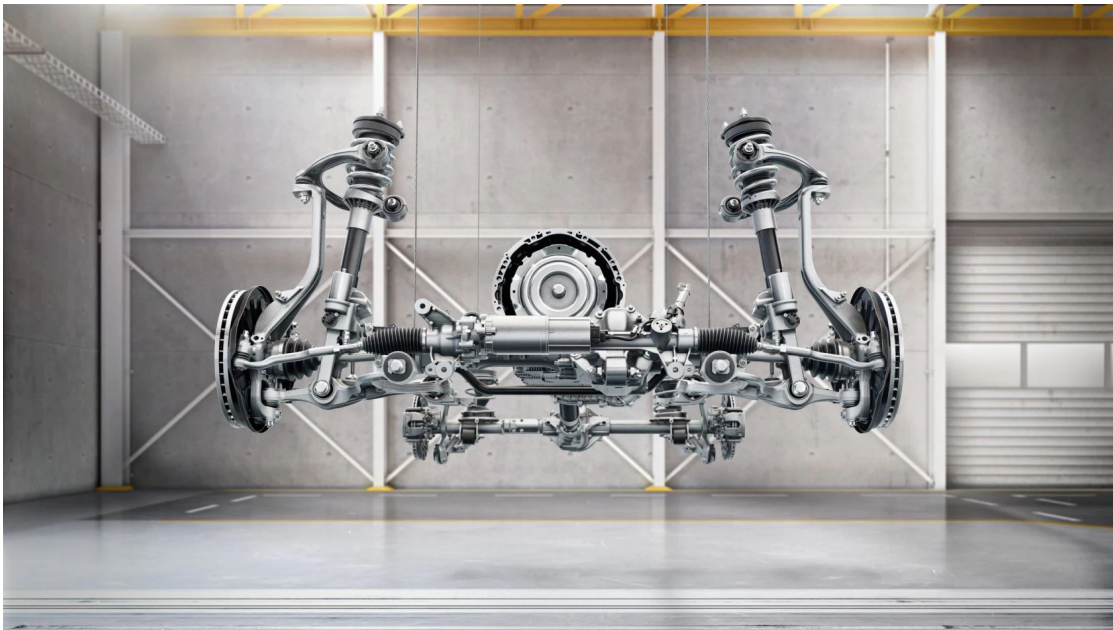


# Master Thesis

## Komfortvergleich zwischen Ein- und Zwei-Ventil-Dämpfern in semiaktiven Fahrwerken

Pascal Siehl, B. Sc.



Betreuer: Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin  
Projektleiter: Michael Leupolz, M. Sc., Institutsteil Fahrzeugtechnik  
Kathrin Leibssle, Mercedes-Benz AG

Nr.: 23-F-0008

Karlsruhe, Februar 2023



Dieses Werk ist lizenziert unter einer Creative Commons Namensnennung -  
Weitergabe unter gleichen Bedingungen 4.0 International Lizenz (CC BY-SA 4.0):  
<https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/deed.de>

## **Erklärung zur Selbstständigkeit und wissenschaftlichen Praxis**

Hiermit versichere ich, die Arbeit selbstständig verfasst und keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt sowie, die wörtlich oder inhaltlich übernommenen Stellen als solche kenntlich gemacht zu haben.

Die Satzung des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) zur Sicherung guter wissenschaftlicher Praxis in der jeweils gültigen Fassung habe ich beachtet.

-----  
Karlsruhe, den 13.02.2023



# Kurzfassung

In dieser Arbeit wird untersucht, ob ein Dämpfer mit zwei Ventilen zur Trennung der Zug- und Druckstufe in einem semi-aktiven Fahrwerk einen Fahrkomfort-Vorteil bietet gegenüber einem Dämpfer mit einem Ventil, wenn die restlichen Dämpfereigenschaften gleich bleiben.

Der Fahrkomfort wurde mit Hilfe der ISO 2631 bewertet. Es wurde ein vereinfachter Skyhook-Fahrwerkregler entworfen, der anhand der Aufbaugeschwindigkeit die Ströme für die Dämpferventile berechnet. Das vorhandene Simulationsmodell wurde um Modelle für die Strom- und Ventildynamik erweitert. Die Stromdynamik wurde als PT1-Glied implementiert und die Ventildynamik als Verzögerungszeit. Die Ansteuerung der in dem Simulationsmodell vorhandenen Zwei-Ventil-Dämpfer wurde so geändert, dass diese sowohl als Zwei-Ventil-Dämpfer als auch als Ein-Ventil-Dämpfer betrieben werden können.

Für Strecken mit geringen Anregungen im Achseigenfrequenzbereich sind die Fahrkomfortkennwerte zwischen Ein- und Zwei-Ventil-Dämpfer vergleichbar. Für Strecken mit großen Anregungen im Achseigenfrequenzbereich sind die Fahrkomfortkennwerte des Ein-Ventil-Dämpfers schlechter.



# **Abstract**

## **Driving Comfort Comparison of One-Valve and Two-Valve Shock Absorbers in Semi-Active Suspensions**

This thesis investigates whether a shock absorber with two valves to separate the rebound and compression stages in a semi-active chassis offers a ride comfort advantage over a shock absorber with one valve, if the remaining characteristics remain the same.

The ride comfort was evaluated using ISO 2631. A simplified skyhook ride controller was designed to calculate valve currents based on body velocity. Models for current dynamics and valve dynamics were added to the existing simulation model. The current dynamics is implemented as a PT1 element and the valve dynamics as a delay. The control of the existing two-valve shock absorber in the simulation model is modified so that they can be operated both as two-valve shock absorber and as one-valve shock absorber.

For roads with low excitations in the natural frequency range of the axle, the ride comfort characteristics of the one-valve and two-valve shock absorber are comparable. For road with large excitations in the natural frequency range of the axle, the ride comfort characteristics of the one-valve shock absorber are worse.





# Inhaltsverzeichnis

<b>Kurzfassung</b>	<b>ix</b>
<b>Abstract</b>	<b>xi</b>
<b>Danksagung</b>	<b>xiii</b>
<b>Symbolverzeichnis</b>	<b>xvii</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis</b>	<b>xix</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Motivation . . . . .	1
1.2 Zielsetzung . . . . .	2
1.3 Aufbau der Arbeit . . . . .	3
<b>2 Grundlagen</b>	<b>5</b>
2.1 Fahrzeugkoordinatensystem . . . . .	5
2.2 Fahrzeugschwingungen . . . . .	6
2.3 Stoßdämpfer . . . . .	7
2.4 Semi-aktive Fahrwerke . . . . .	9
2.5 Proportionalventile . . . . .	10
2.6 Regelungstechnik . . . . .	12
<b>3 Entwicklung einer Bewertungsmethode</b>	<b>15</b>
3.1 Subjektive Bewertungsmethoden in der Literatur . . . . .	16
3.2 Objektive Bewertungsmethoden in der Literatur . . . . .	19
3.3 Auswahl einer objektiven Bewertungsmethode . . . . .	30
<b>4 Entwicklung eines Referenzreglers</b>	<b>33</b>
4.1 Regelstrategien semi-aktiver Fahrwerke in der Literatur . . . . .	33
4.2 Entwurf des Referenzreglers . . . . .	41
4.3 Validierung des Referenzreglers . . . . .	48
4.4 Anmerkungen zu der implementierten Regelstrategie . . . . .	50
<b>5 Aufbau des Simulationsmodells</b>	<b>51</b>
5.1 Simulationsumgebung . . . . .	51
5.2 Lastfälle . . . . .	53
5.3 Strom- und Ventildynamik . . . . .	54

---

5.4	Wechsel zwischen Ein- und Zwei-Ventil-Dämpfer . . . . .	63
5.5	Bestimmung der Sitzbeschleunigungen . . . . .	65
5.6	Validierung des Simulationsmodells . . . . .	67
<b>6</b>	<b>Ergebnisse</b>	<b>69</b>
6.1	Einfluss der Strom- und Ventildynamik . . . . .	69
6.2	Vergleich zwischen Ein- und Zwei-Ventil-Dämpfer . . . . .	72
6.3	Interpretation der Ergebnisse . . . . .	74
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>75</b>
7.1	Zusammenfassung . . . . .	75
7.2	Ausblick . . . . .	77
<b>A</b>	<b>Anhang</b>	<b>79</b>
A.1	MATLAB-Code für ISO 2631-Bewertung . . . . .	79
A.2	Ein-Sensor-Skyhook-Strategie . . . . .	81
	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>89</b>
	<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>91</b>
	<b>Codeverzeichnis</b>	<b>93</b>
	<b>Quellenverzeichnis</b>	<b>95</b>

# Symbolverzeichnis

Tabelle 1: Lateinische Symbole

Symbol	Bedeutung	Einheit
$a$	Beschleunigung	$\text{m s}^{-2}$
$B$	Frequenzbereich	Hz
$c$	Federsteifigkeit	$\text{N m}^{-1}$
$f$	Frequenz	Hz
$F$	Kraft	N
$H(s)$	Übertragungsfunktion	—
$i$	imaginäre Einheit $i^2 = -1$	—
$I$	Stromstärke	A
$k$	Dämpferrate	$\text{N s m}^{-1}$
$l$	Länge	m
$m$	Masse	kg
$n, N$	Anzahl	—
$R$	Widerstand	$\Omega$
$s$	Komplexe Frequenz	—
$T$	Dauer	s
$T_s$	Dauer des Abtastschritts	s
$W$	Gewichtungsfunktion	—
$v$	Geschwindigkeit	$\text{m s}^{-1}$
$x$	Verschiebung	m

Tabelle 2: Griechische Symbole

Symbol	Bedeutung	Einheit
$\omega$	Kreisfrequenz	$\text{s}^{-1}$

Tabelle 3: Indizes und Akzente

Index / Akzent	Bedeutung
$\hat{x}$	Fourier-Transformierte
$\dot{x}$	zeitliche Ableitung
$\bar{x}$	Mittelwert
$\boldsymbol{x}$	Vektor
$\Delta x$	Differenz
<i>RMS</i>	RMS
FB	am Fahrzeugboden
SO	an der Sitzoberfläche
SS	an der Sitzschiene
VA	an der Vorderachse
HA	an der Hinterachse
XA	an der Vorder- oder Hinterachse
<i>w</i>	gewichtet
0	Bewegung an der Straßenoberfläche
1	Bewegung der Achse
2	Bewegung des Aufbaus

# Abkürzungsverzeichnis

- AAP** Durchschnittliche Absorbierte Leistung (im Englischen: Average Absorbed Power)
- CDC** Dämpfer mit proportional wirkenden Dämpfventilen (im Englischen: Continuous Damping Control)
- COG** Schwerpunkt (im Englischen: Center Of Gravity)
- DOF** Freiheitsgrade (im Englischen: Degrees of Freedom)
- HA** Hinterachse
- LQG** Linear Quadratic Gaussian
- LQR** Linear Quadratic Regulator
- MKS** Mehrkörpersimulation
- MTVV** Maximale Transiente Vibrationswert (im Englischen: Maximum Transient Vibration Value)
- PSD** Power Spectral Density
- RMS** Quadratischer Mittelwert (im Englischen: Root Mean Square)
- SMC** Sliding Mode Control
- VA** Vorderachse
- VDV** Vibrations-Dosis-Wert (im Englischen: Vibration Dose Value)
- VN** Vibration Number



# 1 Einleitung

In diesem Kapitel wird ein Überblick über diese Arbeit gegeben. Dazu wird zuerst in Abschnitt 1.1 die Motivation für die Erstellung dieser Arbeit erläutert. In Abschnitt 1.2 wird die Zielsetzung dieser Arbeit erklärt. In Abschnitt 1.3 wird der Aufbau dieser Arbeit dargestellt.

## 1.1 Motivation

Seit 1980 die erste digital geregelte Dämpfung in einem Serienfahrzeug eingesetzt wurde, haben immer mehr Fahrzeughersteller eine Verstelldämpfung in ihr Portfolio übernommen.<sup>1</sup> In Abbildung 1.1 ist die Anzahl der Hersteller, die mindestens eine Verstelldämpfung in ihrem Portfolio haben, dargestellt. Während Verstelldämpfungen zu Beginn der Luxusklasse vorbehalten waren, werden aufgrund von Kostenoptimierungen nun auch niedrigere Klassen mit Verstelldämpfung angeboten.<sup>2</sup>

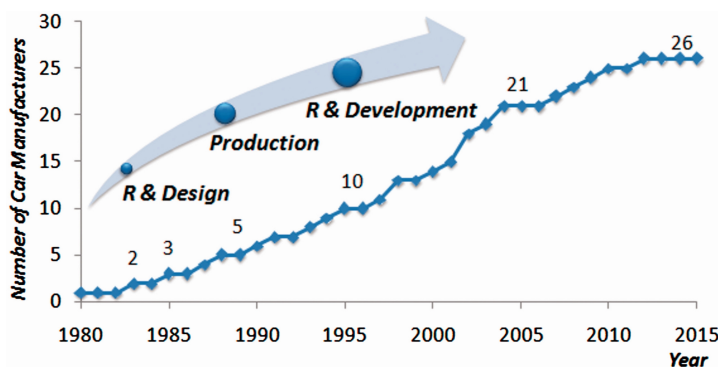


Abbildung 1.1: Anzahl der PKW-Hersteller mit Verstelldämpfungen im Portfolio<sup>3</sup>

Verstelldämpfungen werden von Zulieferern wie Öhlins Racing AB, thyssenkrupp Bilstein GmbH und ZF Sachs AG oder von den Fahrzeugherstellern selbst entwickelt.<sup>4</sup> Für die Verstelldämpfungen werden Stoßdämpfer mit einem oder zwei Ventilen eingesetzt.<sup>5</sup> Bei Stoßdämpfern mit zwei Ventilen werden die Dämpfungsraten der Zug- und Druckstufe von einander unabhängig gesteuert. Bei einem Stoßdämpfer mit einem Ventil werden die Dämpfungsraten der Zug- und Druckstufe zusammen gesteuert.

Stoßdämpfer mit zwei Ventilen haben gegenüber Stoßdämpfern mit einem Ventil durch das zusätzliche Ventil mehr Bauteile und dadurch höhere Kosten. Beispielsweise kostet ein Bilstein B4 DampTronic Stoßdämpfer mit

<sup>1</sup>Soliman und Kaldas 2021, S. 1005.

<sup>2</sup>Causemann 2003, S. 1077.

<sup>3</sup>Soliman und Kaldas 2021, S. 1006.

<sup>4</sup>Soliman und Kaldas 2021, S. 1018 f.

