.

Zum Einen wurde ein Flügelzellenaktor in Kombination mit der Federung eines leichten Kettenfahrzeugs (Wiesel-2) verwendet und erfolgreich getestet [47].

Zum Anderen wird der neu dimensionierte Flügelzellenaktor innerhalb eines volltragenden, vollaktiven Federungssystems für Nutzfahrzeuge bis 12 Tonnen Gesamtgewicht verwendet [104]. Die Feldversuche sind für 2010 geplant.

Neben den beschriebenen Anwendungen kann der Einsatz des neuen FZA auch in anderen Systemen wie einem aktiven Wankstabilisator oder einer Servolenkung vorteilhaft sein. Die notwendigen Untersuchungen zur Einschätzung der Potenziale befinden sich zurzeit in Arbeit.

Darüber hinaus ist der Aufbau eines FZP-Prüfstands geplant, an dem weiterführende Untersuchungen, die bisher nicht möglich waren, durchgeführt werden können [36].

## 8 Literatur

- [1] Acker, B.; Darenberg, W.; Gall, H.: Aktive Feder für Personenwagen, Ö+P, Nr. 11, 1989.
- [4] Adler, U.: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch. Robert Bosch GmbH, 21. Aufl., VDI-Verlag, Düsseldorf, 1991.
- [5] Aleksejev, A. K: Besonderheiten der Berechnung hochfrequenter Druckschwingungen in Axial-Kolben-Maschinen, Moskau, 1983. (Алексеев А. К.: Особенности расчета высокочастотных колебаний давления и подачи аксиальных роторно-поршневых насосов, Вестник машиностроения, №11, Москва, 1983).
- [6] Aleksejev, A. K.; u. a.: Untersuchung und Berechnung hochfrequenter Schwingungen in einem hydraulischen System mit einer Axial-Kolben-Pumpe, Moskau, 1980. (Алексеев А. К.; и др.: Исследования и расчет высокочастотных колебаний давления в гидросистеме с аксиально-поршневым насосом, Динамика машин, Наука, Москва, 1980).
- [7] Artjuchov, A. V.; Efimov; Schorin: Einfluss des Winkelversatzes von Rotoren einer Axialkolbenmaschine auf das Pulsationsverhalten eines hydraulischen Systems. Moskau, 1982. (Артюхов А. В.; Ефимов Ю. А.; Шорин В. П.: Влияние взаимного углового смещения аксиально-плунжерных насосов на пульзационное состояние гидросистем, Авиационная промышленность, №5, Москва, 1982).
- [8] Bartz, R.; Bärnhol, F.; Bruns, H.; Jurr, R.; Wimmer, M.: Aktive Wank-Stabilisierung Dynamic Drive, in: Walliser, G.: Elektronik im Kraftfahrzeugwesen. Steuerungs-, Regelungs- und Kommunikationssysteme. Kontakt & Studium, Band 437, expert-Verl., Renningen, 2004.
- [9] Baschta, T. M: Berechnung und Konstruktion hydraulischer Maschinen im Flugzeugbau, Moskau, 1961 (Башта Т. М.: Расчеты и конструкции самолетных и гидравлических устройств, Москва, 1961).
- [10] Bavendieck, R.: Verlustkennwertbestimmung am Beispiel von hydrostatischen Maschinen in Schrägachsenbauweise, VDI-Fortschrittsberichte, Nr.122, VDI-Verlag, Hamburg, 1988.
- [11] Beater, P.: Entwurf hydraulischer Maschinen. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 1999.
- [12] Becker, M.: Mechatronischer Entwurf eines reversierenden, hydraulischen Antriebsaktors für die aktive Fahrzeugfederung. Diss., Universität Paderborn; VDI-Fortschrittberichte, Reihe 12, Nr. 555, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2003.
- [13] Becker, M.; Frühauf, F.; Jäker, K.-P.; Rutz, R.: Development of an Active Suspен-

- sion System for a Mercedes-Benz Coach O404, 5th IEEE Conference on Control Applications, Dearborn, MI, 1996.
- [14] Beitz, W.; Grote, K.-H. (Hrsg.): *Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau*, 20. Aufl., Springer-Verlag, Berlin, 2001.
- [15] Bim-Bad, B. M.; Kabakov, M. G.; u. a.: *Konstruktionsatlas: Hydraulische Maschinen und Getriebe*, Maschinenbau, Moskau, 1990. (Бим-Бад Б.М.; Кабаков М. Г.; и др.: *Атлас конструкций гидромашин и гидропередач*, Машиностроение, Москва, 1990).
- [16] Boltjanskij, A. D: *Verteilungsprozesse des Arbeitsfluids in Axialkolbenmaschinen*, Diss., Moskau, 1971. (Болтянский А. Д.: Исследование процессов распределения рабочей жидкости в аксиальных роторно-поршневых насосах, применяемых в гидроприводах металлорежущих станков, Автореферат дис...канд. тех. наук, Москва, 1971).
- [17] Boltjanskij, A. D.; Levitin A.: *Untersuchung der Geräuschentwicklung einer Axialkolbenpumpe*. Moskau, 1984 (Болтянский А. Д.: Исследование шумовых характеристик аксиально-поршневого насоса, Пневматика и гидравлика, Приводы системы управления, Москва, 1984).
- [18] Bußhardt, J.: *Selbsteinstellende Feder-Dämpfer-Systeme für Kraftfahrzeuge*, VDI-Fortschrittberichte, Reihe 12, Nr. 240, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1995.
- [19] Castiglioni, G.; Jäker, K.-P.; Lückel, J.; Rutz, R.: *Active Vehicle Suspension with an Active Vibration Absorber*, International Symposium on Advanced Vehicle Control, Yokohama, 1992.
- [20] Chochlov, L. N.: *Theoretische und experimentelle Untersuchung der Einflüsse der Betriebs- und Konstruktionsfaktoren auf die Dynamik der hydraulischen Druckleitungen des Flugzeugs AN-12*, Moskau, 1971. (Хохлов Л.Н.: Теоретическое и экспериментальное исследование влияния эксплуатационных и конструктивных факторов на динамику нагнетающей магистрали гидросистемы самолета АН-12, Москва, 1971).
- [21] <http://www.daimler.com/>
- [22] Edge, K.: *Methods for characterizing the fluid-borne noise generated by positive displacement pumps*, National Conference on Fluid Power, USA, 1983.
- [23] Engel, W. J: *Einfluss der Geometrie von Entlastungsnuten auf die Übergangsprozesse in Axialpumpen*. Bergbau Zeitschrift, Nr. 6, Moskau, 1978.
- [24] Ersoy, M.; Vortmeyer, J.: *Schaltbarer Stabilisator für PKW und Transporter*, Aachener Kolloquium, Fahrzeug- und Motorenmechanik, Aachen, 2002.
- [25] Eulenbach, D.: *Nivomat, Stand und Entwicklungstrends hydropneumatischer Niveauregelsysteme*. Vortrag im Rahmen der Tagung "Kraftfahrzeugstoßdämpfer und ihr Einfluss auf das Fahrwerk, seine Komponenten und Systeme", Haus der

- Technik, Essen, 2003.
- [26] Eulenbach, D.: Hydropneumatische Niveauregelelemente, Vortrag im Rahmen des Seminars "Federungs- und Dämpfungssysteme für Straßen- und Schienenfahrzeuge", Technische Akademie Esslingen, 2004.
  - [27] Faber, I.: Theoretische und experimentelle Untersuchung der Flügelkopfreibung in einer Flügelzellenpumpe, Diss., Ruhr-Universität Bochum, 2005.
  - [28] <http://fahrzeugtechnik.fh-joanneum.at>
  - [29] Féderspiel-Labrosse, J.: Beitrag zum Studium und zur Vervollkommenung der Aufhängung der Fahrzeuge, Automobiltechnische Zeitschrift 57, Nr. 3, 1955.
  - [30] Findeisen, F.: Ölhydraulik, 4. Aufl., Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 1994.
  - [31] Föllinger, O.: Regelungstechnik, 8. Aufl., Hüthig-Verlag, Heidelberg, 1994.
  - [32] Frühauf, F.: Entwurf einer aktiven Fahrzeugfederung für zeitverschobene Anregungsprozesse, Reihe 12, Nr. 57, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1985.
  - [33] Frühauf, F.: Aktive Fahrzeugfederung, in: Walliser, G.: Elektronik im Kraftfahrzeugwesen: Steuerungs-, Regelungs- und Kommunikationssysteme, Kontakt & Studium, Band 437, expert-Verlag, Renningen, 2004.
  - [34] Gausemeier, J.; Ebbesmeyer, P.; Kallmeyer, F.: Produktinnovationen – Strategische Planung und Entwicklung der Produkte von morgen, Carl Hanser Verlag, München, 2001.
  - [35] Gense, A.: Messtechnische Untersuchung physikalischer Zusammenhänge der Verstellkräfte einer reversiblen Flügelzellenpumpe, Studienarbeit, Universität Paderborn, 2007.
  - [36] Gense, A.: Konzipierung eines flexiblen Prüfstandes zur detaillierten Vermessung von Flügelzellenpumpen, Diplomarbeit, Universität Paderborn, 2007.
  - [37] Grädke, A.; Krüger, C.: Federung und Dämpfung im Fahrwerk (Car Training Institute), 2004.
  - [38] Hardtke, H. J.; Heimann, B.; Sollmann, H.: Lehr- und Übungsbuch Technische Mechanik, Fachbuchverl. Leipzig im Hanser-Verlag, München, Wien, 1997.
  - [39] Heissing, B.: Untersuchung der Fahrdynamik von Pkw unterschiedlicher Konzeption bis in den Grenzbereich mit Hilfe eines theoretischen Fahrzeugmodells, Westdeutscher Verlag, Opladen, 1975.
  - [40] Heißing, B.; Ersoy, M.: Fahrwerkhandbuch, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2007.
  - [41] Helgestad, Banmister: Pressure transient in an axial-piston hydraulic pump. Vol. 188 Nr. 17, 1974
  - [42] Hennecke, D.; Ziegelmeyer, F.; Baier, P.: Anpassung der Dämpferkennung an den