<sup>5</sup>Soliman und Kaldas 2021, S. 1019.

einem Ventil 459,34 €<sup>6</sup>, während er mit zwei Ventilen 487,90 € kostet<sup>7</sup>. Können statt Stoßdämpfern mit zwei Ventilen Stoßdämpfer mit einem Ventil eingesetzt werden, können die Kosten reduziert werden. Zusätzlich kann durch Wegfall des zweiten Ventils der Einsatz von Ressourcen reduziert werden.

In der Literatur wird davon ausgegangen, dass ein Zwei-Ventil-Dämpfer in einem semi-aktiven Fahrwerk gegenüber einem Ein-Ventil-Dämpfer bei höherfrequenter Anregung einen Komfortvorteil bietet.<sup>8,9</sup> In der Praxis werden sowohl Ein-Ventil-Dämpfer (Dynamic Chassis Control der Volkswagen AG) als auch Zwei-Ventil-Dämpfer (DampTronic Sky der thyssenkrupp Bilstein GmbH) eingesetzt.<sup>10</sup> Ein prinzipieller Vergleich zwischen Ein- und Zwei-Ventil-Dämpfern hinsichtlich des Fahrkomforts in semi-aktiven Fahrwerken wurde bisher nicht durchgeführt.

## 1.2 Zielsetzung

Ziel dieser Arbeit ist es, anhand von Simulationen zu bestimmen, ob und in welchem Maß der Einsatz von zwei Ventilen zur Trennung der Zug- und Druckstufe an einem Stoßdämpfer eines semi-aktiven Fahrwerks einen Komfortvorteil gegenüber dem Einsatz eines Ventils bietet. Dadurch soll eine Grundlage für die Entscheidung geschaffen werden, ob es aus der Perspektive der Fahrwerkregelung prinzipiell möglich ist, statt der Stoßdämpfer mit zwei Ventilen die kostengünstigeren Stoßdämpfer mit einem Ventil einzusetzen. Eine Betrachtung der Hardware findet dabei nicht statt. Diese Arbeit ist Teil weiterer Untersuchungen zu diesem Thema.

Ziel dieser Arbeit ist nicht, zwei existierende Stoßdämpfer zu vergleichen, sondern den prinzipiellen Fahrkomfort-Unterschied zwischen einem und zwei Ventilen an einem Stoßdämpfer zu untersuchen. Die Charakteristik des Dämpfers soll unabhängig von der Anzahl der Ventile gleich bleiben und lediglich die Ansteuerung der Dämpfer wird verändert.

---

<sup>6</sup>Bilstein 2023, Artikelnummer 23-238916.

<sup>7</sup>Bilstein 2023, Artikelnummer 26-265858.

<sup>8</sup>Karnopp 1987, S. 334.

<sup>9</sup>Ersoy und Gies 2017, S. 506 ff.

<sup>10</sup>Soliman und Kaldas 2021, S. 1019.



## 1.3 Aufbau der Arbeit

Grundlegendes Wissen, das zum Verständnis dieser Arbeit benötigt wird, wird in Kapitel 2 zusammengefasst.

In Kapitel 3 werden subjektive und objektive Komfortbewertungsmethoden aus der Literatur zusammengefasst. Es wird anschließend dargestellt, wie aus den objektiven Komfortbewertungsmethoden eine Methode ausgewählt wird, mit der die Komfortbewertung in dieser Arbeit durchgeführt wird.

Eine Teilaufgabe dieser Arbeit ist der Entwurf eines Reglers. In Kapitel 4 wird zunächst ein Überblick über in der Literatur aufgeführte Regelstrategien für semi-aktive Fahrwerke gegeben. Es wird erläutert, wie aus diesen eine Regelstrategie ausgewählt wird. Anschließend wird die Implementierung der Regelstrategie in Simulink erklärt. Abschließend wird die Validierung des Regler beschrieben.

Der in Kapitel 4 entworfene Regler ist in eine Simulationsumgebung eingebettet. In Kapitel 5 wird die Simulationsumgebung einschließlich des Fahrzeugmodells und der verwendeten Lastfälle dargestellt. Es wird beschrieben, wie die Strom- und Ventildynamik berücksichtigt wird, wie innerhalb der Simulationsumgebung zwischen Ein- und Zwei-Ventil-Dämpfern umgeschaltet werden kann, und wie die für die Komfortbewertung benötigten Sitzbeschleunigungen aus den Simulationsergebnissen berechnet werden. Abschließend wird die Validierung der Simulationsumgebung beschrieben.

Die Ergebnisse der Simulationen werden in Kapitel 6 erläutert. Zunächst wird dargestellt, welchen Einfluss die Strom- und Ventildynamik auf den Fahrkomfort haben. Anschließend wird der Fahrkomfort zwischen Ein- und Zwei-Ventil-Dämpfern verglichen. Abschließend werden die Ergebnisse interpretiert.

Am Ende dieser Arbeit wird in Kapitel 7 diese Arbeit und deren Ergebnisse zusammengefasst. Anschließend wird ein Ausblick auf mögliche zukünftige Arbeiten und Fragestellungen gegeben.



## 2 Grundlagen

In diesem Kapitel werden die technischen Grundlagen erläutert, die für die folgenden Kapitel von Relevanz sind. Zuerst wird in Abschnitt 2.1 das in dieser Arbeit verwendete Koordinatensystem erklärt. In Abschnitt 2.2 werden die Grundlagen zu Fahrzeugschwingungen erläutert. Anschließend wird in Abschnitt 2.3 ein Überblick über die Funktionsweise von passiven und regelbaren Fahrzeugstoßdämpfer gegeben. In Abschnitt 2.4 wird erklärt, wie die regelbaren Stoßdämpfer in semi-aktiven Fahrwerken eingesetzt werden. In Abschnitt 2.5 wird die Funktionsweise von den in regelbaren Fahrzeugstoßdämpfern eingesetzten Proportionalventilen erklärt. Abschließend werden in Abschnitt 2.6 die Grundbegriffe der Regelungstechnik eingeführt und erläutert, wie ein Regelkreis eines semi-aktiven Fahrwerks aufgebaut sein kann.

### 2.1 Fahrzeugkoordinatensystem

In dieser Arbeit wird das fahrzeugfeste Koordinatensystem nach DIN ISO 8855 verwendet. Das Koordinatensystem ist in Abbildung 2.1 dargestellt. Der Ursprung des Koordinatensystems liegt im Schwerpunkt des Fahrzeugs. Die x-Achse ist entlang der Fahrzeuglängsachse nach vorne gerichtet, die z-Achse zeigt nach oben. Die y-Achse zeigt in Fahrtrichtung nach links.<sup>1,2</sup> Abbildung 2.1 enthält zusätzlich die Namen der Bewegungen für die translatorischen und rotatorischen Freiheitsgrade.

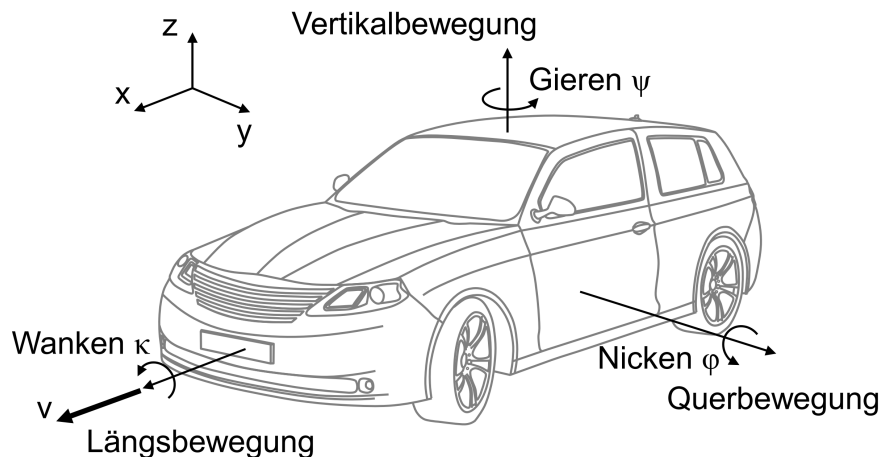


Abbildung 2.1: Fahrzeugkoordinatensystem nach DIN ISO 8855<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Küçükay 2022, S. 3f.

<sup>2</sup>DIN ISO 8855:2013-11 2013, S. 6f.

<sup>3</sup>Küçükay 2022, S. 4.

## 2.2 Fahrzeugschwingungen

Ein Fahrzeug lässt sich auftrennen in gefederte und ungefederte Massen. Der Aufbau wird als gefederte Masse bezeichnet, da er über die Aufbaufeder von der Achse entkoppelt ist. Als ungefederte Masse wird die Gesamtheit aller miteinander verbundener Massen bezeichnet, die nicht durch die Aufbaufeder abgedeckt sind, sondern nur über die Radelastizität (mit  $c_1 \gg c_2$ ).<sup>4</sup> Neben der Achse gehört zu der ungefederten Masse das Rad, die Radbremse, der Radträger und anteilig die Lenker, die Feder und der Dämpfer.<sup>5</sup> Wird in dieser Arbeit von „Achse“ gesprochen, ist damit die gesamte ungefederte Masse an der Stelle gemeint.

Abbildung 2.2 zeigt den schematischen Aufbau eines Viertel-Fahrzeug-Modells als ein 2-Freiheitsgrad-System. Die Achse wird über die Reifenelastizität  $c_1$  und die Reifendämpfung  $k_1$  durch Höhenänderungen der Straße  $x_0$  zu einer Bewegung angeregt. Die Bewegung der Achse  $x_1$  regt über die Aufbaufeder  $c_2$  und die Aufbaudämpfung  $k_2$  den Aufbau zur Bewegung  $x_2$  an.

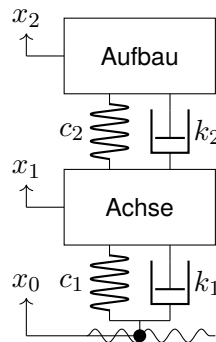


Abbildung 2.2: Schematische Darstellung eines Fahrwerks als 2-Freiheitsgrad-System<sup>6</sup>

Als Systeme aus Massen und Federn können der Aufbau und die Achse schwingen. Ihre Eigenkreisfrequenz  $\omega$  hängt dabei von der Masse  $m$  und der Federsteifigkeit  $c$  ab<sup>7</sup>

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}}. \quad (2.1)$$

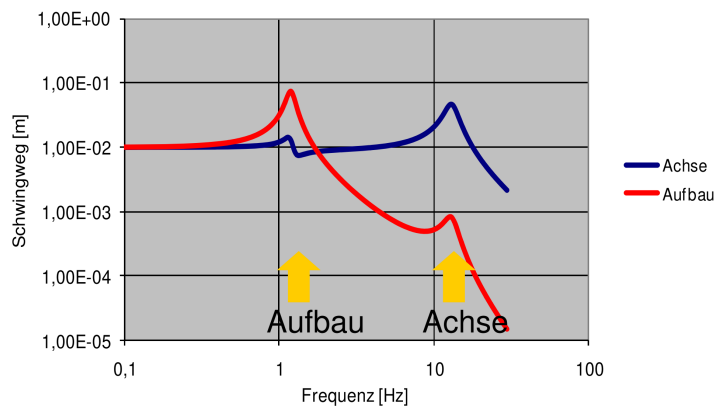
In dem Frequenzbereich um die Eigenfrequenz reagiert ein System mit großen Bewegungsamplituden auf eine Anregung. Abbildung 2.3 zeigt beispielhaft, wie ein Fahrzeug auf eine sinusförmige Anregung mit Amplitude 10 mm reagiert. Es sind die Amplituden der Bewegung der Achse und des Aufbaus über die Anregungsfrequenz aufgetragen. Bei einer Frequenz von ungefähr 1,5 Hz sind die Amplituden der Aufbauschwingungen überhöht, da diese Frequenz die Eigenfrequenz des Aufbaus ist. Bei ungefähr 15 Hz sind die Amplituden der Achsschwingung überhöht, da diese Frequenz der Achseigenfrequenz entspricht.

<sup>4</sup>Ersoy und Gies 2017, S. 102.

<sup>5</sup>Ersoy und Gies 2017, S. 81.

<sup>6</sup>nach Gauterin 2020, S. 144.

<sup>7</sup>Ersoy und Gies 2017, S. 101.

Abbildung 2.3: Eigenfrequenzen des Aufbaus und der Achse<sup>8</sup>

## 2.3 Stoßdämpfer

Die Aufgabe einer Dämpfung in einem Fahrwerk ist, den Aufbau zu dämpfen und von den Fahrbahnanregungen zu isolieren.<sup>9</sup> Dafür wird, wie in Abbildung 2.2 dargestellt, an jedem Rad zwischen der Achse und dem Aufbau parallel zur Aufbaufeder ein Stoßdämpfer eingebaut.

Abbildung 2.4 zeigt Prinzipskizzen eines hydraulisch-mechanischen Ein- und Zweirohrstoßdämpfers. Stoßdämpfer erzeugen bei einer Bewegung der Kolbenstange (1) eine Kraft entgegen dieser Bewegung, weil durch die Bewegung Öl von einer Kammer des Stoßdämpfers durch Ventilöffnungen in eine andere Kammer gedrückt wird. Durch den Strömungswiderstand bei Durchströmen der Ventile entsteht ein geschwindigkeitsabhängiger Druckunterschied zwischen beiden Kammern, der eine Kraft auf den Kolben ausübt. In den Ventilen wird die Bewegungsenergie durch viskose Reibung in Wärmeenergie umgewandelt, woraus sich der schwingungsdämpfende Effekt ergibt.<sup>10</sup> Die Kraft, die ein Stoßdämpfer erzeugt ist proportional zu der Geschwindigkeit mit der der Dämpfer auseinander gezogen oder komprimiert wird

$$F = k * v_{rel}. \quad (2.2)$$

Da die Kolbenstange ein Volumen hat, verdrängt sie bei der Bewegung Öl. Wegen der Inkompressibilität des Öls muss ein (teilweise) gasgefüllter Ausgleichsraum (3) vorhanden sein. Der Ausgleichsraum wird bei einem Einrohrstoßdämpfer durch einen Trennkolben (2) und bei einem Zweirohrstoßdämpfer durch Bodenven-

<sup>8</sup>Gauterin 2020, S. 144.

<sup>9</sup>Ersoy und Gies 2017, S. 757.

<sup>10</sup>van Ballegooij, Jager et al. 1993, S. 7 ff.

<sup>11</sup>van Ballegooij, Jager et al. 1993, S. 7.

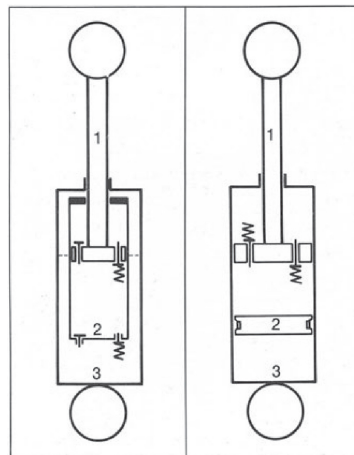


Abbildung 2.4: Schematische Darstellung eines Zwei- (links) und Einrohrstoßdämpfers (rechts)<sup>11</sup>

tile (2) von dem Arbeitszylinder abgetrennt.<sup>12</sup> Durch die Bodenventile bietet der Zweirohrstoßdämpfer mehr Einstellmöglichkeiten.<sup>13</sup>

### 2.3.1 Variable Dämpfung

Die oben beschriebenen Dämpfer haben ein durch ihren Aufbau vorgegebenes Kennfeld. Eine Änderung des Kennfelds ist nicht ohne eine Änderung der Bauteile möglich. Der Wunsch nach einer variablen Dämpfung führte zur Entwicklung elektronisch geregelter Dämpfungssysteme.<sup>14</sup> In Abbildung 2.5 ist ein beispielhaftes Kennfeld eines Dämpfers mit variabler Dämpfung dargestellt. Mit steigender Stromstärke durch das Ventil verringert sich der Ventilquerschnitt. Durch den erhöhten Strömungswiderstand erzeugt der Dämpfer bei gleicher Geschwindigkeit eine höhere Kraft.

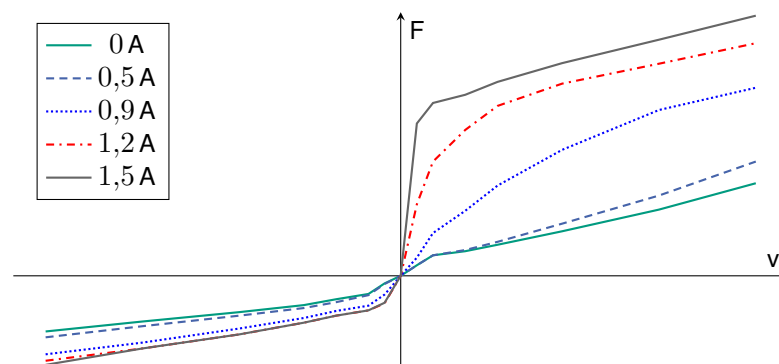


Abbildung 2.5: Beispielhaftes Kennfeld eines CDC-Dämpfers

<sup>12</sup>van Ballegooij, Jager et al. 1993, S. 7.

<sup>13</sup>van Ballegooij, Jager et al. 1993, S. 9.

<sup>14</sup>Ersoy und Gies 2017, S. 505 f.

In einem Dämpfer mit proportional wirkenden Dämpfventilen (im Englischen: Continuous Damping Control) (CDC) werden ein oder mehrere Ventile durch die Proportionalventile ersetzt, die durch Anlegen eines Stroms gesteuert werden. Die Funktionsweise von Proportionalventilen ist in Abschnitt 2.5 erklärt.

Abbildung 2.6 zeigt das Funktionsprinzip zweier CDC-Dämpfer. Das durch die Kreise gekennzeichnete Proportionalventil kann entweder in den Dämpfer integriert (links) oder extern angebracht (rechts) sein.

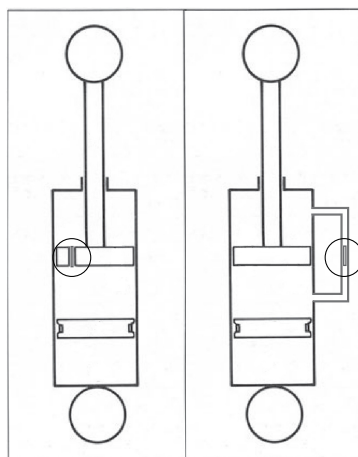


Abbildung 2.6: Schematische Darstellung zweier CDC-Dämpfer<sup>15,16</sup>

Bei Dämpfern mit einem Proportionalventil wird die Dämpferrate für die Zugstufe (die Enden des Dämpfers werden voneinander weg bewegt) und die Druckstufe (die Enden des Dämpfers werden aufeinander zu bewegt) gemeinsam eingestellt. Ist eine schnelle Schaltzeit wie zum Beispiel bei der Skyhook-Regelstrategie (siehe Abschnitt 4.1.1) gefragt, können die Dämpferrate für Zug- und Druckstufe in Zwei-Ventil-Dämpfern durch zwei getrennte Proportionalventile eingestellt werden. Die Proportionalventile eines Zwei-Ventil-Dämpfers sind mit Rückschlagventilen ausgestattet, damit das für die Zugstufe zuständige Proportionalventil nur während der Zugstufe durchströmt wird und das für die Druckstufe zuständige Proportionalventil nur während der Druckstufe.<sup>17</sup>

## 2.4 Semi-aktive Fahrwerke

Werden die in dem vorherigen Abschnitt beschriebenen CDC-Dämpfer, wie in Abbildung 2.7 dargestellt, anstelle der passiven Stoßdämpfer eingebaut, ergibt sich bei entsprechender Regelung der Ventile ein semi-aktives Fahrwerk. Neben der geregelten Dämpfung (durch das Dämpfersymbol mit Pfeil gekennzeichnet) gibt es in einem realen Fahrwerk noch weitere Dämpfung (durch ein normales Dämpfersymbol dargestellt). Regelstrategien für semi-aktive Fahrwerke werden in Abschnitt 4.1 beschrieben.

<sup>15</sup>nach Ersoy und Gies 2017, S. 507.

<sup>16</sup>nach van Ballegooij, Jager et al. 1993, S. 7.

<sup>17</sup>Ersoy und Gies 2017, S. 509 f.

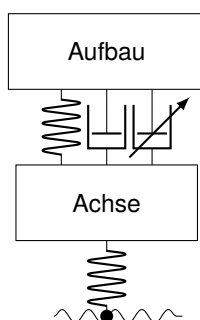


Abbildung 2.7: Schematische Darstellung eines semi-aktiven Fahrwerks<sup>18</sup>

Ein semi-aktives Fahrwerk kann nur Kräfte entgegen einer Bewegung aufbringen. In aktiven Fahrwerken ist ein Aktuator eingebaut, der Kräfte entgegen oder in Richtung einer Bewegung erzeugen kann, wodurch beispielsweise die Radlast an einem Rad vor einer Bodenwelle reduziert werden kann, bevor es die Bodenwelle berührt.<sup>19</sup> Ein Vorteil eines semi-aktiven Fahrwerks gegenüber einem aktiven Fahrwerk ist, dass der zur Kräfteerzeugung benötigte Strom geringer ist. Der Stromverbrauch ist geringer, da mit ihm nur ein Ventilquerschnitt geändert werden muss. Die Kraft wird im CDC-Dämpfer durch die Druckunterschiede aufgrund von Strömungswiderständen erzeugt. Bei einem aktiven Fahrwerk wird der Strom genutzt, um die Kraft zu erzeugen. Ein weiterer Vorteil eines semi-aktiven Fahrwerks gegenüber einem aktiven Fahrwerk ist, dass das Fahrwerk nicht in instabile Zustände übergehen kann, da keine Energie zugeführt, sondern nur dissipiert wird.<sup>20</sup> Ein Nachteil eines semi-aktiven Fahrwerks ist, dass es auf Anregungen nur reaktiv handeln kann.<sup>21</sup>

## 2.5 Proportionalventile

Proportionalventile sind Magnetventile, deren Ankerkraft proportional zu dem Strom durch die Spule ist.<sup>22</sup> Abbildung 2.8 zeigt den schematischen Aufbau eines Proportionalventils, das den Durchfluss eines Fluids steuert. Wird die Spule (A) von einem Strom durchflossen, entsteht ein Magnetfeld im Pol (B), durch das auf den Anker (E) eine Kraft wirkt. Die Kraft wirkt der Kraft der Feder (D) entgegen und bewegt den Anker. Dadurch öffnet sich ein Spalt zwischen der Dichtung (F) und dem Ventilgehäuse (G), sodass das Fluid fließen kann. Der Kurzschlussring (C) verhindert ein Brummen des Ventils bei einer Ansteuerung mit Wechselstrom.

Das in Abbildung 2.8 dargestellte Ventil ist im stromlosen Zustand durch die Feder geschlossen. Ventile dieser Art werden Normal Geschlossen (im Englischen: Normally Closed) (NC), genannt. Ventile, die im stromlosen Zustand vollständig offen sind, werden Normal Offen (im Englischen: Normally Open) (NO), genannt.

<sup>18</sup>nach Rajamani 2012, S. 332.

<sup>19</sup>Mercedes-Benz Group Media 2019.

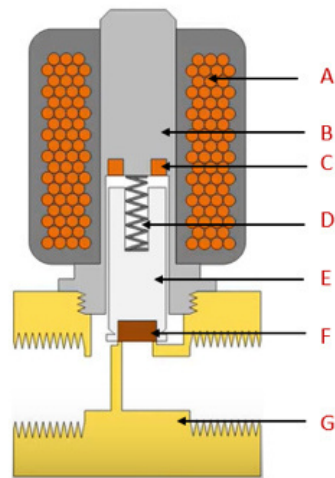
<sup>20</sup>Rajamani 2012, S. 331.

<sup>21</sup>Kashem, Nagarajah et al. 2018, S. 27.

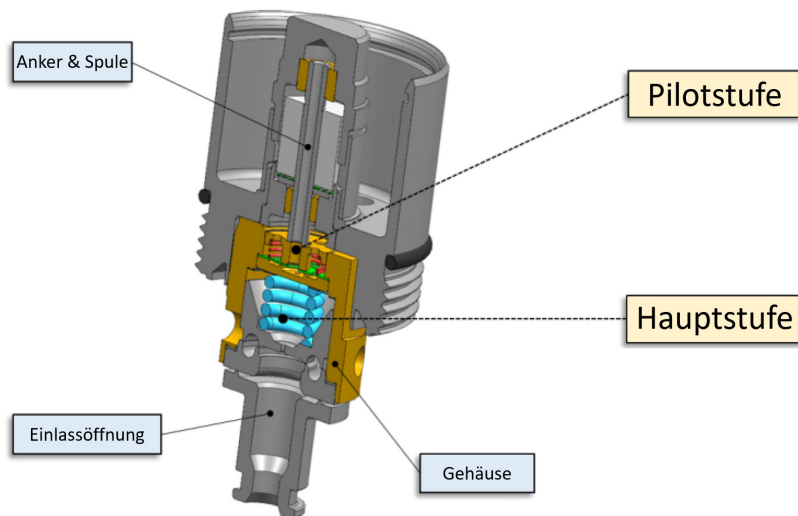
<sup>22</sup>Scholz 1997, S. 17.

<sup>23</sup>Tameson 2022.



Abbildung 2.8: Aufbau eines Proportionalventils<sup>23</sup>

In Abbildung 2.9 ist der Aufbau eines Öhlins Racing CES8700 Proportionalventils für semi-aktive Fahrwerke abgebildet. Um die Kräfte, die mit dem Magnetfeld erzeugt werden müssen, gering zu halten, ist das Ventil in zwei Stufen unterteilt: einer Pilotstufe, und einer Hauptstufe. Die Pilotstufe wird durch den Anker bewegt. Durch eine hydraulische Übersetzung wird durch die Pilotstufe die Hauptstufe bewegt.<sup>24</sup>

Abbildung 2.9: Aufbau des Öhlins Racing CES8700 Proportionalventils<sup>25</sup>

<sup>24</sup> Pelosi, Subramanya et al. 2013, S. 243.

<sup>25</sup> nach Pelosi, Subramanya et al. 2013, S. 243.

## 2.6 Regelungstechnik

Ziel der Regelungstechnik ist die Beeinflussung eines Prozesses, sodass er wie vorgesehen abläuft. Der Prozess kann durch einen Regler beeinflusst werden.<sup>26</sup> Abbildung 2.10 zeigt die Grundstruktur eines Regelkreises.

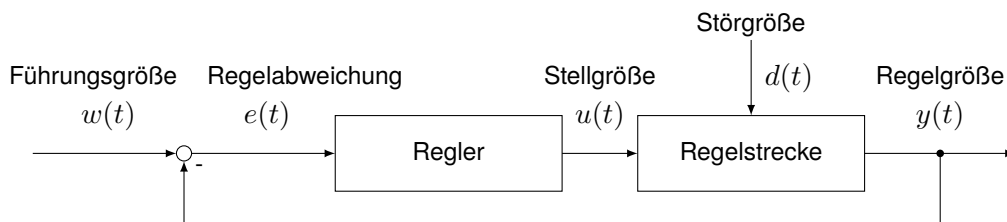


Abbildung 2.10: Grundstruktur eines Regelkreises<sup>27</sup>

In dieser Arbeit wird ein Regler für ein semi-aktives Fahrwerk entwickelt. Für ein einfaches semi-aktives Fahrwerk sind die Führungsgrößen die gewünschten Beschleunigungen am Fahrersitz und die Regelgrößen die tatsächlichen Beschleunigungen am Fahrersitz. Die Abweichung zwischen den Beschleunigungen ist die Regelabweichung, anhand derer ein Regler Ströme für die CDC-Dämpfer als Stellgröße errechnet. Das Fahrzeug ist die Regelstrecke. Die Fahrbahn wirkt als Störgröße.

### 2.6.1 Übertragungsfunktionen und Filter

Der Regler und die Regelstrecke in Abbildung 2.10 sind Systeme, deren Ausgangsgrößen  $y(t)$  von den Eingangsgrößen  $u(t)$  abhängen. Für ein lineares System kann dessen Übertragungsfunktion  $H(s)$  berechnet werden durch<sup>28</sup>

$$H(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{\mathcal{L}\{y(t)\}}{\mathcal{L}\{u(t)\}}. \quad (2.3)$$

Die Laplace-Transformation ist durch  $F(s) = \mathcal{L}\{f(t)\}$  dargestellt.

Durch die Wahl der Übertragungsfunktion kann ein System so ausgelegt werden, dass es eine filternde Eigenschaft hat. Es gibt Tief-, Hoch- und Bandpassfilter sowie Bandsperren.<sup>29</sup> Für diese Arbeit sind Hoch- und Tiefpassfilter relevant. Ein idealer Tiefpassfilter lässt alle Schwingungen mit Frequenzen unterhalb einer festgelegten Frequenz ungedämpft passieren und alle Schwingungen mit Frequenzen oberhalb dieser Frequenz werden vollständig gedämpft. Die Frequenz, an der sich das Verhalten ändert, wird Grenzfrequenz genannt.<sup>30</sup> Ein idealer Hochpassfilter lässt Schwingungen mit Frequenzen oberhalb der Grenzfrequenz passieren und dämpft Schwingungen mit Frequenzen unterhalb der Grenzfrequenz vollständig.

<sup>26</sup>Lunze 2020a, S. 1 f.

<sup>27</sup>Lunze 2020a, S. 4.