- Fahrzustand eines PKW, VDI-Berichte 650: Reifen - Fahrwerk - Fahrbahn, VDI-Verlag, Hannover, 1987.
- [43] Heyer, G.: Hydropneumatische Federung mit variabler Dämpfung und Federrate, VDI-Berichte 546, Fahrdynamik und Federungskomfort, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1984.
- [44] Hoffman, D.: Einfluß verschiedener Belastungswiderstände auf Druckschwingungen hinter einer Vedrängermaschine, Ö+P, Vol. 20, Nr. 1, 1976.
- [45] Hohensee, H. J.; Jäker, K. P.; Rutz, R.; Gaedtke, Th.: Aktive Fahrzeugfederung, VDI-Berichte Nr. 778, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1989.
- [46] Hoischen, H.: Technisches Zeichnen, 25. Aufl., Cornelsen-Verlag, Berlin, 1994.
- [47] Illg, I.; Tewes, M.; Jäker, K. P.; Trächtler, A.: Mechatronic Design and Implementation of an Active Suspension for an All-Terrain Tracked Vehicle, AVEC '08, Kobe, 2008.
- [48] Ivantysyn, J.; Ivantysynova, M.: Hydrostatische Pumpen und Motoren, 1. Aufl., Vogel-Fachbuchverlag, Würzburg, 1993.
- [49] Jäker, K.-P.: Entwicklung realisierbarer hierarchischer Kompensatorstrukturen für lineare Mehrgrößensysteme mittels CAD, Diss., Universität Paderborn, 1989.
- [50] Jäker, K.-P.; Schulte-Kellinghaus, G.; Becker, M.: Flügelzellenpumpe/-motor ohne definierte Saug-/Druckseite für den 4-Quadranten-Betrieb, Deutsches Patent- und Markenamt, Aktenzeichen 19840791.2, München, 2000.
- [51] Jäker, K.-P.; Schulte-Kellinghaus, G.; Becker, M.; Nyenhuis, M.: Elektrohydraulischer Aktor auf Basis einer reversierbaren Flügelzellenpumpe mit unterlagerter Druckregelung, Deutsches Patent- und Markenamt, Aktenzeichen 10130597.4, München, 2001.
- [52] Jorden, W.: Konstruktionssystematik, Manuscript zur Vorlesung, Universität Paderborn, WS 1999/2000.
- [53] Jorden, W.: Projektverfolgung und Führung, Manuscript zur Vorlesung, Universität Paderborn, WS 1998/1999.
- [54] Just, V.: Modellierung und Optimierung einer reversiblen Flügelzellenpumpe mit unterlagerter Druckrückführung, Diplomarbeit, Universität Paderborn, 2004.
- [55] Keite, M.: Modellbildung einer regenerativen Flügelzellenpumpe, Studienarbeit, Universität Paderborn, 2000.
- [56] Klotzbach, S.; Henrichfreise, H.: Ein nichtlineares Reibmodell für die numerische Simulation reibungsbehafteter mechatronischer Systeme, 16. Symposium Simulationstechnik, Rostock, 2002.
- [57] Koch, T.: Integration von Konstruktion und mechatronischer Komposition während des Entwurfs mechatronischer Systeme am Beispiel eines integrierten Radmoduls,

- Diss., Universität Paderborn, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2005.
- [58] Koch, T.; Harchenko, J.; Rustemeier, C.; Nyenhuis, M.: Methoden für den Entwurf mechatronischer Systeme, dargestellt am Beispiel einer vollaktiven, integrierten Radaufhängung, 5. VDI-Mechatroniktagung, Fulda, 2003.
- [59] Kojima, S.: Characteristics of fluidborne noise generated by fluid power pump (2nd Report, Pressure pulsation in balanced vane pump), Bulletin of JSME, Vol. 27, Nr. 225, 1984.
- [60] Kompakt-Hydrozylinder, Baureihen HMI und HMD, Katalog 1150/5-D, Parker Hannifin GmbH, Köln, 2002.
- [61] Kulagin, A. V.; u. a.: Grundlagen der Konstruktion von Verdrängermaschinen. Moskau, 1968 (Кулагин А.В. и др.: Основы теории и конструирования объемных передач, Высшая школа, Москва, 1968).
- [62] Kunz, A. J.: Synthese experimenteller Untersuchungen und energetischer Berechnungen zum Verschleißverhalten des Tribosystems Flügelzellenpumpe, Diss., Darmstadt, 1996.
- [63] Kutter, B.: Theoretische und experimentelle Analysen zu Betriebsverhalten und Leistungsgrenzen von Niederdruckhydraulik-Motoren in Flügelzellenbauart, Diss., Hamburg; Shaker-Verlag, 2002.
- [64] Lippold, C.: Eine domänenübergreifende Konzeptionsumgebung für die Entwicklung mechatronischer Systeme. Diss., Ruhr-Universität Bochum; Shaker-Verlag, Aachen, 2001.
- [65] Lückel, J.; Wallaschek, J.: Functional Modelling and Simulation in Mechanical Design and Mechatronics, 2nd MATHMOD Vienna, Technische Universität Wien, 1997.
- [66] Lückel, J.; Jäker, K.-P.; Nyenhuis, M.; Harchenko, J.; Koch, T.; Hartmann, A.; Müller, A.: Elektrohydraulisches aktives Federungssystem auf der Basis einer reversierbaren Flügelzellenpumpe mit unterlagerter Druckregelung, Deutsches Patent- und Markenamt, Aktenzeichen 10151580.4, München, 2001.
- [67] Lückel, J.; Koch, T.; Schlautmann, P.; Biber, H.: Das Wechselspiel zwischen Konstruktion und Auslegung der Dynamik während des Entwurfs mechatronischer Systeme, In: F. Pfeiffer, H. Ulbrich (Hrsg.): Festschrift zum 90. Geburtstag von Herrn Prof. Dr. rer. nat. Dr.-Ing. E.h. Kurt Magnus, München, 2002.
- [68] Ludyk, G.: Theoretische Regelungstechnik, Band 1 und 2. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 1995.
- [69] Matek, W.: Roloff / Matek Maschinenelemente, 13., überarb. Aufl., Vieweg-Verlag, Braunschweig, 1994.
- [70] Matek, W.: Roloff / Matek Maschinenelemente (Tabellen), 13., überarb. Aufl., Vieweg-Verlag, Braunschweig, 1994.

- [71] Matten, N.: Flügelbewegungen und Geräuschentstehung bei einpoligen Flügelzellenpumpen, Diss., Stuttgart, 1992.
- [72] Matthiesen, S.: Ein Beitrag zur Basisdefinition des Elementmodells "Wirkflächenpaare & Leitstützstrukturen" zum Zusammenhang von Funktion und Gestalt technischer Systeme, Diss., Karlsruhe, 2002.
- [73] Mitschke, M.: Dynamik von Kraftfahrzeugen, Bd. 2: Fahrverhalten, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 1990.
- [74] Moog: Durchfluss-Servoventile der Baureihe D760, Datenblatt, MOOG GmbH, Böblingen, 1986.
- [75] Müller, H. W.; Kassing, W.; Würtenberger, D.: Möglichkeiten der Geräuschminderung bei Axialkolbenpumpen. Mainz, 1976.
- [76] Nyenhuis, M.: Strukturierter mechatronischer Entwurf einer SbW-Lenkung, Diss., Universität Paderborn, 2006.
- [77] Odenthal, D.: Ein robustes Fahrdynamik-Regelungskonzept für die Kippvermeidung von Kraftfahrzeugen, Diss., TU München, 2002.
- [78] Orlov, J. M.: Verdrängermaschinen in der Luftfahrttechnik, Technische Universität, Perm, 1993 (Орлов Ю. М. Авиационные объемные гидромашины с золотниковым распределением, Пермский государственный технический университет, 1993).
- [79] Ortwig, H.: Analytische und experimentelle Untersuchung hochbelasteter linienförmiger Gleitkontakte in einer Flügelzellenpumpe, Diss., Aachen, 1990.
- [80] Pahl, G.; Beitz, W.: Konstruktionslehre: Methoden und Anwendungen. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 1997.
- [81] Produktinformation zum Zylindersensor VRT050, Penny + Giles GmbH, Ingolstadt, August 2002.
- [82] Prokofev, V. N.; u. a.: Hydraulische Antriebe im Maschinenbau, Moskau, 1978 (Прокофьев В. Н.; и др. Машиностроительный гидропривод, Машиностроение, 1978).
- [83] Pyper, M.; Schiffer, W.; Schneider, W.: ABC – Active Body Control, Die Bibliothek der Technik, München, 2003.
- [84] Ringleff, M.: Modellbasierte Optimierung der Steuerscheibengeometrie einer reversiblen Flügelzellenpumpe, Studienarbeit, Universität Paderborn, 2006.
- [85] Robert Bosch GmbH: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, 23. Aufl., Vieweg Verlag, Braunschweig, 1999.
- [86] Rutz, R.: Prozeßbasierte Entwurfswerkzeuge für mechatronische Systeme und Anwendungen in der Fahrwerksregelung, Diss., VDI-Verlag, Paderborn, 1998.
- [87] <http://www.sachs.de>