<sup>28</sup>Döring 2011, S. 49.

<sup>29</sup>Karrenberg 2016, S. 214.

<sup>30</sup>Karrenberg 2016, S. 72.

Ein einfacher Tiefpass-Filter ist der Tiefpass-Filter erster Ordnung. Seine Übertragungsfunktion ist<sup>31</sup>

$$H(s) = \frac{\omega_c}{s + \omega_c}. \quad (2.4)$$

Die Übertragungsfunktion eines Hochpass-Filters erster Ordnung ist<sup>32</sup>

$$H(s) = \frac{s}{s + \omega_c}. \quad (2.5)$$

Für beide Filter gilt, dass sie keine idealen Filter sind, sondern das Signal bei der Grenzfrequenz  $\omega_c$  bereits um 3 dB gedämpft wird.

---

<sup>31</sup>Paarmann 2001, S. 91.

<sup>32</sup>Paarmann 2001, S. 92.



### 3 Entwicklung einer Bewertungsmethode

Komfort lässt sich nicht genau definieren, sondern ist ein eher diffuser Begriff, der heutzutage für Behaglichkeit, Bequemlichkeit, Zufriedenheit, aber auch Luxus steht. Komfort wird auch als „ein Zustand der Entlastung, der Förderung und des Gefallens“ definiert.<sup>1</sup> Komfort ist nicht das Gegenteil von Diskomfort. Beide sind zueinander orthogonale Größen, in welchen Komfort das „Gefallen“ und Diskomfort das „Erleiden“ beurteilt.<sup>2</sup> Die auf Komfort und Diskomfort wirkenden Einflüsse sind in Abbildung 3.1 dargestellt.



Abbildung 3.1: Komfort und Diskomfort als unabhängige Größen<sup>3</sup>

Da Komfort von ästhetischen Aspekten geprägt wird, kann dieser im Gegensatz zum Diskomfort nicht mit naturwissenschaftlichen Methoden bestimmt werden. Ziel der Komfortoptimierung ist die Minimierung des Diskomforts bei ausreichender Ästhetik.<sup>4</sup> In dieser Arbeit wird eine ausreichende Ästhetik als gegeben angenommen. Wird in dieser Arbeit von der Beurteilung von Komfort gesprochen ist die Beurteilung des Diskomforts gemeint.

In diesem Kapitel wird in den Abschnitten 3.1 und 3.2 ein Überblick über in der Literatur vorhandene subjektive und objektive Komfortbewertungsmethoden gegeben. Anschließend werden in Abschnitt 3.3 objektive Kennwerte ausgewählt, die in den folgenden Kapiteln verwendet werden, um den Fahrkomfort zwischen zwei verschiedenen Dämpferkonfigurationen zu vergleichen.

Geräusche haben neben Schwingungen einen großen Einfluss auf den Fahrkomfort.<sup>5</sup> In dieser Arbeit wird der Einfluss der Geräusche nicht berücksichtigt, da eine zusätzliche Akustiksimulation den zeitlichen Rahmen sprengen würde. Obwohl es Anregungen gibt, die sowohl als Vibration als auch als Geräusch wahrnehmbar sind und somit auf zwei Arten den Fahrkomfort beeinflussen, ist eine getrennte Betrachtung der Einflüsse

<sup>1</sup>Bubb 2003, S. 5.

<sup>2</sup>Bubb 2003, S. 6.

<sup>3</sup>Henn 2018, S. 44.

<sup>4</sup>Henn 2018, S. 44.

<sup>5</sup>Ersoy und Gies 2017, S. 188.

von Vibrationen und Geräuschen zulässig, da Vibrationen und Geräusche auf verschiedenen Wegen den Fahrkomfort beeinflussen.<sup>6</sup>

### 3.1 Subjektive Bewertungsmethoden in der Literatur

In der Literatur sind zahlreiche Methoden für die Bewertung des Fahrkomforts vorhanden. Es wird zwischen subjektiven und objektiven Bewertungsmethoden unterschieden. Ersoy und Gies betonen, dass „[...] die Wahrnehmungsfähigkeit und das Fahrempfinden des Menschen in seiner großen Bandbreite noch weit davon entfernt sind, vollständig objektiv erfasst zu sein, [...]“, weshalb ein Großteil der Fahrkomfortbewertungen mit subjektiven Methoden durchgeführt werden.<sup>7,8</sup> Darum wird in dieser Arbeit zusätzlich zu objektiven Bewertungsmethoden ein Überblick über subjektive Bewertungsmethoden gegeben.

Bei subjektiven Bewertungsmethoden werden in der Automobilentwicklung Menschen eingesetzt, um den Fahrkomfort zu bewerten. Die Bewertung von Einzelkriterien während der Entwicklungsphase wird durch geschulte Fahrer und Entwicklungsingenieure („Skilled Drivers“)<sup>9</sup> durchgeführt. Diese werden der zu bewertenden Situation entweder durch Fahrten in einem Fahrzeug oder durch Nachbildungen der Situation in einem Simulator ausgesetzt.<sup>10</sup> In diesem Abschnitt wird eine Auswahl subjektiver Bewertungsmethoden aus der Literatur vorgestellt.

Dempsey, Leatherwood et al. untersuchten unter anderem den Einfluss von Vibrationen auf den Komfort. Dazu wurden die Teilnehmer des Experiments einer Referenzsituation und der Testsituation ausgesetzt. Die Teilnehmer mussten anschließend angeben, um wie viel Prozent die Testsituation unkomfortabler war gegenüber der Referenzsituation (zum Beispiel: 200 % = doppelt so unkomfortabel).<sup>11</sup>

Nguyen nutzt in seinen Fahrsimulatortests drei Optionen, um Fahrzeugreaktionen auf Gier-Wank-Anregungen zu bewerten: „Angemessen“ (+), „Neutral“ (o) und „Negativ“ (-). Die Bewertungen werden anschließend in einen Subjektivkennwert  $SB$  gerechnet

$$SB = w(+)\frac{n(+)}{n_{ges}} + w(o)\frac{n(o)}{n_{ges}} + w(-)\frac{n(-)}{n_{ges}} \quad (3.1)$$

mit den von Nguyen definierten Gewichtungsfaktoren  $w(+)=5$ ,  $w(o)=1$  und  $w(-)=-3$ .  $n(+)$ ,  $n(o)$  und  $n(-)$  sind die jeweilige Anzahl an Bewertungen und  $n_{ges}$  die Gesamtzahl aller Bewertungen.<sup>12</sup>

<sup>6</sup>Dempsey, Leatherwood et al. 1979, S. 131.

<sup>7</sup>Ersoy und Gies 2017, S. 173.

<sup>8</sup>Faris, BenLahcene et al. 2012, S. 186.

<sup>9</sup>Ersoy und Gies 2017, S. 173.

<sup>10</sup>Faris, BenLahcene et al. 2012, S. 195.

<sup>11</sup>Dempsey, Leatherwood et al. 1979.

<sup>12</sup>Nguyen 2020, S. 75.

Die Bewertungsskala B nach Rohrmann lässt sich nutzen, um subjektive Komforteindrücke zu bewerten. Die Skala bewertet Eindrücke in den Stufen „nicht“, „wenig“, „mittelmäßig“, „ziemlich“ und „sehr“.<sup>13</sup> Diese Skala wird unter anderem von Rosenkranz, Altinsoy et al. genutzt.<sup>14</sup>

Die SAE International empfiehlt für die Komfortbewertung von Fahrzeugen die in Tabelle 3.1 dargestellte Skala. Zuerst bewerten alle Testfahrer den Fahrkomfort auf der Skala in der ersten Zeile von eins bis zehn. Entsprechend der Zahl wird in Zeile zwei der Bewertung eine wörtliche Beschreibung zugewiesen. Die Testfahrer werden ihrer Erfahrung nach in die Gruppen aus Zeile vier unterteilt. Bei der Auswertung wird mit der erfahrensten Gruppe, den „Trained Observers“, begonnen. Hat der Großteil der „Trained Observers“ die Bewertung „Acceptable“ abgegeben, wird der Fahrkomfort mit einer in Zeile fünf und sechs unter der Gruppe stehenden Zahl bewertet (acht oder neun). Falls bei den „Trained Observers“ nicht der Großteil „Acceptable“ ausgewählt hat, wird die nächst-niedrigere Gruppe „Critical Observers“ betrachtet. Haben bei den „Critical Observers“ die meisten „Acceptable“ ausgewählt, ist die Bewertung eine sechs oder sieben, falls nicht, wird die nächst niedrigere Gruppe betrachtet und so weiter. Dies wird so lange fortgeführt, bis in einer Gruppe der Großteil den Fahrkomfort mit „Acceptable“ bewertet hat.<sup>15</sup>

Tabelle 3.1: Von SAE empfohlene Skala für die Komfortbewertung von Fahrzeugen<sup>16</sup>

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
UNACCEPTABLE				BORDER LINE	ACCEPTABLE				
CONDITION NOTED BY									
ALL OBSERVERS		MOST OBSERVERS		SOME OBSERVERS	CRITICAL OBSERVERS	TRAINED OBSERVERS	NOT OBSERVED		
INTOLERABLE	SEVERE	VERY POOR	POOR	MARGINAL	BARELY ACCEPT.	FAIR	GOOD	VERY GOOD	EXCELLENT
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Rosenkranz, Altinsoy et al. ließen sich von ihren Probanden verbal nennen, mit welchen Merkmalen sie die Wahrnehmung verschiedener Stimulationen beschreiben würden. Resultierende Wahrnehmungsmerkmale waren unter anderem „schwach“, „kribbelnd“ und „pulsierend“. In ihrer Arbeit zeigten Rosenkranz, Altinsoy et al., dass sich diese Wahrnehmungsmerkmale für die oben genannten Skalen genutzt werden können, um gezielt Charakteristiken eines Fahrzeugs zu verbessern.<sup>17</sup>

Die oben genannten Skalen können sowohl für die Bewertung des Gesamteindrucks als auch die Bewertung einzelner Komfortmerkmale genutzt werden. Tabelle 3.2 listet eine Auswahl an Komfortmerkmalen.

<sup>13</sup>Rohrmann 1978, S. 231.

<sup>14</sup>Rosenkranz, Altinsoy et al. 2018.

<sup>15</sup>Strandemar, Hjalmarsson et al. 2005, S. 4 f.

<sup>16</sup>SAE J1060:201405 2014, S. 2.

<sup>17</sup>Rosenkranz, Altinsoy et al. 2018, S. 258–261.

Tabelle 3.2: Beispiele subjektiver Komfortmerkmale und deren Definition<sup>18</sup>

Merkmal		Definition	Beschreibung
Primär	Pitch	Nick-Bewegung	Flach/ Nickend
	Roll	Wank-Bewegung	Schwach/ Stark
	Head Toss	Kopf-Bewegung während Wanken	Sanft/ Abrupt
Sekundär	Shake	Schwingungen in Aufbau, Fahrwerk und Sitz	Keine/ Viele
Stoß	Harshness-Taktil	Wird der Stoß sanft absorbiert?	Sanft/ Abrupt
	Jerk	Wird die Vertikalbewegung durch den Stoß geändert?	Kaum/ Viel
	After-Shake	Andauern der Schwingungen nach dem Stoß	Kaum/ Viel

Um subjektiven Komfort-Unterschiede zwischen zwei Fahrzeugen zu bestimmen, können die Skalen relativ statt absolut eingesetzt werden. Dazu wird ein Fahrzeug als Referenz ausgewählt, mit dem ein zweites Fahrzeug verglichen wird. Ein Auszug aus einem entsprechenden Fragebogen ist in Abbildung 3.2 dargestellt.

Abbildung 3.2: Subjektiver Fragebogen mit Referenz<sup>19</sup>

Sollen mehrere Fahrzeuge hinsichtlich eines ausgewählten Aspekts geordnet werden, können die Fahrzeuge paarweise verglichen werden. Diese „Couple by Couple“ Methode wird von Zong, Guo et al. zum Vergleich von Handling-Eigenschaften eingesetzt. Bei jeder Paarung wird von den Testfahrern subjektiv entschieden, welches Fahrzeug den betrachteten Aspekt besser erfüllt. Das bessere Fahrzeug wird anschließend mit dem besseren Fahrzeug einer anderen Paarung verglichen und das schlechtere mit dem schlechteren. Dies wird so lange wiederholt, bis nur alle Fahrzeuge hinsichtlich des Fahrkomforts geordnet sind.<sup>20</sup>

<sup>18</sup>nach Lu, Ma et al. 2021, S. 322.

<sup>19</sup>nach Strandemar, Hjalmarsson et al. 2005, S. 5.

<sup>20</sup>Zong, Guo et al. 2000, S. 4 f.



## 3.2 Objektive Bewertungsmethoden in der Literatur

Bei subjektiven Bewertungsmethoden kann erst spät im Entwicklungsprozess, wenn bereits Prototypen vorhanden sind, eine Aussage über den Fahrkomfort gemacht werden.<sup>21</sup> Darum sind objektive Bewertungsmethoden wichtig, mit denen bereits mit Simulationsmodellen Aussagen über den Fahrkomfort getroffen werden können. In diesem Abschnitt wird eine Auswahl an objektiven Komfortbewertungsmethoden aus der Literatur vorgestellt.

Um mit einer objektiven Bewertungsmethode sinnvolle Aussagen über den Fahrkomfort treffen zu können, muss die Bewertungsmethode die Grundvoraussetzungen erfüllen:<sup>22</sup>

- Übereinstimmung mit subjektiven Bewertungen: Die Bewertungsmethode muss akkurat beschreiben, wie Testfahrer das Fahrzeug subjektiv wahrnehmen.
- Reproduzierbarkeit: Die Bewertungsmethode muss unabhängig von einem Testfahrer die gleichen Ergebnisse liefern.

Zusätzlich ist wünschenswert, wenn die Bewertungsmethode folgende Eigenschaften besitzt:<sup>23</sup>

- Keine besondere Teststrecke nötig
- Keine komplexen Testszenarien, wie beispielsweise konstante Geschwindigkeiten
- Hinweise darauf, welche Änderungen am Fahrzeug eine Verbesserung des Fahrkomforts bedeutet

Zur objektiven Beurteilung des Fahrkomforts werden Messsignale der Vibrationen im Fahrzeug benötigt, die den Fahrkomfort beeinflussen. Dazu werden die Aufbaubeschleunigungen an den Stellen des Aufbaus durch Sensoren gemessen oder in Simulationen errechnet, mit denen der Fahrer in Kontakt steht (Sitz, Bodenblech, Lenkrad und Schaltknäuf).<sup>24</sup> Die Vertikalbeschleunigungen und die Wank- und Nickbeschleunigungen sind relevant (siehe Abbildung 2.1).<sup>25</sup>

Nach ISO 2631 hat der Frequenzbereich von 0,5 Hz bis 80 Hz Einfluss auf den Fahrkomfort.<sup>26</sup> Dieser Frequenzbereich wird unterteilt in Vibrationen (0 Hz bis 20 Hz) und Harshness (> 20 Hz).<sup>27,28</sup>

---

<sup>21</sup> Fischer, Meywerk et al. 2010, S. 262.