- [88] Schorin, V. P.: Maßnahmen zur Vermeidung von Schwingungen in Flugzeugrohrleitungen, Moskau, 1980 (Шорин, В. П.: Устранение колебаний в авиационных трубопроводах, Машиностроение, Москва, 1980).
- [89] Schmidt, F.: Entwicklung von Modell-Verschleißprüfungen und Aufstellung eines Simulationsschemas zur Übertragbarkeit der tribologischen Prüfung von Hydraulikflüssigkeiten in der Flügelzellenpumpe, Diss., Darmstadt, 1986.
- [90] Spielmann, M.: Elektronische Dämpfkraftregelung EDCC. In: Walliser, G., Elektronik im Kraftfahrzeugwesen: Steuerungs-, Regelungs- und Kommunikationssysteme, Kontakt & Studium, Band 437, expert-Verl., Renningen, 2004.
- [91] Streiter, R. H.: Entwicklung und Realisierung eines analytischen Regelkonzeptes für eine aktive Federung, Diss., Technische Universität Berlin, 1996.
- [92] Streiter, R.: ABC Pre-Scan im F700, Automobiltechnische Zeitschrift, Nr. 5, 2008.
- [93] Taylor, R.: Computer-aided designing of quiet hydraulic pumps, National Conference on Fluid Power, Chicago, IL, 1981.
- [94] Toepper, S.: Die mechatronische Entwicklung des Parallelroboters TRIPLANAR, Diss., Universität Paderborn, VDI-Verlag, 2002.
- [95] VDI-Richtlinie 2206: Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme. VDI-Verlag, Düsseldorf, 2002.
- [96] VDI-Richtlinie 2221: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1993.
- [97] VDI-Richtlinie 2222: Konstruktionsmethodik – methodisches Entwickeln von Lösungsprinzipien. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1997.
- [98] Wallentowitz, H.; Konik, D.: Von der Niveauregulierung zur aktiven Federung: Erkennbare Entwicklungstendenzen, Fortschritte der Fahrwerkstechnik, Band 10: Aktive Fahrwerkstechnik, Vieweg-Verlag, Braunschweig, 1991.
- [99] Wallentowitz, H.; Schrüllkamp, T.: Geregelte Fahrwerke, in: Walliser, G., Elektronik im Kraftfahrzeugwesen : Steuerungs-, Regelungs- und Kommunikationssysteme, Kontakt & Studium, Band 437, expert-Verl., Renningen, 2004.
- [100] Wälzlagerkatalog, FAG, Schweinfurt, 1996.
- [101] Weser, G.: Solidkiss – Maschinenelemente-Berechnung direkt im CAD-System. Konstruktion Elektronik Maschinenbau 05, Konradin-Verlag, Leinfelden, 2002.
- [102] Wielenberg, A.: Entwurf und Realisierung eines Hardware-in-the-Loop-Prüfstands für ein Viertelfahrzeug, Studienarbeit, Universität Paderborn, 2003.
- [103] Wielenberg, A.: Modellbildung, Reglerauslegung und Inbetriebnahme eines Hardware-in-the-Loop-Prüfstands für eine aktive Fahrzeugfederung, Diplomarbeit, Universität Paderborn, 2003.
- [104] Wielenberg, A.; Harchenko, J.; Jäker, K.-P.; Trächtler, A.: Modellbasierte Ent-

wicklung eines volltragenden, vollaktiven Federungssystems für ein gelände-gängiges Nutzfahrzeug, 4. VDI/VDE-Fachtagung zur Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren (AUTOREG 2008), Baden-Baden, 2008.

- [105] Yamasuchi, K.; Yamamoto, T.: Notes generated by hydraulic pumps and their control method, Mitsubishi Juko Ciho, Vol. 12 Nr. 4, 1975.
- [106] Zeiger; Ackers: Dynamic analysis of axial piston pump. Vol. 200, 1986.
- [107] Zaichenko, I. Z.; Myshlevskij, L. M.: Flügelzellenpumpen und Hydromotoren, Moskau, 1970 (Зайченко И. З.; Мыслевский Л. М.: Пластичные насосы и гидромоторы, Машиностроение, Москва, 1970).