<sup>22</sup> Strandemar, Hjalmarsson et al. 2005, S. 14.

<sup>23</sup> Strandemar, Hjalmarsson et al. 2005, S. 14.

<sup>24</sup> Ersoy und Gies 2017, S. 203.

<sup>25</sup> Ersoy und Gies 2017, S. 204.

<sup>26</sup> ISO 2631-1:1997-07-15 1997, S. 1.

<sup>27</sup> Strandemar, Hjalmarsson et al. 2005, S. 1.

<sup>28</sup> Lück, Naumann et al. 2018, S. 267.

### 3.2.1 Gewichtung

Die menschliche Wahrnehmung von Vibrationen ist frequenzabhängig. Aus diesem Grund müssen die Beschleunigungen gewichtet werden. In ISO 2631 sind Gewichtungsfunktionen für Beschleunigungen in z-Richtung  $W_k$  und in x- und y-Richtung  $W_d$  sowie für durch niederfrequente Beschleunigungen in z-Richtung ausgelöste Kinetose (Reisekrankheit)  $W_f$  festgelegt. Die Gewichtungsfunktionen sind in Abbildung 3.3 dargestellt.

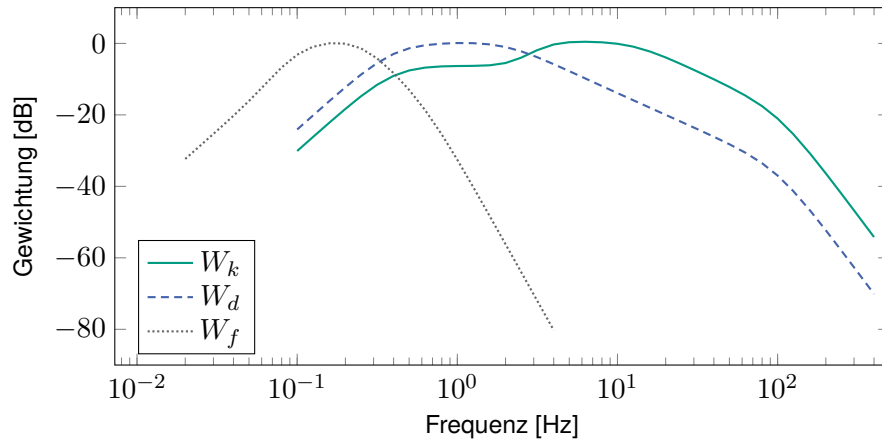


Abbildung 3.3: Gewichtungsfunktionen aus ISO 2631<sup>29</sup>

Die Gewichtungsfunktionen werden durch Übertragungsfunktionen als Filter implementiert. Die Übertragungsfunktion der Gewichtungsfunktion  $W_k$  ist<sup>30,31</sup>

$$H(s) = H_h(s) * H_l(s) * H_t(s) * H_s(s). \quad (3.2)$$

Für den Hochpass  $H_h(s)$  und den Tiefpass  $H_l(s)$  gilt

$$H_h(s) = \frac{s^2}{s^2 + 2\sqrt{2}\pi f_1 s + 4\pi^2 f_1^2} \quad (3.3)$$

$$H_l(s) = \frac{1}{s^2/(2\pi f_2)^2 + \sqrt{2}s/(2\pi f_2) + 1}. \quad (3.4)$$

Die Übertragungsfunktion  $H_t(s)$  des Beschleunigung-Geschwindigkeit-Übergangs ist für niedrige Frequenzen proportional zur Beschleunigung und bei hohen Frequenzen proportional zur Geschwindigkeit. Sie wird berechnet durch

$$H_t(s) = \frac{s/(2\pi f_3) + 1}{s^2/(2\pi f_4)^2 + s/(2Q_4\pi f_4) + 1}. \quad (3.5)$$

<sup>29</sup>nach ISO 2631-1:1997-07-15 1997, S. 11.

<sup>30</sup>Cronstein 2015.

<sup>31</sup>ISO 2631-1:1997-07-15 1997, S. 18 ff.

Die Übertragungsfunktion des Oberen Übergangs  $H_s(s)$  wird berechnet durch

$$H_s(s) = \frac{s^2/(2\pi f_5)^2 + s/(2Q_5\pi f_5) + 1}{s^2/(2\pi f_6)^2 + s/(2Q_6\pi f_6) + 1} \left(\frac{f_5}{f_6}\right)^2. \quad (3.6)$$

Die Werte der Parameter der Übertragungsfunktionen sind in Tabelle 3.3 aufgelistet.

Tabelle 3.3: Parameter der Gewichtungsfunktionen in ISO 2631<sup>32</sup>

	Parameter	$W_k$
Bandbegrenzung	$f_1$ [Hz]	0,4
	$f_2$ [Hz]	100
a-v-Übergang	$f_3$ [Hz]	12,5
	$f_4$ [Hz]	12,5
	$Q_4$ [–]	0,63
Oberer Übergang	$f_5$ [Hz]	2,37
	$Q_5$ [–]	0,91
	$f_6$ [Hz]	3,35
	$Q_6$ [–]	0,91

Die VDI-Richtlinie 2057 verwendet die gleichen Gewichtungsfunktionen wie ISO 2631.<sup>33</sup>

In DIN EN 12299 sind Gewichtungsfunktionen für Wahrnehmung von Beschleunigungen in Schienenfahrzeugen definiert, die denen aus ISO 2631 ähneln.  $W_d$  ist die Gewichtungsfunktion für Beschleunigungen am Fahrzeugboden in x- und y-Richtung beziehungsweise y-Richtung am Sitz und entspricht  $W_d$  aus ISO 2631.  $W_b$  ist die Gewichtungsfunktion für Beschleunigungen in z-Richtung am Fahrzeugboden und am Sitz. Sie ist vergleichbar mit  $W_k$  aus ISO 2631.<sup>34</sup>

<sup>32</sup>nach Cronistein 2015

<sup>33</sup>VDI 2057 Blatt 1:2017-08 2017, S. 18-23.

<sup>34</sup>DIN EN 12299:2009-08 2009, S. 42.

### 3.2.2 Bewertung nach ISO 2631

Die Beschleunigungen liegen als Zeitreihen vor. Durch den Quadratischer Mittelwert (im Englischen: Root Mean Square) (RMS) kann aus einer gewichteten Beschleunigungszeitreihe  $a_w(t)$  ein Kennwert für den Fahrkomfort gebildet werden<sup>35</sup>

$$a_{w,RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt} \quad \text{Zeitkontinuierlich,}^{36} \quad (3.7)$$

$$a_{w,RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N a_w^2(n)} \quad \text{Zeitdiskret.}^{37} \quad (3.8)$$

$T$  ist die zeitliche Länge des Beobachtungszeitraums für eine zeitkontinuierliche Messung und  $N$  die Anzahl an Messpunkten für eine zeitdiskrete Messung.

Der RMS kann für Fourier-transformierte Beschleunigungen  $\hat{a}$  über einen Frequenzbereich  $B$  berechnet werden<sup>38</sup>

$$\hat{a}_{RMS}(B) = \sqrt{\frac{1}{\omega} \int_B \hat{a}_w^2(\omega) d\omega}. \quad (3.9)$$

In dieser Arbeit werden Fourier-transformierte Signale mit einem Dach  $\hat{\phantom{a}}$  gekennzeichnet. Es ist zu beachten, dass die die Fourier-Transformation die Beschleunigungsänderungen bei Einzelhindernisse nicht erfassen kann, weshalb sie für diese Situationen nur bedingt geeignet ist.<sup>39</sup>

Der gewichtete RMS der vertikalen Aufbaubeschleunigung wird von Palomares, Bellido et al. genutzt, um an einem Viertel-Fahrzeug-Modell mehrerer Fahrwerkregelstrategien hinsichtlich des Komforts zu vergleichen.<sup>40</sup> Díaz-Choque, Félix-Herrán et al. und Koulocheris, Papaioannou et al. nutzen den ungewichteten RMS für den gleichen Zweck.<sup>41,42</sup> Chen, He et al. optimieren Fahrwerkparameter mit den gewichteten RMSs der Sitzbeschleunigungen als Zielfunktion. In der Norm DIN EN 12299 werden die gewichteten RMSs der Sitz- und Fahrzeugbodenbeschleunigungen zur Objektivierung des Fahrkomforts von Schienenfahrzeugpassagieren verwendet.<sup>43</sup> Nguyen nutzt die ungewichteten RMSs der Aufbaubeschleunigungen, um die menschliche Wahrnehmungsschwelle für Beschleunigungen zu bestimmen.

<sup>35</sup>Lu, Ma et al. 2021.

<sup>36</sup>Kremb, Holst et al. 2018, S. 191.

<sup>37</sup>Strandemar, Hjalmarsson et al. 2005, S. 9.

<sup>38</sup>Pradko, Lee et al. 1966, S. 3.

<sup>39</sup>Fischer, Meywerk et al. 2010, S. 3.

<sup>40</sup>Palomares, Bellido et al. 2021, S. 4.

<sup>41</sup>Díaz-Choque, Félix-Herrán et al. 2021, S. 6.

<sup>42</sup>Koulocheris, Papaioannou et al. 2017, S. 4.

<sup>43</sup>DIN EN 12299:2009-08 2009, S. 22 f.

Der RMS ist zwar ein guter Kennwert, um den Fahrkomfort zu bewerten, doch er bewertet den Fahrkomfort transienter und stoßhaltiger Schwingungen mit großen Beschleunigungsspitzen über.<sup>44</sup> In der ISO 2631 wurden zur Bewertung transienter und stoßhaltiger Schwingungen der Vibrations-Dosis-Wert (im Englischen: Vibration Dose Value) (VDV) und der Maximale Transiente Vibrationswert (im Englischen: Maximum Transient Vibration Value) (MTVV) definiert.

Der VDV wurde definiert als

$$VDV = \sqrt[4]{\int_0^T a_w^4(t) dt} \quad \text{Zeitkontinuierlich,}^{45} \quad (3.10)$$

$$VDV = \sqrt[4]{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N a_w^4(n)} \quad \text{Zeitdiskret.}^{46} \quad (3.11)$$

Der MTVV wurde definiert als

$$MTVV = \max \{a_w(t_0)\} = \max \left\{ \sqrt{\frac{1}{\tau} \int_{t_0-\tau}^{t_0} a_w^2(t) dt} \right\} \quad \text{Zeitkontinuierlich,}^{47} \quad (3.12)$$

$$MTVV = \max \{a_w(n_0)\} = \max \left\{ \sqrt{\frac{1}{\tau} \sum_{n=n_0-\tau}^{n_0} a_w^2(n)} \right\} \quad \text{Zeitdiskret.}^{48} \quad (3.13)$$

$\tau$  ist die Dauer des Zeitfensters, über dem der gleitende RMS zum Zeitpunkt  $t_0$  oder  $n_0$  ermittelt wird. ISO 2631 empfiehlt  $\tau = 1 \text{ s}$ .<sup>49</sup>

Um zu entscheiden, ob der RMS als Kennwert ausreicht oder der VDV beziehungsweise der MTVV genutzt werden sollte, wurde in ISO 2631 der Crest Factor  $CF$  definiert als<sup>50</sup>

$$CF = \frac{\max \{|a_w(t)|\}}{a_{w,RMS}}. \quad (3.14)$$

Ist  $CF > 9$  oder sind Stöße spürbar, sollte der VDV oder der MTVV in Betracht gezogen werden. Die Bedingungen dafür und eine Zusammenfassung des Ablaufs der Komfortbewertung nach ISO 2631 sind in Abbildung 3.4 dargestellt.

<sup>44</sup>Kreimb, Holst et al. 2018, S. 192.

<sup>45</sup>ISO 2631-1:1997-07-15 1997, S. 9.

<sup>46</sup>Strandemar, Hjalmarsson et al. 2005, S. 11.

<sup>47</sup>ISO 2631-1:1997-07-15 1997, S. 9.

<sup>48</sup>Strandemar, Hjalmarsson et al. 2005, S. 11.

<sup>49</sup>ISO 2631-1:1997-07-15 1997, S. 9.

<sup>50</sup>ISO 2631-1:1997-07-15 1997, S. 6.

<sup>51</sup>Kreimb, Holst et al. 2018, S. 194.

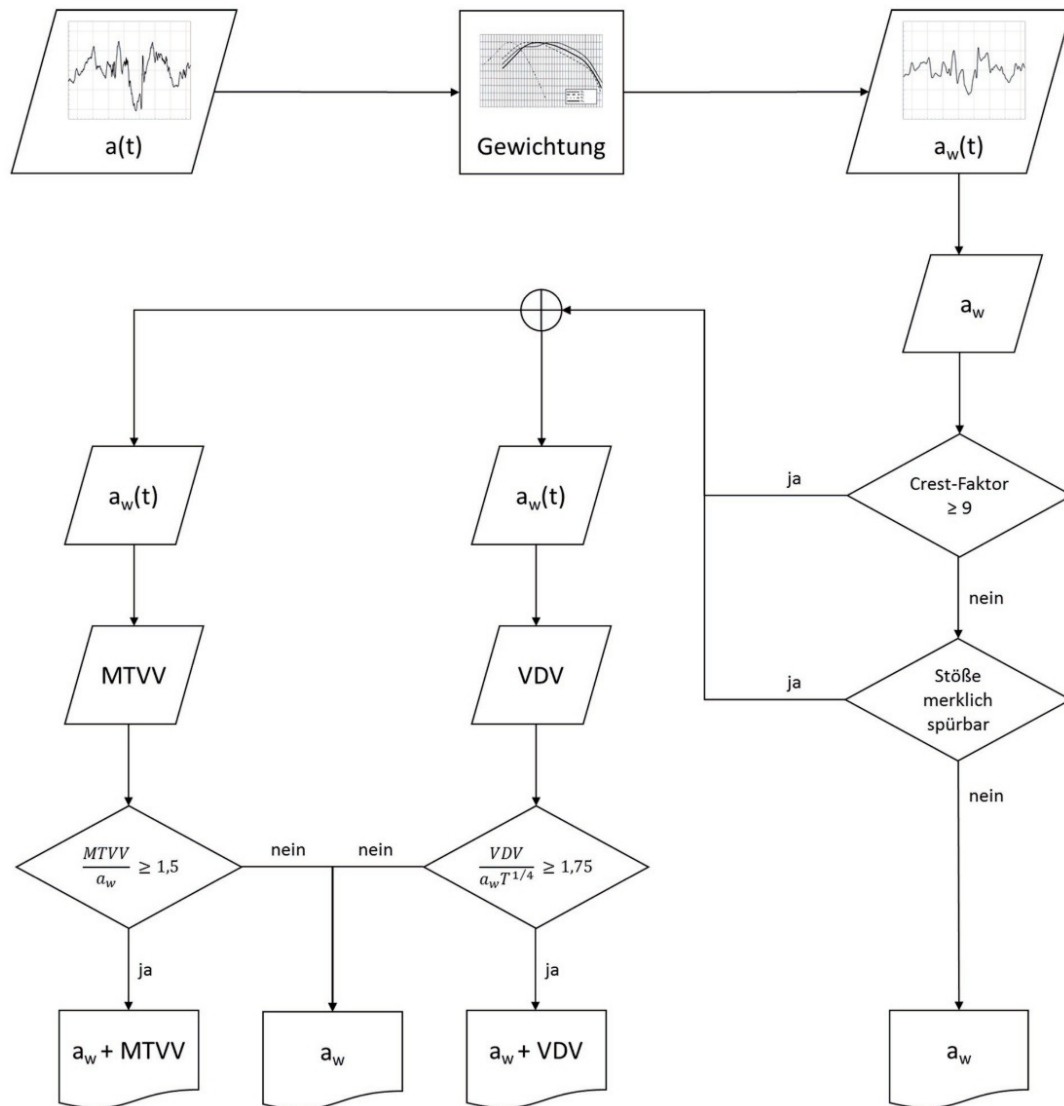


Abbildung 3.4: Ablauf der Bewertung nach ISO 2631 [ $a_w$  (ohne  $(t)$ ) steht in der Abbildung für  $a_{w,RMS}$ ]<sup>51</sup>

### 3.2.3 Absorbierte Leistung

Pradko, Lee et al. untersuchten, ob die von Vibrationen übertragene und vom Körper aufgenommene Energie die subjektive Komfortwahrnehmung akkurat beschreibt. Sie fanden heraus, dass die Durchschnittliche Absorbierte Leistung (im Englischen: Average Absorbed Power) (AAP) ein akkurater Kennwert für diesen Zweck ist.<sup>52</sup> Die AAP wird berechnet durch

$$AAP = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T F(t)v(t) dt, \quad (3.15)$$

wobei  $F(t)$  die Kraft und  $v(t)$  die Geschwindigkeit an der Übertragungsstelle zum Körper ist.<sup>53</sup>

### 3.2.4 Power Spectral Density

Die Power Spectral Density (PSD) ist der Verlauf der Beschleunigungsdichte innerhalb eines Frequenzbereichs über der Anregungsfrequenz. Sie ist definiert als

$$PSD(\omega) = \lim_{B \rightarrow 0} \frac{\hat{a}_{RMS}^2(\omega, B)}{B}, \quad (3.16)$$

mit  $B$  als die Bandbreite des Frequenzbereichs. Pradko, Lee et al. untersuchten, ob die PSD eine akkurate Bewertungsmethode ist. Sie stellten fest, dass sich damit die Vibrationsanregung gut beschreiben lässt, konnten jedoch keine Korrelation zu der subjektiven Komfortwahrnehmung feststellen.<sup>54</sup>

In dem Verfahren nach Reichart<sup>55</sup> werden translatorische und rotatorische Beschleunigungen gemessen. Deren PSD werden mit einer Gewichtungsfunktion multipliziert und über die Frequenz integriert. Der sich ergebende Komfortkennwert ist umgekehrt proportional zum Fahrkomfort.<sup>56</sup>

Aus der ungewichteten PSD auf der Sitzoberfläche  $PSD(\omega)_{SO}$  und auf dem Fahrzeugboden  $PSD(\omega)_{FB}$  kann die Größe  $SEAT$  berechnet werden<sup>57</sup>

$$SEAT = 100\% * \sqrt{\frac{\int PSD(\omega)_{SO} W_i^2(\omega) d\omega}{\int PSD(\omega)_{FB} W_i^2(\omega) d\omega}}, \quad (3.17)$$

die die Komforteigenschaften des Sitzes beschreibt. Die Gewichtungsfunktionen  $W_i$  in die jeweils betrachtete Richtung  $i$  sind in Abschnitt 3.2.1 beschrieben. Die Integrationsgrenzen sind in Abschnitt 3.2 beschrieben. Die Größe  $SEAT$  fasst die Informationen über die Vibration, die menschliche Wahrnehmung und das Verhalten

<sup>52</sup> Pradko, Lee et al. 1966, S. 15.

<sup>53</sup> Pradko, Lee et al. 1966, S. 2.

<sup>54</sup> Pradko, Lee et al. 1966, S. 3 f.

<sup>55</sup> Reichart 1986.

<sup>56</sup> Reichart 2013, S. 28.

<sup>57</sup> Griffin 1990, S. 405.

des Sitzes zusammen, um das Übertragungsverhalten eines Fahrzeugsitzes zu bewerten.<sup>58</sup> Ist sie kleiner als 100 %, verbessert der Sitz den Fahrkomfort gegenüber dem Sitzen auf dem Fahrzeugboden oder einem starren, ungepolsterten Sitz.

### 3.2.5 Standardabweichung

Dahlberg nutzt neben der AAP die Standardabweichung der gewichteten und ungewichteten vertikalen Sitzbeschleunigung als Komfortkennwerte. Durch Minimierung dieser optimiert er die Dämpfungsferrate eines Fahrwerks in einem Halb-Fahrzeug-Modell. Er berechnet die Standardabweichung der Fourier-transformierten Beschleunigung  $\hat{a}(\omega)$  vom Mittelwert Null durch

$$\sigma = \sqrt{\int_{\omega_l}^{\omega_h} \hat{a}^2(\omega) d\omega}. \quad (3.18)$$

Die Integrationsgrenzen  $\omega_l$  und  $\omega_h$  entsprechen den Frequenzgrenzen der menschlichen Wahrnehmung von Vibrationen, wie sie in Abschnitt 3.2 beschrieben sind. Dahlberg kommt zu dem Ergebnis, dass die ungewichtete Standardabweichung eine genauso akkurate Bewertungsmethode wie die AAP und andere vorhandene Bewertungsmethoden ist. Er merkt an, dass zum Zeitpunkt der Veröffentlichung seines Artikels 1980 noch mehr Forschung im Bereich der menschlichen Wahrnehmung von Vibrationen nötig ist.<sup>59</sup>

### 3.2.6 Vibration Number

Für ihre Entwicklung eines Fahrkomfort-Messgeräts führten Kozawa, Sugimoto et al. die Vibration Number (VN) ein als

$$VN = 18 \log_{10}(K_1 * 10^{A_1} + K_2 * 10^{A_2} + K_3 * 10^{A_3}) - 20. \quad (3.19)$$

Die Indizes 1 bis 3 stehen für die drei Beschleunigungsmessungen (Sitzoberfläche vertikal, Rückenlehne lateral, Fußboden vertikal).  $K_i$  sind die Gewichtungsfaktoren für die Beschleunigungen.  $A_i$  werden berechnet durch

$$A_i = \log_{10}\left(\frac{1}{Q_0 T} \int_0^T a_{w,i} dt\right) \quad (3.20)$$

mit dem Referenzwert  $Q_0 = 2,5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}^{-4}$  und der gewichteten Beschleunigung  $a_{w,i}$ .

Der Wert  $VN = 0$  entspricht einem leicht reduzierten Komfort bei einer Dauerbelastung von 24 Stunden.  $VN = 100$  entspricht der Schmerzgrenze für eine Belastungsdauer von 1 min.<sup>60</sup>

<sup>58</sup>Gameiro da Silva, M. C. 2002, S. 55.

<sup>59</sup>Dahlberg 1980, S. 305 f.

<sup>60</sup>Kozawa, Sugimoto et al. 1986, S. 6 f.



### 3.2.7 Verfahren nach Cucuz

Cucz<sup>61</sup> entwickelte ein Verfahren, mit dem der Fahrkomfort nur anhand der vertikalen Beschleunigung berechnet wird. Das Verfahren basiert auf der VDI 2057 bis 1987<sup>62</sup> und berücksichtigt neben periodischen und stochastischen Anregungen auch Stöße.<sup>63</sup>

Die vertikalen Beschleunigungen werden an der Sitzoberfläche, an den Füßen und am Lenkrad gemessen. Für jeden Messort wird die bewertete Schwingungsstärke<sup>64</sup>

$$K_{ges} = \sqrt{\sum_i K_i} \quad (3.21)$$

berechnet mit der Schwingungsstärke  $K_i$  über das Terzintervall  $i$

$$K_i = \sqrt{\Phi_{z_i} \Delta f_i B_i}. \quad (3.22)$$

$\Phi_{z_i}$  ist die mittlere spektrale Leistungsdichte,  $\Delta f_i$  ist die Bandbreite des Terzintervalls und  $B_i$  ist eine Bewertungsfunktion nach VDI 2057.

Die bewerteten Schwingungsstärken der Messorte haben unterschiedlich große Einflüsse auf das Komfortempfinden, weshalb sie wie folgt gewichtet werden: Sitz(z) : Fuß(z) : Hand(z) = 100 : 13,6 : 6,2.<sup>65</sup>

### 3.2.8 Verfahren nach Hennecke

Das Bewertungsverfahren nach Hennecke basiert wie das Verfahren nach Cucuz auf dem  $K$ -Wert in der VDI 2057 bis 1987. Der  $K$ -Wert wird berechnet durch<sup>66</sup>

$$K_{VDI} = \int_0^{\infty} B(f) \hat{a}(f) df \quad (3.23)$$

mit der frequenzabhängigen Bewertungsfunktion  $B(f)$ . Hennecke führt auf Basis des  $K$ -Werts einen um die Amplitudeneigenschaften der Beschleunigung erweiterten Komfortkennwert ein<sup>67</sup>

$$K_{erw} = K_{VDI} I F_w = K_{VDI} \left[ \frac{Ku}{1,5} \right]^{0,25}. \quad (3.24)$$

<sup>61</sup>Cucz 1993.

<sup>62</sup>Knauer 2010, S. 19.

<sup>63</sup>Enders, Burkhard et al. 2019, S. 887.

<sup>64</sup>Henn 2018, S. 57.

<sup>65</sup>Knauer 2010, S. 20.

<sup>66</sup>Hennecke 1994, S. 28.

<sup>67</sup>Hennecke 1994, S. 28.

Der Instationäritätsfaktor  $IF$  wird durch die Kurtosis  $Ku$  berechnet, die ein Kennwert für die Verteilungsdichte der Beschleunigungen ist. Die Kurtosis wird berechnet durch die Normierung des Zentralmoments vierter Ordnung  $m_4(t)$  auf die vierte Potenz der Standardabweichung<sup>68</sup>

$$Ku = \frac{m_4(t)}{\sigma^4(t)}, \quad (3.25)$$

$$m_4(t) = 1/T \int_t^{t+T} (x(t) - \bar{x}(t))^k dt. \quad (3.26)$$

$\bar{x}$  steht für den Mittelwert von  $x$ .

### 3.2.9 Verfahren nach Klingner

Klingner<sup>69</sup> erweitert den Ansatz von Cucuz um Beschleunigungen an den Händen und um Rotationsbeschleunigungen. Die Gesamtkomfortbeurteilung besteht aus stochastischen und periodischen Anteilen<sup>70</sup>

$$K_{ges} = \sqrt{K_p^2 + K_{st}^2}, \quad (3.27)$$

$$K_p = \sqrt{\sum_{i=1}^{11} p_i w_i^2 K_{i,p}^2}, \quad (3.28)$$

$$K_{st} = \sqrt{\sum_{i=1}^{11} w_i^2 K_{i,st}^2}. \quad (3.29)$$

Der Index  $i$  steht für die jeweilige Beschleunigung,  $w_i$  sind die Gewichtungen der Beschleunigungen und  $p_i$  sind Faktoren, die berücksichtigen, dass periodische Schwingungen gegenüber stochastischen Schwingungen als schwächer empfunden werden.

### 3.2.10 Verfahren nach Jörißen

Die bisher vorgestellten Bewertungsverfahren reduzieren die Beschleunigungen auf je einen einzelnen Kennwert. Jörißen<sup>71</sup> entwickelte einen Ansatz, in dem einzelne Phänomene der Anregung getrennt betrachtet werden. Er betrachtete die niederfrequenten Phänomene Heben, Wanken und Werfen und das hochfrequente Phänomen Stuckern. Heben ist eine niederfrequente Vertikalbewegung, Wanken eine niederfrequente Bewegung um die x-Achse, Werfen eine höherfrequente Bewegung um die x-Achse und Stuckern eine hochfrequente

<sup>68</sup>Hennecke 1994, S. 33.

<sup>69</sup>Klingner 1996.

<sup>70</sup>Henn 2018, S. 60.

<sup>71</sup>Jörißen 2012.

Vertikalbewegung.<sup>72</sup> Jörißen korreliert die subjektiven Bewertungen aus Fahrsimulatortests mit Bezugsgrößen der Phänomene. Die Bezugsgrößen werden berechnet durch:<sup>73</sup>

$$\text{Heben: } \int_{0,5 \text{ Hz}}^{4 \text{ Hz}} \Phi_z(f) df, \quad (3.30)$$

$$\text{Wanken: } \int_{0,5 \text{ Hz}}^{4 \text{ Hz}} \Phi_{phi}(f) df, \quad (3.31)$$

$$\text{Werfen: } \int_{1,5 \text{ Hz}}^{4 \text{ Hz}} \Phi_y(f) df, \quad (3.32)$$

$$\text{Stuckern: } \int_{4 \text{ Hz}}^{10,5 \text{ Hz}} \Phi_{x,y,z}(f) df, \quad (3.33)$$

$$\int_{10,5 \text{ Hz}}^{50 \text{ Hz}} \Phi_{x,y,z}(f) df. \quad (3.34)$$

Jörißen entwickelte auf Basis der Korrelationsanalysen aus den Fahrsimulatortests eigene Bewertungsfunktionen für die Beschleunigungen.

<sup>72</sup>Genuit 2010, S. 91.

<sup>73</sup>Henn 2018, S. 67.

### 3.3 Auswahl einer objektiven Bewertungsmethode

In dem vorherigen Abschnitt wurden objektive Bewertungsmethoden vorgestellt. In diesem Abschnitt wird eine Methode ausgewählt. Tabelle 3.4 gibt einen Überblick über die vorgestellten Bewertungsmethoden. Sie enthält Informationen darüber, ob die Methode für periodische, stochastische und transiente stoßhaltige Anregungen geeignet ist, ob die Ergebnisse durch eine Gewichtung an die menschliche Wahrnehmung angepasst werden, an welchen Stellen gemessen wird, und welcher Frequenzbereich berücksichtigt wird.