## Anhang

### A.1 Anforderungskatalog

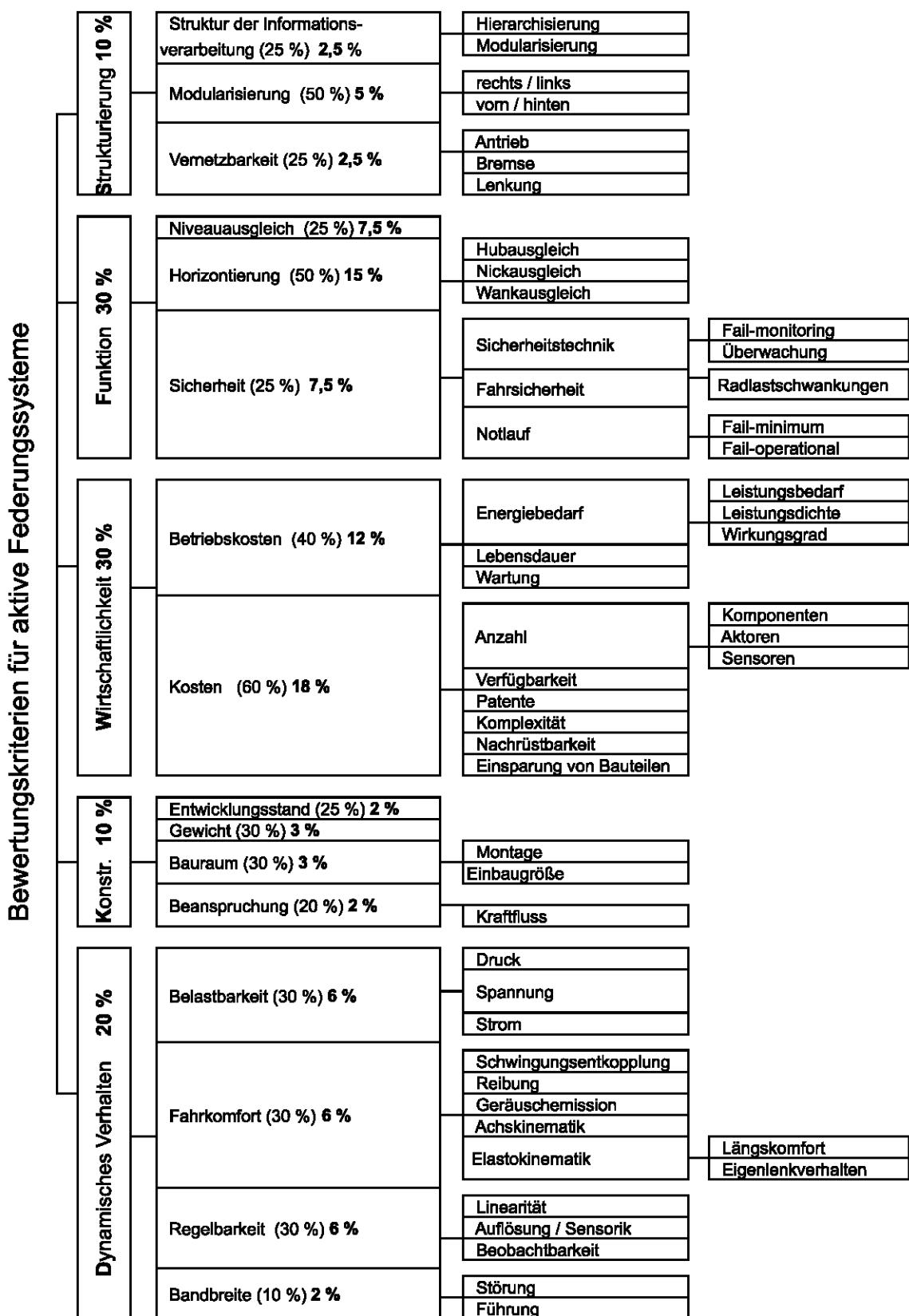
		Anforderungsliste für das Federungssystem	
Herkunft K / E / O	F W	Anforderungen	
		<b>1. Geometrie:</b> (Größe, Höhe, Breite, Länge, Durchmesser, Raumbedarf, Anzahl, Anordnung, Anschluss, Ausbau, Erweiterung)	
K		Aktoren im Querlenker unterbringen	
K	F	Variante A: 4 Aktoren und 2 Stellsysteme (Vorder- und Hinterachse)	
K	F	Variante B: 2 Aktoren und 1 Stellsystem (nur Vorderachse)	
		Stellsystem:	
K	F	Hydraulische Variante mit reversibler Flügelzellenpumpe	
K		Motor-Pumpe-Einheit: E-Motor mit Zahnradpumpe (Alternative)	
K		Elektromechanische Variante (Alternative)	
		Abmaße:	
K	F	Gewicht des aktiven Federungssystems < 20 kg pro Achse	
K	W	maximales Gewicht des aktiven Federungssystems <15 kg pro Achse	
		<b>2. Kinematik/Kinetik:</b> (Bewegungsart, Bewegungsrichtung, Geschwindigkeit, Beschleunigung)	
K	F	Beeinflussung von Wank- (bis 0.6 g voller Wankausgleich)	
E	W	Wank- (bis 1 g voller Wankausgleich)	
K		Nick- (bis 0.6 g voller Nickausgleich)	
K		Hubfreiheitsgrad (bis 0.6 g voller Hubausgleich)	
		<b>3. Kräfte:</b> (Kraftgröße, Kraftrichtung, Krafthäufigkeit, Gewicht, Last, Verformung, Steifigkeit, Feder-eigenschaften, Stabilität, Resonanzen)	
W		Moment/Kraft aktiv ca. 0,6 × statische Last (für 0,6 Ausgleich)	
F		Bandbreite der Aktorik ca. 5 Hz bzgl. Kraft/Moment	
W		Bandbreite der Aktorik ca. 15 Hz bzgl. Kraft/Moment -> Beeinflussung Radfrequenz	
		<b>4. Energie:</b> (Leistung, Wirkungsgrad, Verlust, Reibung, Ventilation, Zustandsgrößen wie Druck, Temperatur, Feuchtigkeit, Erwärmung, Kühlung, Anschlussenergie, Speicherung, Arbeitsaufnahme, Energieumformung)	
K	F	hydraulisch und/oder elektromechanisch	
K	F	Leistungsbedarf < 1,0 kW	
K	W	Leistungsbedarf < 0,5 kW	
K	W	Standby-Modus (Energiebedarf gegen 0 Watt)	
E	W	max. Spitzenleistung: Lange Bodenwelle (1,0 Hz) mit maximalem Hub der Aktoren	
		<b>5. Stoffe:</b> (Physikalische und chemische Eigenschaften des Eingangs- und des Ausgangsprodukts, Hilfsstoffe, vorgeschriebene Werkstoffe, Materialfluss und -transport)	
E	W	Wasser/Glykol - Hydraulik	
		<b>6. Signal:</b> (Eingangs- und Ausgangssignale, Anzeigeart, Betriebs- und Überwachungsgeräte, Signalform)	
		Abtastrate	
E	F	100 Hz	
E	W	200 Hz	
K	F	Genauigkeit: 10 bit (Für Konzept sowie Versuch in Floatingpoint-Arithm.)	
	W	Genauigkeit: 12 bit (Floatingpoint)	
		<b>7. Sicherheit:</b> (Unmittelbare Sicherheitstechnik, Schutzsysteme, Betriebs-, Arbeits- und Umweltsicherheit)	
		Notlaufbetrieb	
K	F	Fail-Safe-Mechanismus	
K	W	Fail-operational	
K	F	gesetzliche Bestimmungen beachten (Informationen zum Stand der Technik für Europa und US-Markt < VDA, NHTSA, FMVSSxx)	

		Anforderungsliste für das Federungssystem	
Herkunft K / E / O	F W	Anforderungen	
		<b>8. Ergonomie</b> (Mensch-Maschine-Beziehung: Bedienung, Bedienungsart, Übersichtlichkeit, Beleuchtung, Formgestaltung):	
		<b>9. Fertigung</b> (Einschränkung durch Produktionsstätte, größte herstellbare Abmessung, bevorzugtes Fertigungsverfahren, Fertigungsmittel, mögliche Qualität und Toleranzen):	
		<b>10. Kontrolle</b> (Mess- und Prüfmöglichkeit, besondere Vorschriften (TÜV, ASME, DIN, ISO, AD-Merkblätter)):	
		<b>11. Montage</b> (besondere Montagevorschriften, Zusammenbau, Einbau):	
K	W	Kompletter Systemaustausch	
K	F	Modulbauweise (Sensorik und Aktorik integrieren)	
K	F	Diagnosefähig	
		<b>12. Gebrauch</b> (Geräuscharmut, Verschleißrate, Anwendung und Absatzgebiet, Einsatzort):	
K	F	Geräuscharme Ausführung	
		<b>13. Lebensdauer</b> (Lebenszeit, Zeitdauer der Arbeitsfähigkeit einer Maschine):	
K	F	3000 h	
K	W	5000 h	
		<b>14. Instandhaltung</b> (Wartungsfreiheit bzw. Anzahl und Zeitbedarf der Wartung, Inspektion, Austausch und Instandsetzung, Anstrich, Säuberung):	
K	W	keine Wartung	
K	F	alle 40000 km	
		<b>15. Recycling</b> (Wiederverwendung, Wiederverwertung, Entsorgung, Endlagerung, Beseitigung):	
		<b>16. Software</b> (verwendete Softwarewerkzeuge):	
K	W	Erstellung von Modellen für Aktorik und Sensorik: Matlab / Simulink	
K	W	Auslegung und Entwurf der Regelung: Matlab / Simulink, CAMEL-View	
		<b>17. Reglerhardware</b>	
K	W	Sensorik am Fahrwerk (eingebettetes System)	
K	W	Informationsaustausch CAN	
		<b>18. Kosten</b> (Max. zulässige Herstellungskosten, Werkzeugkosten, Investition und Amortisation):	
K	F	Herstellkosten < XXXX EUR	
K	W	max. Herstellkosten < XXXX EUR	
		<b>19. Termin</b> (Ende der Entwicklung, Netzplan für Zwischenschritte, Lieferzeit):	
		Termine ab Entwicklungsbeginn:	
		Konzept / Entwurf / Ausarbeitung / Prototyp	
		nach	Monaten
		siehe Projektlaufplan	

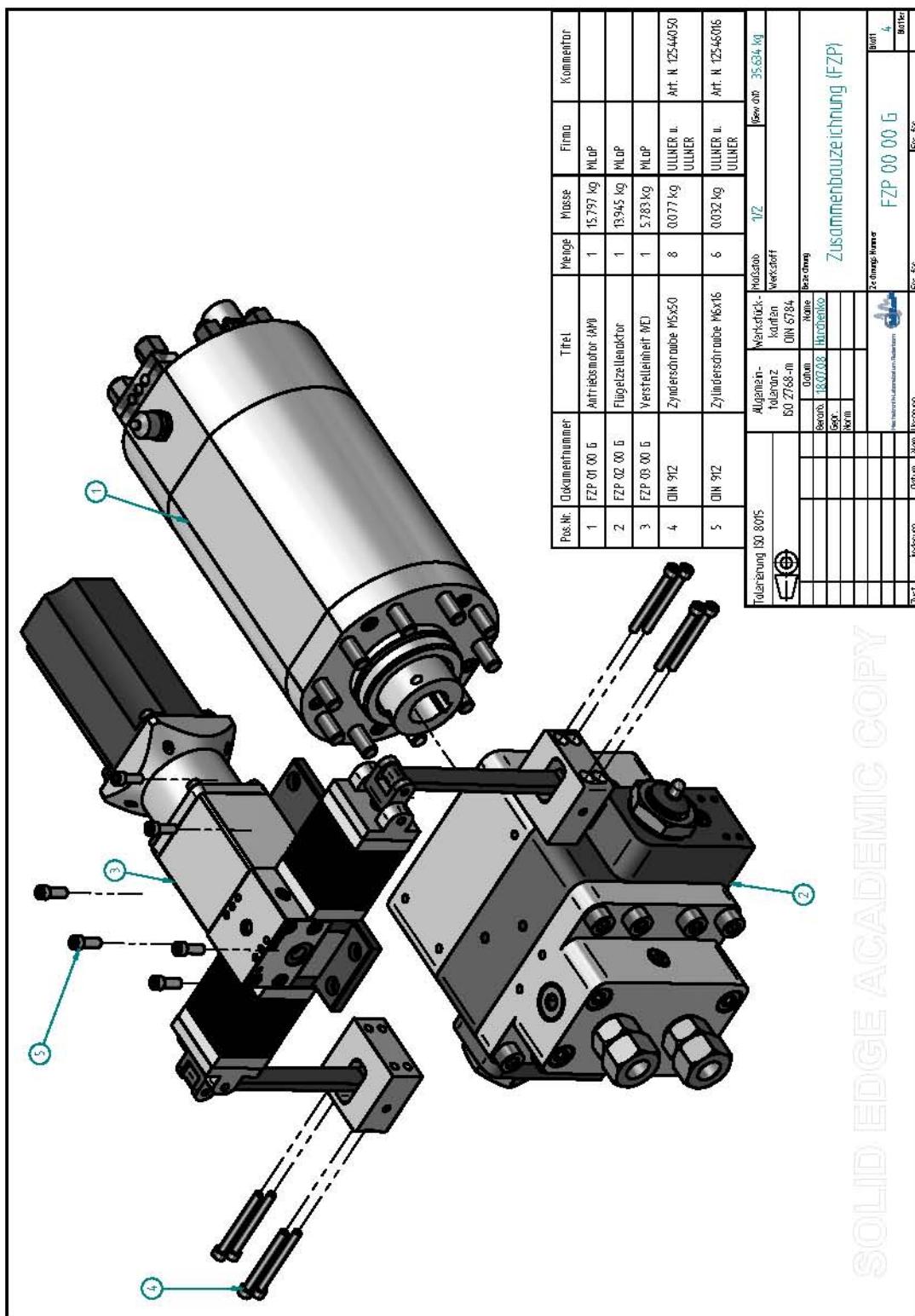
Legende:

- K - Kunde
- E - eigene Anforderungen
- F - Forderung
- W - Wunsch
- O - OEM oder Endkunde

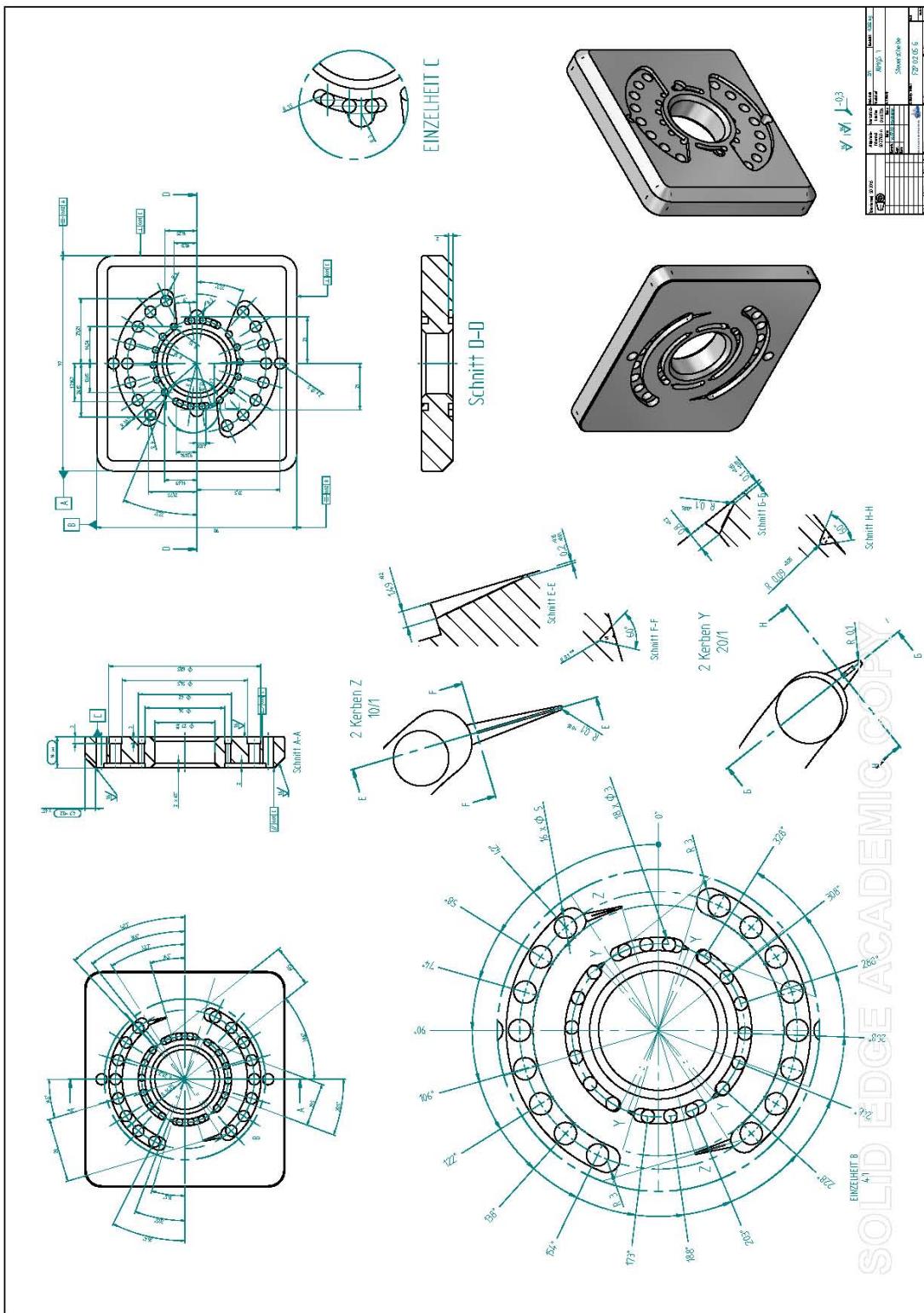
## A.2 Bewertungskriterienkatalog



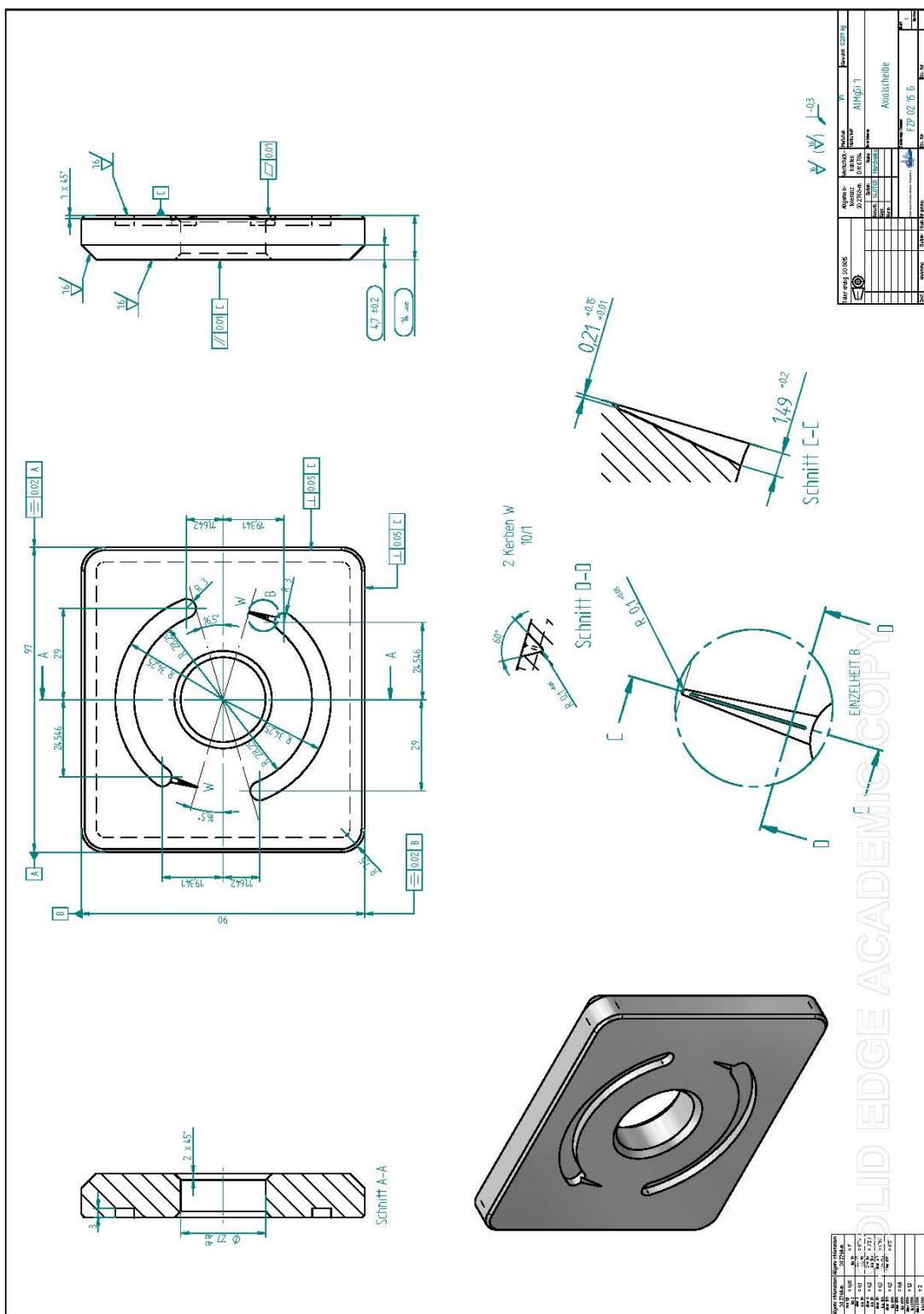
### A.3 Explosionszeichnung des Flügelzellenaktors



## A.4 Steuerscheibe



## A.5 Axialscheibe mit Nuten



## A.6 Modale Transformation

Zur Berechnung der Entkopplung werden im ersten Schritt die Verkopplungsgleichungen für Aufbaubeschleunigungen und Relativwege aufgestellt und durch Lösen des Gleichungssystems die Entkopplungsgleichungen berechnet.