Für die PSD wird nur das Verfahren nach Rericha betrachtet, da eine reine PSD keine Korrelation zu einer subjektiven Komfortwahrnehmung aufweist (siehe Abschnitt 3.2.4).

Tabelle 3.4: Vergleich der objektiven Bewertungsmethoden

Verfahren	Anregung <sup>74</sup>	Gewichtung	Messpunkte und -richtungen	Frequenz [Hz]
ISO 2631 <sup>75</sup>	p, s, t	✓	Sitzoberfläche ( $x, y, z, r_x, r_y, r_z$ ), Rücken ( $x, y, z$ ), Füße ( $x, y, z$ )	0,5 bis 80
AAP <sup>76</sup>	p, s, t	X	Sitzoberfläche ( $z$ )	1 bis 30
PSD (Rericha) <sup>77</sup>	p,s	✓	Sitzoberfläche ( $x, y, z, r_x, r_y, r_z$ ), Rücken ( $x, y, z$ ), Füße ( $x, y, z$ ), Lenkrad ( $y, z, r_y, r_z$ ), Sitzschiene ( $z$ )	0,8 bis 80
Standard-abweichung <sup>78</sup>	p,s	✓	Sitzoberfläche ( $z$ )	0,1 bis 80
VN <sup>79</sup>	p, s, (t) <sup>80</sup>	✓	Sitzoberfläche ( $z$ ), Füße ( $z$ ), Rücken ( $x$ )	4 bis 16
Cucz <sup>81</sup>	p, s, t	✓	Sitzoberfläche ( $z$ ), Lenkrad ( $z$ ), Füße ( $z$ )	0,5 bis 20
Hennecke <sup>82</sup>	p, s, t	✓	Sitzoberfläche ( $z$ ), Nicken	0,5 bis 80
Klingner <sup>83</sup>	p, s	✓	Sitzoberfläche ( $x, y, z$ ), Rücken ( $x, y$ ), Füße ( $x, y, z$ ), Hände( $z$ ), Nicken, Wanken	0,5 bis 80
Jörißen <sup>84</sup>	p, s	✓	Brustkorb ( $x, y, z$ ), Wanken	0,5 bis 50

Bei der PSD nach Rericha und der Standardabweichung werden die Beschleunigungen fouriertransformiert. Dadurch gehen Informationen über transiente Signale verloren. Das Verfahren von Klingner basiert auf der VDI 2057 bis 1987, die ebenfalls die fouriertransformierten Beschleunigungen nutzt. Die Verfahren nach Cucuz und Hennecke beruhen auch auf der VDI 2057 bis 1987, können transiente Beschleunigungen aber

<sup>74</sup>p=periodisch, s=stochastisch, t=transient.

<sup>75</sup>ISO 2631-1:1997-07-15 1997.

<sup>76</sup>Pradko, Lee et al. 1966.

<sup>77</sup>Rericha 1986.

<sup>78</sup>Dahlberg 1980.

<sup>79</sup>Kozawa, Sugimoto et al. 1986.

<sup>80</sup>Für Stöße nur geeignet, wenn Crest Factor < 6.

<sup>81</sup>Cucz 1993.

<sup>82</sup>Hennecke 1994.

<sup>83</sup>Klingner 1996.

<sup>84</sup>Jörißen 2012.

berücksichtigen. Das Verfahren nach Jörißen kann keine transienten Beschleunigungen berücksichtigen und die VN nach Kozawa, Sugimoto et al. kann transiente Beschleunigungen nur bis zu einem Crest Factor kleiner 6 berücksichtigen.

Bis auf das Verfahren nach Jörißen ist das Ergebnis der Bewertungsmethoden jeweils ein skalarer Kennwert für den Fahrkomfort. Das Verfahren nach Jörißen berücksichtigt den Einfluss verschiedener Beschleunigungsphänomene auf den Fahrkomfort separat.

Die Bewertungsmethode, die für diese Arbeit ausgewählt werden soll, soll für alle Anregungen geeignet sein. Aus diesem Grund werden die PSD nach Rericha, die Standardabweichung, die VN und die Verfahren nach Klingner und Jörißen ausgeschlossen. Die Bewertungsmethode soll außerdem die frequenzabhängige Wahrnehmung von Beschleunigungen berücksichtigen. Die AAP benötigt Informationen über die Kraft auf dem Fahrersitz, die nicht vorliegt, und wird deshalb ausgeschlossen.

Die ISO 2631 und die Verfahren nach Cucuz und Hennecke erfüllen die Anforderungen. Enders, Burkhard et al. zeigen im Vergleich von Bewertungsmethoden, dass von der ISO 2631 und den Verfahren nach Cucuz und Hennecke die ISO 2631 die höchste Übereinstimmung mit subjektiven Komfortbewertungen aufweist.<sup>85</sup> Darum wird für diese Arbeit die ISO 2631 für die Bewertung des Fahrkomforts genutzt.

Die Implementierung der Komfortbewertung nach ISO 2631 als MATLAB-Code ist im Anhang in Abschnitt A.1 dargestellt.

---

<sup>85</sup>Enders, Burkhard et al. 2019, S. 886.



## 4 Entwicklung eines Referenzreglers

Teil der Aufgabenstellung dieser Arbeit ist der Entwurf eines vereinfachten Fahrwerkreglers für semi-aktive Fahrwerke (im Folgenden „Referenzregler“ genannt), anhand dessen Simulationen durchgeführt werden. In diesem Kapitel wird dieser Referenzregler entworfen. Dafür wird in Abschnitt 4.1 ein Überblick über die meist verwendeten Regelstrategien aus der Literatur gegeben. Anschließend wird in Abschnitt 4.2 eine Regelstrategie ausgewählt und anhand dieser der Referenzregler entworfen. In Abschnitt 4.3 wird der Referenzregler validiert. Abschließend werden in Abschnitt 4.4 die Limitierungen des Referenzreglers diskutiert.

### 4.1 Regelstrategien semi-aktiver Fahrwerke in der Literatur

In diesem Abschnitt wird eine Übersicht über Regelstrategien für semi-aktive Fahrwerke aus der Literatur gegeben. Skyhook-, Groundhook-, Sliding Mode Control-, Fuzzy- und linear-quadratische Regelstrategien sind die am weitesten verbreiteten Regelstrategien<sup>1</sup> und werden in diesem Abschnitt genauer betrachtet.

#### 4.1.1 Skyhook

Die Skyhook-Regelstrategie für semi-aktive Fahrwerke ist weit verbreitet, da sie einfach zu implementieren ist.<sup>2</sup> Sie basiert auf dem Ansatz, dass der Aufbau mit einem Dämpfer an eine Referenzebene (Himmel=„Sky“) angebunden ist. Bei einer idealen Skyhook-Konfiguration ist ein Dämpfer zwischen dem Aufbau und der Referenzebene eingebaut und zwischen Aufbau und Achse existiert keine Dämpfung. In der Realität existiert eine Dämpfung  $k_2$  zwischen dem Aufbau und der Achse.<sup>3</sup>

Die ideale Skyhook-Konfiguration ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Zwischen der Straße und der Achse  $m_1$  befindet sich das Rad mit einer Federsteifigkeit  $c_1$ . Die Aufbaumasse  $m_1$  ist mit der Aufbaufeder mit Federsteifigkeit  $c_2$  mit der Achse verbunden. Die Aufbaumasse wird von dem Skyhook-Dämpfer mit Dämpfung  $k_{sky}$  gegen die Referenzebene gedämpft.

In der Realität ist es nicht möglich einen Dämpfer mit einer Referenzebene zu verbinden. Stattdessen muss der vorhandene Aufbaudämpfer zwischen Aufbau und Achse die gleiche Kraft aufbringen wie der Skyhook-Dämpfer<sup>5</sup>

$$F_{sky} = k_{sky}\dot{x}_2 = k_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2). \quad (4.1)$$

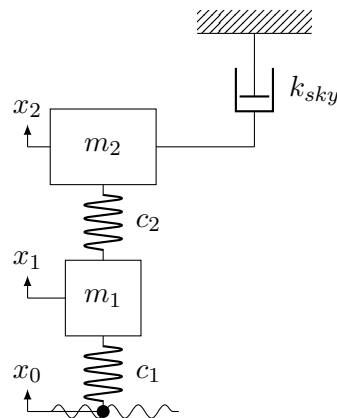
<sup>1</sup>Kashem, Nagarajah et al. 2018, S. 9.

<sup>2</sup>Kashem, Nagarajah et al. 2018, S. 22.

<sup>3</sup>Grove Thomsen und True 2010, S. 31.

<sup>4</sup>nach Mulla, Jalwadi et al. 2014, S. 266.

<sup>5</sup>Ersoy und Gies 2017, S. 757.

Abbildung 4.1: Ideale Skyhook-Konfiguration<sup>4</sup>

Dies kann erreicht werden, indem die Dämpfungsferrate  $k_2$  des realen Dämpfers zwischen  $m_1$  und  $m_2$  geregelt wird. Aus Gleichung 4.1 folgt für den Sollwert der Dämpfungsferrate<sup>6</sup>

$$k_2 = k_{sky} \frac{\dot{x}_2}{\dot{x}_1 - \dot{x}_2}. \quad (4.2)$$

Die Kraft, die der Aufbaudämpfer aufbringen muss, und dementsprechend die Dämpfungsferrate hängt von der Bewegung des Aufbaus und der Achse ab. Aus Gleichung 4.2 folgt das Kennfeld in Abbildung 4.2. In den mit „weich“ gekennzeichneten Bereichen wäre die Dämpfungsferrate laut Gleichung 4.2 negativ. Da ein realer Dämpfer keine negative Dämpfungsferrate haben kann und aufgrund von Reibung immer eine Dämpfungsferrate größer null haben wird, ist eine ideale Skyhook-Regelstrategie nicht möglich.<sup>7</sup>

Der Vorteil der Skyhook-Regelstrategie ist die optimale Dämpfung des Aufbaus gegen die Anregungen durch Bodenunebenheiten. Der Nachteil der idealen Skyhook-Regelstrategie ist, dass  $k_2$  konzeptbedingt so geregelt wird, dass keine Dämpfung zwischen der Achse und dem Aufbau vorhanden ist, was zu größeren Amplituden der Achse führt.<sup>9</sup> Dies reduziert den Fahrbahnkontakt der Räder und verringert die Fahrsicherheit.<sup>10</sup> In der Praxis wird darum eine ausreichende Raddämpfung benötigt.<sup>11</sup>

<sup>6</sup>Ersoy und Gies 2017, S. 757.

<sup>7</sup>Kashem, Nagarajah et al. 2018, S. 15.

<sup>8</sup>Ersoy und Gies 2017, S. 758.

<sup>9</sup>Grove Thomsen und True 2010, S. 30.

<sup>10</sup>Ersoy und Gies 2017, S. 758.

<sup>11</sup>Ersoy und Gies 2017, S. 758.



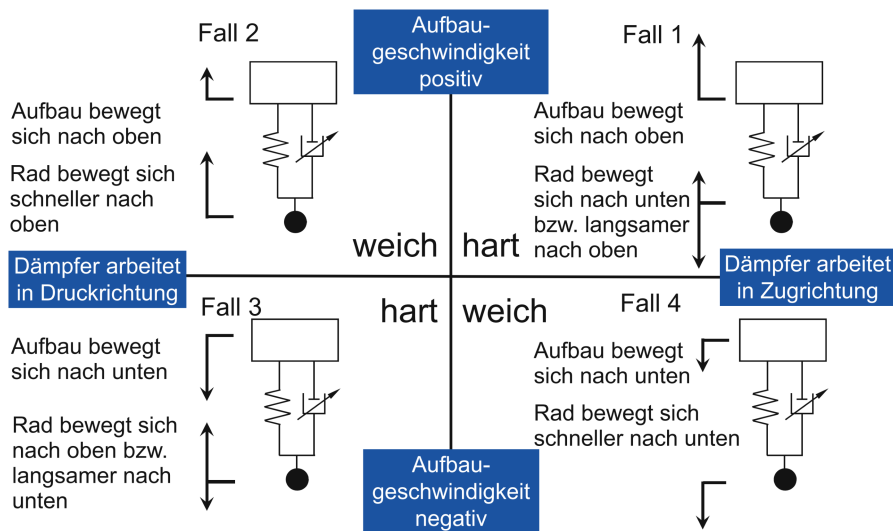


Abbildung 4.2: Skyhook-Strategie für semi-aktive Fahrwerke<sup>8</sup>

### 4.1.2 Groundhook

Ziel der Groundhook-Regelstrategie ist die Reduzierung der Bewegung der Achse.<sup>12</sup> Bei der idealen Groundhook-Konfiguration wird ein Dämpfer zwischen der Achse und einer Referenzebene (Boden=„Ground“) eingebunden. Eine ideale Groundhook-Konfiguration ist in Abbildung 4.3 dargestellt.  $k_{grd}$  ist die Dämpferrate des Groundhook-Dämpfers.

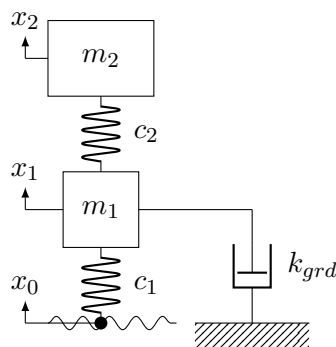


Abbildung 4.3: Ideale Groundhook-Konfiguration<sup>13</sup>

<sup>12</sup>Grove Thomsen und True 2010, S. 30.

<sup>13</sup>nach Mulla, Jalwadi et al. 2014, S. 267.

Analog zu der Skyhook-Regelstrategie muss bei der Groundhook-Regelstrategie der Aufbaudämpfer die gleiche Kraft aufbringen wie der Groundhook-Dämpfer<sup>14</sup>

$$F_{grd} = k_{grd}(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) = k_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2), \quad (4.3)$$

$$k_2 = k_{grd} \frac{\dot{x}_1 - \dot{x}_0}{\dot{x}_1 - \dot{x}_2}. \quad (4.4)$$

Durch die Groundhook-Regelstrategie ist die Achse optimal gedämpft. Die Aufbaumasse ist bei einer idealen Groundhook-Regelstrategie ungedämpft.<sup>15</sup>

### 4.1.3 Hybride Regelstrategie

Die Hybride Regelstrategie vereint die Vorteile der Skyhook- und der Groundhook-Regelstrategie<sup>16</sup> und ist ein guter Kompromiss zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit.<sup>17</sup> Eine ideale Hybrid-Konfiguration ist in Abbildung 4.4 dargestellt.