Im nächsten Schritt werden die Ent- und Verkopplungsmatrizen aufgestellt. Die Entkopplungsmatrix entspricht der transponierten Koeffizientenmatrix für die Verkopplung. Die Verkopplung kann wieder durch Lösen des entsprechenden Gleichungssystems erfolgen.

### Aufbaubeschleunigungen

Drei Sensoren, welche die vertikale Beschleunigung des Aufbaus messen, sind am Aufbau befestigt, zwei vorn und einer hinten. Bild 2 zeigt alle geometrischen Parameter für Ent- und Verkopplung der Aufbaubeschleunigungen:

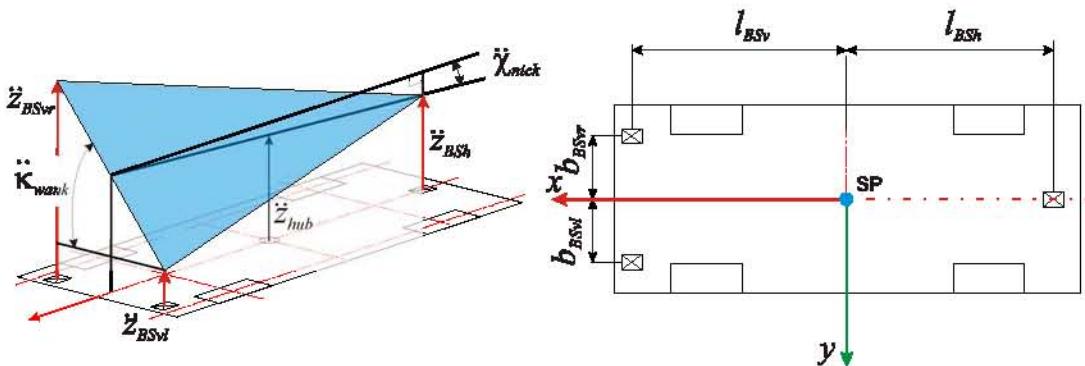


Bild 2: Position der Beschleunigungsaufnehmer

Positionen der Aufbaubeschleunigungssensoren:

$b_{BSVl} / b_{BSVr}$  Abstand vom Schwerpunkt vorn links/rechts in  $y$ -Richtung

$l_{BSV}$  Abstand vom Schwerpunkt vorn links/rechts in  $x$ -Richtung

$l_{BSh}$  Abstand vom Schwerpunkt hinten in  $x$ -Richtung

### Berechnung der Entkopplung für die Aufbaubeschleunigungen

Verkopplung

Entkopplung

$$\begin{bmatrix} \ddot{z}_{vl} \\ \ddot{z}_{vr} \\ \ddot{z}_h \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -b_{BSVl} & l_{BSV} \\ 1 & b_{BSVr} & l_{BSV} \\ 1 & 0 & -l_{BSh} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{z}_{hub} \\ \ddot{\kappa}_{wank} \\ \ddot{\chi}_{nick} \end{bmatrix} \quad \begin{bmatrix} \ddot{z}_{hub} \\ \ddot{\kappa}_{wank} \\ \ddot{\chi}_{nick} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -b_{BSVl} & l_{BSV} \\ 1 & b_{BSVr} & l_{BSV} \\ 1 & 0 & -l_{BSh} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \ddot{z}_{vl} \\ \ddot{z}_{vr} \\ \ddot{z}_h \end{bmatrix} \quad (?.1)$$

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

$$\ddot{z}_{vl} = \ddot{z}_{hub} - b_{BSvl} \cdot \ddot{\kappa}_{wank} + l_{BSv} \cdot \ddot{\chi}_{nick} \quad (G.1)$$

$$\ddot{z}_{vr} = \ddot{z}_{hub} + b_{BSvr} \cdot \ddot{\kappa}_{wank} + l_{BSv} \cdot \ddot{\chi}_{nick} \quad (G.2)$$

$$\ddot{z}_h = \ddot{z}_{hub} - l_{BSh} \cdot \ddot{\chi}_{nick} \quad (G.3)$$

mit:

$\ddot{z}_{hub}$	Hubbeschleunigung
$\ddot{\kappa}_{wank}$	Wankbeschleunigung
$\ddot{\chi}_{nick}$	Nickbeschleunigung
$\ddot{z}_{vl}, \ddot{z}_{vr}, \ddot{z}_h$	gemessene Beschleunigungen in $z$ -Richtung

### Federwege

Hier werden die Ent- und die Verkopplungsmatrizen für die Relativwege aufgestellt. Die Entkopplungsmatrix für die Radbeschleunigungen ist der Matrix für die Relativwege (Federwege) und die beobachteten Straßenanregungen ähnlich.

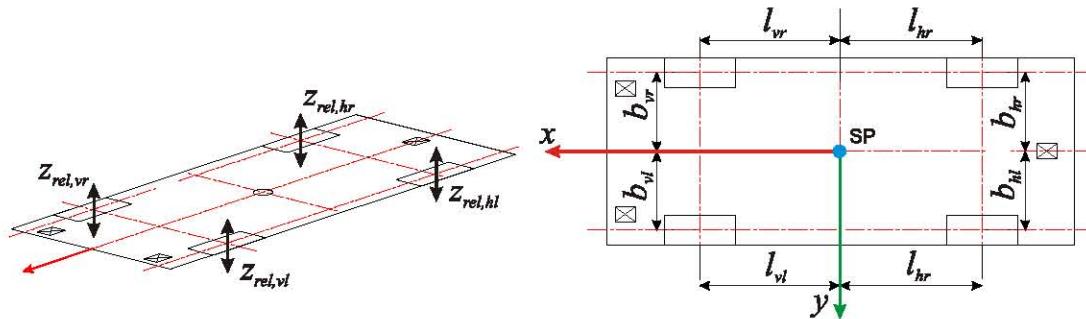


Bild 3: Relativwege

Die Position der Federwegaufnehmer:

$b_{vl} / b_{vr}$	Abstand vom Schwerpunkt vorn links/rechts in $y$ -Richtung
$b_{hl} / b_{hr}$	Abstand vom Schwerpunkt hinten links/rechts in $y$ -Richtung
$l_{vl} / l_{vr}$	Abstand vom Schwerpunkt vorn in $x$ -Richtung
$l_{hl} / l_{hr}$	Abstand vom Schwerpunkt hinten in $x$ -Richtung

### Berechnung der Entkopplung für die Federwege:

Verkopplung	Entkopplung
$\begin{bmatrix} z_{\text{rel, vl}} \\ z_{\text{rel, vr}} \\ z_{\text{rel, hl}} \\ z_{\text{rel, hr}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -b_{\text{vl}} & l_{\text{vl}} & -1 \\ 1 & b_{\text{vr}} & l_{\text{vr}} & 1 \\ 1 & -b_{\text{hl}} & -l_{\text{hl}} & 1 \\ 1 & b_{\text{hr}} & -l_{\text{hr}} & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_{\text{hub}} \\ \kappa_{\text{wank}} \\ \chi_{\text{nick}} \\ z_{\text{versp}} \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} z_{\text{hub}} \\ \kappa_{\text{wank}} \\ \chi_{\text{nick}} \\ z_{\text{versp}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -b_{\text{vl}} & l_{\text{vl}} & -1 \\ 1 & b_{\text{vr}} & l_{\text{vr}} & 1 \\ 1 & -b_{\text{hl}} & -l_{\text{hl}} & 1 \\ 1 & b_{\text{hr}} & -l_{\text{hr}} & -1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} z_{\text{rel, vl}} \\ z_{\text{rel, vr}} \\ z_{\text{rel, hl}} \\ z_{\text{rel, hr}} \end{bmatrix}$

(G.4)

Die Koeffizienten der Matrizen können ebenfalls aus den Verkopplungsgleichungen für die Federwege berechnet werden:

$$z_{\text{rel, vl}} = z_{\text{hub}} - b_{\text{vl}} \cdot \kappa_{\text{wank}} + l_{\text{vl}} \cdot \chi_{\text{nick}} - z_{\text{versp}} \quad (\text{G.5})$$

$$z_{\text{rel, vr}} = z_{\text{hub}} + b_{\text{vr}} \cdot \kappa_{\text{wank}} + l_{\text{vr}} \cdot \chi_{\text{nick}} + z_{\text{versp}} \quad (\text{G.6})$$

$$z_{\text{rel, hl}} = z_{\text{hub}} - b_{\text{hl}} \cdot \kappa_{\text{wank}} - l_{\text{hl}} \cdot \chi_{\text{nick}} + z_{\text{versp}} \quad (\text{G.7})$$

$$z_{\text{rel, hr}} = z_{\text{hub}} + b_{\text{hr}} \cdot \kappa_{\text{wank}} - l_{\text{hr}} \cdot \chi_{\text{nick}} - z_{\text{versp}} \quad (\text{G.8})$$

mit:

$z_{\text{hub}}$	Gesamteinfederweg
$\kappa_{\text{wank}}$	Wankwinkel
$\chi_{\text{nick}}$	Nickwinkel
$z_{\text{versp}}$	Verspannung
$z_{\text{rel, i}}$	gemessene Federwege

Zu den genannten Freiheitsgraden kommt die Verspannung als Freiheitsgrad der Vertikaldynamik des Fahrzeugs hinzu, da das Fahrzeug über die vier Räder statisch überbestimmt auf der Straße abgestützt wird. Dadurch ergibt sich eine quadratische, reguläre und damit invertierbare Matrix.

Der Verspannungsfreiheitsgrad beschreibt anschaulich, wie stark die Karosserie über die Diagonalen verspannt ist. Mathematisch lässt sich die Verspannung unterschiedlich beschreiben [91]. Die Verspannung soll hier durch eine Koordinate mit der Dimension eines Weges und der Skalierung des Hubs  $z_{\text{hub}}$  beschrieben werden.

### Stellkräfte

An dieser Stelle werden die Ent- und die Verkopplungsmatrizen für die Stellkräfte aufgestellt.

### Berechnung der Entkopplung für die Federbeinkräfte:

Verkopplung	Entkopplung
$\begin{bmatrix} F_{\text{hub}} \\ M_{\text{wank}} \\ M_{\text{nick}} \\ F_{\text{versp}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ -b_{\text{vl}} & b_{\text{vr}} & -b_{\text{hl}} & b_{\text{hr}} \\ l_{\text{vl}} & l_{\text{vr}} & -l_{\text{hl}} & -l_{\text{hr}} \\ -1 & 1 & 1 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{\text{vl}} \\ F_{\text{vr}} \\ F_{\text{hl}} \\ F_{\text{hr}} \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} F_{\text{vl}} \\ F_{\text{vr}} \\ F_{\text{hl}} \\ F_{\text{hr}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ -b_{\text{vl}} & b_{\text{vr}} & -b_{\text{hl}} & b_{\text{hr}} \\ l_{\text{vl}} & l_{\text{vr}} & -l_{\text{hl}} & -l_{\text{hr}} \\ -1 & 1 & 1 & -1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} F_{\text{hub}} \\ M_{\text{wank}} \\ M_{\text{nick}} \\ F_{\text{versp}} \end{bmatrix} \quad (\text{G.9})$

Die Koeffizienten der Matrizen ergeben sich z. B. aus den Verkopplungsgleichungen für die Federbeinkräfte:

$$F_{\text{hub}} = F_{\text{vl}} + F_{\text{vr}} + F_{\text{hl}} + F_{\text{hr}} \quad (\text{G.10})$$

$$M_{\text{wank}} = -b_{\text{vl}} \cdot F_{\text{vl}} + b_{\text{vr}} \cdot F_{\text{vr}} - b_{\text{hl}} \cdot F_{\text{hl}} + b_{\text{hr}} \cdot F_{\text{hr}} \quad (\text{G.11})$$

$$M_{\text{nick}} = l_{\text{vl}} \cdot F_{\text{vl}} + l_{\text{vr}} \cdot F_{\text{vr}} - l_{\text{hl}} \cdot F_{\text{hl}} - l_{\text{hr}} \cdot F_{\text{hr}} \quad (\text{G.12})$$

$$F_{\text{versp}} = -F_{\text{vl}} + F_{\text{vr}} + F_{\text{hl}} - F_{\text{hr}} \quad (\text{G.13})$$

mit:

$F_{\text{vl}} / F_{\text{vr}}$	Kraft am Rad vorn links/rechts in $z$ -Richtung
$F_{\text{hl}} / F_{\text{hr}}$	Kraft am Rad hinten links/rechts in $z$ -Richtung
$F_{\text{hub}}$	Gesamte Hubkraft
$M_{\text{wank}}$	Wankmoment
$M_{\text{nick}}$	Nickmoment
$F_{\text{versp}}$	Verspannungskraft

### A.1 Filter und Integratoren

Alle modal entkoppelten Größen werden in dem Block **Filter und Integratoren** (vgl. Bild 77) hochpassgefiltert, damit stationäre und niederfrequente Anteile aus den Messsignalen beseitigt werden. Durch die Integration bzw. Differentiation werden die für die Regelung interessierenden Größen abgeleitet. Um die Bandbreite der Aufbauregler auf die Aufbaufrequenzen zu begrenzen, werden die Signale tiefpassgefiltert. Bei der Parameteroptimierung wurde die Frequenz des Tiefpassfilters  $f$  (14) für jeden Modus (Huben, Wanken, Nicken) ebenfalls optimiert.

Dazu wurde ein Tiefpassfilter 1. Ordnung mit der folgenden Übertragungsfunktion verwendet:

$$G = \frac{1}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot f} \cdot s + 1} \quad (G.14)$$

Das Ziel dabei ist, den Arbeitsbereich des Aufbaureglers auf den Aufbaufrequenzbereich zu beschränken und den Aufbauregler vom Fahrwerksmodul dynamisch unabhängig zu machen. Da die Tiefpassfilter zusätzliche Phase in das System bringen, dürfen sie nicht von zu hoher Ordnung sein, da sonst die modale Reglerauslegung deutlich erschwert wird.

Aus den gemessenen Aufbaubeschleunigungen lassen sich mittels eines einfachen Filters 2. Ordnung leicht Schätzwerte für die Aufbaugeschwindigkeiten ermitteln. Gleichzeitig werden die Signale hochpassgefiltert und so stationäre und niederfrequente Anteile aus den Messsignalen beseitigt.

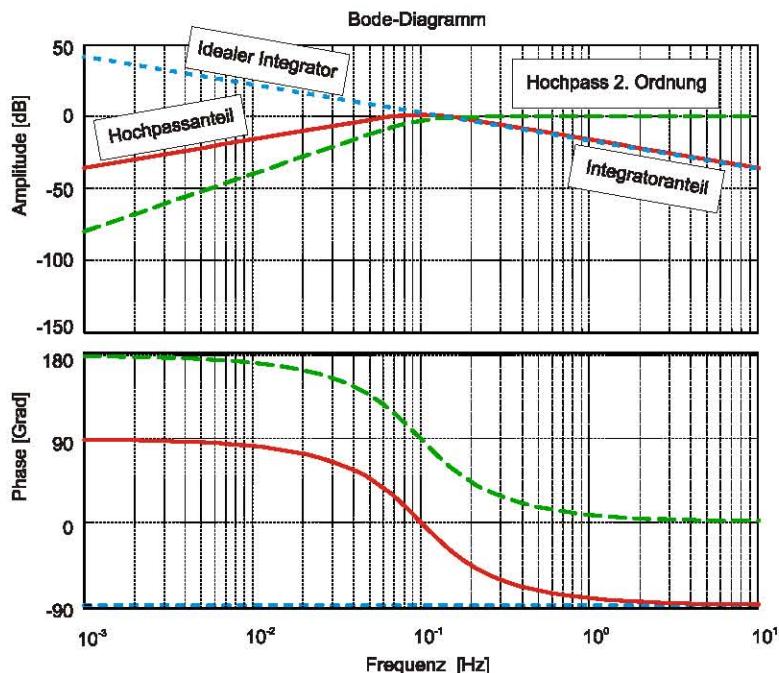


Bild 2: Frequenzgang Geschwindigkeitsfilter

Das Übertragungsverhalten des Filters (vgl. Bild 2) setzt sich zusammen aus dem Hochpass 2. Ordnung und einem Integrator.

Die Gesamtübertragungsfunktion des Filters lautet:

$$\frac{\dot{z}(s)}{\ddot{z}(s)} = \frac{T_i^2 s}{T_i^2 s^2 + 2 \cdot d_i \cdot T_i s + 1} \quad (G.15)$$

mit:

$$T_i = 1,59 \text{ [s]}$$

$$d_i = 0,7$$

Bis zur Frequenz von 0,1 Hz verhält sich das Filter wie ein Hochpass 1. Ordnung, danach wie ein idealer Integrator.

Aus den gemessenen Aufbaubeschleunigungen lassen sich auch Schätzwerte für die Aufbauwege ermitteln. Dazu werden die Beschleunigungssignale zweimal integriert und ähnlich wie bei der Geschwindigkeitsschätzung hochpassgefiltert. Der Frequenzgang der Übertragungsfunktion des zugehörigen Filters ist in Bild 3 dargestellt:

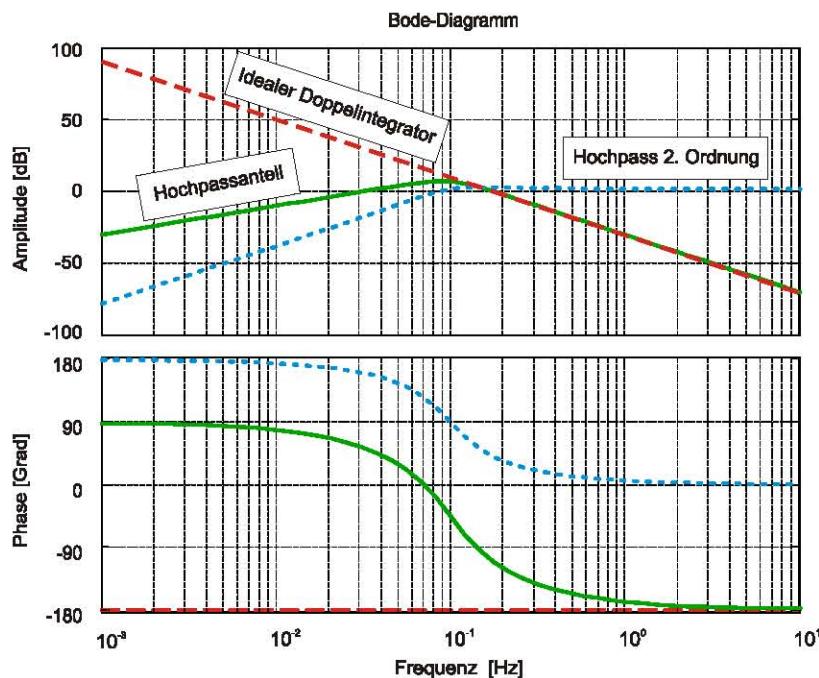


Bild 3: Frequenzgang Lagefilter

Die Gesamtübertragungsfunktion des Filters lautet:

$$\frac{z(s)}{\ddot{z}(s)} = \frac{T_{ii}^2}{T_{ii}^2 s^2 + 2 \cdot d_{ii} \cdot T_{ii} s + 1} \cdot \frac{T_{ii} s}{T_{ii} s + 1} \quad (G.16)$$

mit:

$$T_{ii} = 1,59 \text{ [s]}$$

$$d_{ii} = 0,5$$

Bis zur Frequenz von  $f = 0,1$  Hz verhält sich das Filter wie ein Hochpass 1. Ordnung, danach wie ein idealer Doppelintegrator.

Die Relativgeschwindigkeit zwischen Aufbau und Rad wird mittels eines Differenzierers 2. Ordnung mit der Übertragungsfunktion ermittelt:

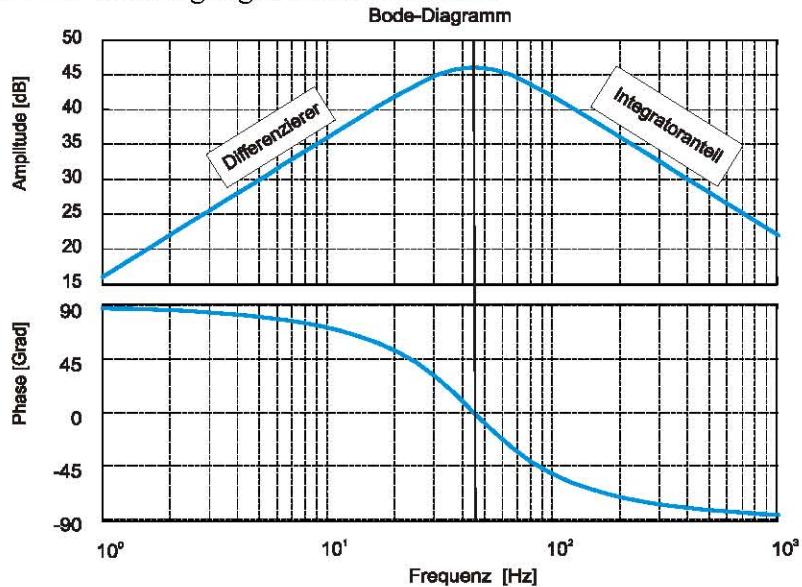


Bild 4: Differenzierer 2. Ordnung

$$\frac{\dot{z}_{\text{rel}}(s)}{z_{\text{rel}}(s)} = \frac{s}{T_{DZ}^2 s^2 + 2 \cdot d_{DZ} \cdot T_{DZ} s + 1}$$

mit:

$$T_{DZ} = 3,53e-3 \text{ [s]}$$

$$d_{DZ} = 0,7$$

Bis zur Frequenz von  $f = 45$  Hz verhält sich das Filter wie ein Differenzierer, danach wie ein Integrator.

## A.1 Störgrößenbeobachter

Da zur Zeit noch kein zuverlässig arbeitender Sensor zur Messung der Straßenunebenheiten vor dem Fahrzeug verfügbar ist, andererseits die Aufschaltung des Straßenunebenheitsverlaufs die Regelung stark entlastet und das Verbesserungspotenzial der aktiven Federung deutlich vergrößert, soll die Schätzung des Straßenverlaufs über einen Störgrößenbeobachter erfolgen [49].

Die Herleitung des Störgrößenbeobachters erfolgt an einem Viertelfahrzeugmodell gemäß Bild 2:

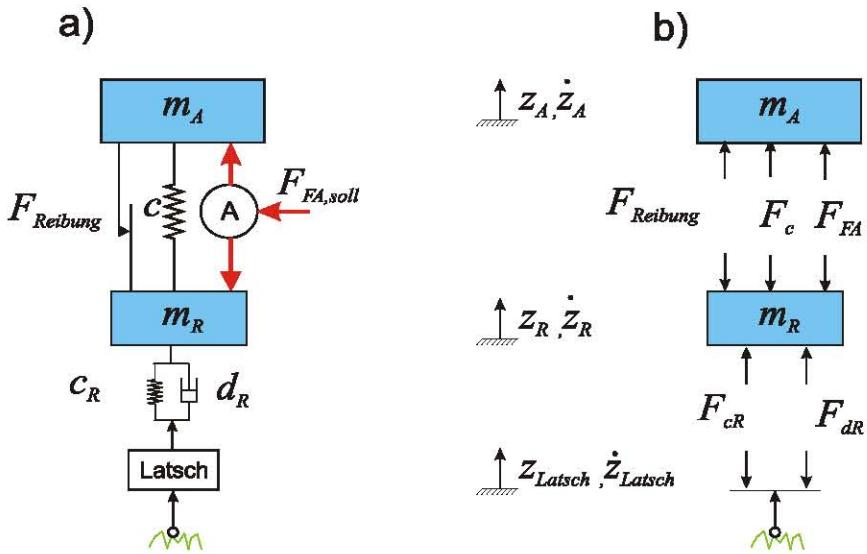


Bild 2: Viertelfahrzeugs-Freischnitt

Aus dem Freischnitt des Modells ergibt sich nach Newton/Euler die folgende Bewegungsgleichung für die Radmasse, die der Ausgangspunkt zur Entwicklung des Beobachters ist:

$$m_R \cdot \ddot{z}_R = -F_{FA} - F_c - F_{Reibung} + F_{cR} + F_{dR} \quad (G.17)$$

mit:

$$F_{FA} = \Delta p \cdot K \quad (G.18)$$

$$F_c = c_A(z_A - z_R) \quad (G.19)$$

$$F_{Reibung} = \mu(\dot{z}_A - \dot{z}_R) \quad (G.20)$$

$$F_{cR} = c_R(z_R - z_{Latsch}) \quad (G.21)$$

$$F_{dR} = d_R(\dot{z}_R - \dot{z}_{Latsch}) \quad (G.22)$$

Diese DGL, nach  $\dot{z}_{Latsch}$  aufgelöst, führt zu einer einfachen Differentialgleichung 1. Ordnung folgender Form:

$$\dot{z}_{Latsch} = \dots \quad (G.23)$$

$$-\frac{c_R}{d_R} \cdot z_{Latsch} - \frac{K}{d_R} \cdot \Delta p + \frac{m_R}{d_R} \cdot \ddot{z}_R - \frac{c_A}{d_R} \cdot z_A - z_R - \frac{\mu}{d_R} \cdot (\dot{z}_A - \dot{z}_R) + \frac{c_R}{d_R} \cdot z_R + \dot{z}_R$$

mit:

$z_{\text{Latsch}}$	entspricht hier der Unebenheitsanregung
$K$	Übersetzungsverhältnis
$\mu$	Reibungskoeffizient

Dazu müssen die folgenden Größen als Eingänge der Gleichung gemessen werden:

- Radbeschleunigung ( $\ddot{z}_R$ )
- Relativweg ( $z_{\text{rel}} = z_A - z_R$ )
- Druckdifferenz ( $\Delta p$ )

Aus diesen Messgrößen können weitere benötigte Größen abgeleitet werden.