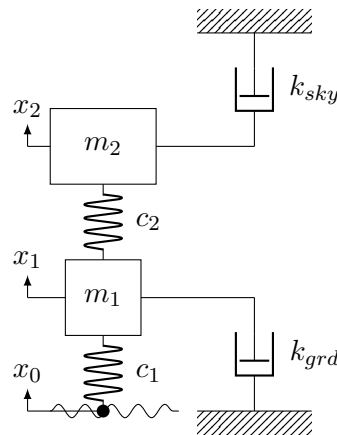


Abbildung 4.4: Ideale Hybrid-Konfiguration<sup>18</sup>

Für die Hybride Regelstrategie werden die Sollkräfte aus der Skyhook- und der Groundhook-Regelstrategie im Verhältnis  $\alpha$  kombiniert<sup>19</sup>

$$\begin{aligned} F &= \alpha F_{sky} + (1 - \alpha) F_{grd} \\ &= \alpha k_{sky} \dot{x}_2 + (1 - \alpha) k_{grd} (\dot{x}_1 - \dot{x}_0). \end{aligned} \quad (4.5)$$

<sup>14</sup> Ersoy und Gies 2017, S. 814.

<sup>15</sup> Grove Thomsen und True 2010, S. 30.

<sup>16</sup> Grove Thomsen und True 2010, S. 30.

<sup>17</sup> Faris, BenLahcene et al. 2012, S. 193.

<sup>18</sup> nach Mulla, Jalwadi et al. 2014, S. 267.

<sup>19</sup> Grove Thomsen und True 2010, S. 30.

#### 4.1.4 Linear Quadratic Regulator

Die linear-quadratische Regelung (im Englischen: Linear Quadratic Regulator (LQR)) gehört zu den optimalen Regelungen, bei der ein Regler derart entworfen wird, dass ein Gütefunktional minimal wird.<sup>20</sup> Für ein nicht-lineares System

$$\dot{\boldsymbol{x}} = \boldsymbol{A}\boldsymbol{x} + \boldsymbol{G}(\boldsymbol{x}) + \boldsymbol{B}\boldsymbol{u} \quad (4.6)$$

ergibt sich die Stellgröße

$$\boldsymbol{u} = [-\boldsymbol{R}^{-1}\boldsymbol{B}^T\boldsymbol{P}]\boldsymbol{x}, \quad (4.7)$$

die optimal ist, um ein System von seinem Ausgangszustand in den finalen Zustand  $\boldsymbol{x} = 0$  zu überführen.<sup>21,22</sup> Dick gedruckte Buchstaben stehen für Vektoren und Großbuchstaben für Matrizen. Die Matrix  $\boldsymbol{P}$  muss die Matrix-Ricatti-Gleichung erfüllen<sup>23</sup>

$$\boldsymbol{A}^T + \boldsymbol{P}\boldsymbol{A} - \boldsymbol{P}\boldsymbol{B}\boldsymbol{R}^{-1}\boldsymbol{B}^T\boldsymbol{P} + \boldsymbol{Q} = 0. \quad (4.8)$$

Die Wichtungsmatrizen  $\boldsymbol{Q}$  und  $\boldsymbol{R}$  werden vor dem Entwurf des Reglers aus den Güteanforderungen an den geschlossenen Regelkreis festgelegt und können nach Optimierung des Reglers iterativ angepasst werden.<sup>24</sup>

Bei einem Fahrzeug mit Verstelldämpfung kann der LQR genutzt werden, um die durch die Aufbaubeschleunigungen zu minimieren. Die Aufbaubeschleunigungen sind die Systemzustände  $\boldsymbol{x}$ . Der LQR versucht das Fahrzeug durch die Ventilströme der Verstelldämpfer (Steuergrößen  $\boldsymbol{u}$ ) in einen Zustand ohne Beschleunigungen  $\boldsymbol{x} = 0$  zu überführen.

---

<sup>20</sup>Lunze 2020b, S. 294.

<sup>21</sup>Nagarkar, Bhalerao et al. 2018, S. 423.

<sup>22</sup>Lunze 2020b, S. 306.

<sup>23</sup>Sam, Ghani et al. 2000, S. 442.

<sup>24</sup>Lunze 2020b, S. 316.

### 4.1.5 Sliding Mode Control

Die Sliding Mode Control (SMC)-Regelstrategie (im Deutschen: Gleitregimeregung) eignet sich für komplexe nicht-lineare Systeme, da sie schnell reagiert und unempfindlich gegenüber Störungen oder Änderungen am System ist.<sup>25</sup> Ihr Einsatzgebiet umfasst unter anderem Flugzeuge, Elektromotoren, Fahrwerke und Roboterarme.<sup>26</sup>

Die SMC-Regelstrategie basiert auf dem Ansatz, dass die Stellgrößen  $u$  des Reglers von den Zustandsgrößen  $x$  und einer Gleitebene (im Englischen: „Switching Surface“ oder „Sliding Surface“)  $s(x, \dot{x}, \dots)$  abhängen<sup>27</sup>

$$u = |f(x, \dot{x}, \dots)| \operatorname{sgn}(s(x, \dot{x}, \dots)). \quad (4.9)$$

Die Gleitebene besteht aus mehreren Schaltfunktionen  $s = \bigcap_i s_i$ , die so gewählt werden, dass das System auf der Gleitebene, wenn  $s(x, \dot{x}, \dots) = 0$ , die gewünschten Eigenschaften, wie zum Beispiel Stabilität, hat.<sup>28</sup>

Abbildung 4.5 zeigt das Verhalten der SMC-Regelstrategie anhand eines Beispiels. Es ist zu sehen, dass sich der Systemzustand der Gleitebene annähert und bei Erreichen dieser an ihr entlang gleitet. Für Fahrwerkregelungen könnten die einzelnen Schaltfunktionen  $s_i$  beispielsweise Grenzwerte für Beschleunigungen oder Geschwindigkeiten sein.

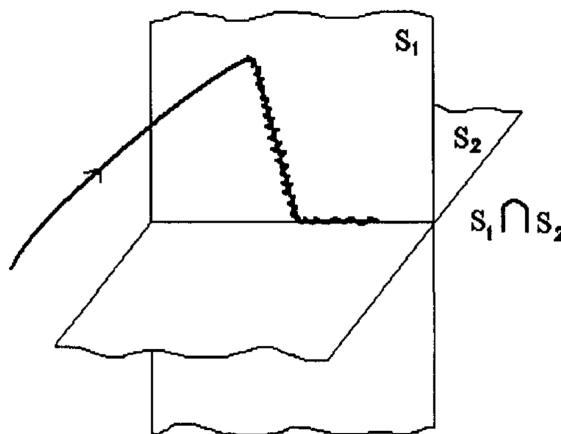


Abbildung 4.5: Beispiel für eine Regelung mit der SMC-Regelstrategie<sup>29</sup>

<sup>25</sup>Chen, He et al. 2021, S. 565.

<sup>26</sup>Kashem, Nagarajah et al. 2018, S. 12.

<sup>27</sup>Fossard und Floquet 2002, S. 21.

<sup>28</sup>Utkin, Guldner et al. 2002, S. 452 f.

<sup>29</sup>Fossard und Floquet 2002, S. 30.

### 4.1.6 Fuzzy

Die Fuzzy-Regelstrategie ist eine sprach-basierte Strategie, mit der die Stellgröße auf Basis von Fachwissen synthetisiert wird. Das Fachwissen ist in Form von Wenn-Dann-Regeln hinterlegt.<sup>30</sup> Kurczyk und Pawełczyk benutzen einen Fuzzy-Regler mit den Begriffen „Negative“, „Zero“ und „Positive“ (N, Z, P), um ein 7-Freiheitsgrade (im Englischen: Degrees of Freedom) (DOF)-Fahrzeugmodell mit semi-aktivem Fahrwerk zu regeln. Anhand des Werts (N (<0), Z (=0), P (>0)) der Eingangsgrößen

$$z_{i1} = (\dot{x}_{i2} - \dot{x}_{i1}) \quad (4.10)$$

$$z_{i2} = \dot{x}_{i2} \quad (4.11)$$

$$z_3 = \ddot{x}_{COG} \quad (4.12)$$

werden mit Tabelle 4.1 die Werte der Steuerspannungen  $V$  für die Verstelldämpfer bestimmt.  $x_{i2}$  ist die Geschwindigkeit der Achse und  $x_{i1}$  die Geschwindigkeit des Aufbaus an der Ecke  $i$  des Fahrzeugs.  $\ddot{x}_{COG}$  ist die Beschleunigung am Schwerpunkt (im Englischen: Center Of Gravity) (COG). Die Steuerspannungen  $V1...V5$  entsprechen dem maximalen Spannungsbereich  $[V_{min}...V_{max}]$ , in dem die Verstelldämpfer gesteuert werden können.<sup>31</sup>

Tabelle 4.1: Fuzzy-Regeln for ein Regler eines semi-aktiven Fahrwerks<sup>32</sup>

$z_{i3}$	N			Z			P		
$z_{i1} \downarrow \setminus z_{i2} \rightarrow$	N	Z	P	N	Z	P	N	Z	P
N	V5	V4	V2	V4	V1	V1	V3	V1	V1
Z	V1	V1	V1	V1	V1	V1	V1	V1	V1
P	V1	V1	V3	V1	V1	V4	V2	V4	V5

Um eine stetige Ausgangsspannung zu erhalten, wird diese durch Fuzzy-Interferenz mithilfe der Ergebnisse aus Tabelle 4.1 und Gewichtungen aus Zugehörigkeitsfunktionen berechnet.<sup>33</sup>

<sup>30</sup>Kurczyk und Pawełczyk 2013, S. 220.

<sup>31</sup>Kurczyk und Pawełczyk 2013, S. 220.

<sup>32</sup>nach Kurczyk und Pawełczyk 2013, S. 220.

<sup>33</sup>Kurczyk und Pawełczyk 2013, S. 220 f.

#### 4.1.7 weitere Regelstrategien

Neben den oben genannten gibt es noch weitere Regelstrategien in der Literatur, auf die in dieser Arbeit nicht weiter eingegangen wird. Weitere Regelstrategien sind unter anderem:<sup>34,35,36,37</sup>

- Linear Quadratic Gaussian (LQG)-Regler,
- PID-Regler,
- $H_\infty$ -Strategie,
- Neural Network Control,
- Model Predictive Control,
- Schwellwert-Strategie, und
- Linear Parameter-Varying Control

---

<sup>34</sup>Kashem, Nagarajah et al. 2018, S. 3.

<sup>35</sup>Kashem, Nagarajah et al. 2018, S. 9.

<sup>36</sup>Díaz-Choque, Félix-Herrán et al. 2021, S. 2.

<sup>37</sup>Ersoy und Gies 2017, S. 757.

## 4.2 Entwurf des Referenzreglers

Beim Entwurf und der Optimierung eines Reglers sind die folgenden Schritte durchzuführen:<sup>38</sup>

1. Auswahl der Regelstrategie (Skyhook, Fuzzy, PID, etc.)
2. Bestimmung der strukturellen Fahrzeugparameter (Masse, Trägheiten, Geometrie, etc.)
3. Bestimmung der dynamischen Eigenschaften (Dämpferkennlinien, mechanische Übersetzungen, etc.)
4. Erstellen eines mathematischen Modells
5. Anpassen der Parameter an ein reales Fahrzeug
6. Übertragen des Modells in Software
7. Ergebnisse auswerten

Diese Schritte dienen im Folgenden als Orientierung zum Entwurf des Referenzreglers.

### 4.2.1 Auswahl einer Regelstrategie

Die Groundhook- und hybride Regelstrategie können nicht umgesetzt werden, da sie die Messung der vertikalen Bewegung des Reifen-Fahrbahnkontakts voraussetzen. In dieser Arbeit besteht keine Möglichkeit, diese bereitzustellen.

Für die LQR- und SMC-Regelstrategie werden Zustandsraumdarstellungen des Fahrzeugmodells benötigt. Da das verwendete Fahrzeugmodell zu komplex ist, würde eine Formulierung der Zustandsraumdarstellung den zeitlichen Rahmen dieser Arbeit sprengen. Aus diesem Grund können die LQR- und SMC-Regelstrategie nicht umgesetzt werden.

Eine Umsetzung der Fuzzy-Regelstrategie wäre in dieser Arbeit möglich, ist aber im Vergleich zu der Skyhook-Regelstrategie aufwändiger, da nicht nur die Fuzzy-Regeln erstellt werden müssen, sondern auch passende Zugehörigkeitsfunktionen ausgewählt werden müssen.

Für diese Arbeit wird die Skyhook-Regelstrategie ausgewählt, da sie, wie in Abschnitt 4.1.1 beschrieben, den Aufbau optimal dämpft und somit gute Komfortkennwerte verspricht, weit verbreitet und einfach zu implementieren ist.

Der in Abschnitt 5.1 beschriebenen Fahrzeugbus überträgt keine Information zu der Bewegung der Achse, da in dem realen Fahrzeug, nach dem das verwendete Fahrzeugmodell modelliert ist, keine entsprechenden Sensoren verbaut sind. Um die Skyhook-Regelstrategie trotzdem umsetzen zu können, kann die in Gleichung

---

<sup>38</sup>Díaz-Choque, Félix-Herrán et al. 2021, S. 3.

4.1 enthaltene Relativgeschwindigkeit zwischen Aufbau und Achse geschätzt werden. Dieser Schätzer nach Song<sup>39</sup> wird in dieser Arbeit implementiert und getestet, liefert allerdings schlechtere Ergebnisse als eine vereinfachte Skyhook-Regelstrategie ohne Schätzung der Relativgeschwindigkeit. Aus diesem Grund wird der Schätzer verworfen. Die Implementierung des Schätzers in die Skyhook-Regelstrategie und die Ergebnisse sind im Anhang in Abschnitt A.2 enthalten. Für die weitere Arbeit wird eine vereinfachte Skyhook-Regelstrategie auf Basis der Aufbaubeschleunigungen ohne Berücksichtigung der Relativgeschwindigkeit verwendet, die in Abschnitt 4.2.3 beschrieben ist.

#### 4.2.2 Bestimmung der strukturellen Parameter und dynamischen Eigenschaften

Strukturelle Parameter oder dynamische Eigenschaften des Fahrzeugs haben keinen Einfluss auf den Entwurf der Skyhook-Regelstrategie und müssen darum nicht bestimmt werden.

#### 4.2.3 Erstellung eines mathematischen Modells

Das mathematische Modell eines Skyhook-Reglers ist durch Gleichung 4.2 beschrieben. Da die Relativgeschwindigkeit zwischen dem Aufbau und der Achse unbekannt ist, wird in dieser Arbeit eine vereinfachte Skyhook-Regelstrategie verwendet, in der die Dämpfungsberechnung durch

$$k_{sky} = G\dot{x}_2. \quad (4.13)$$

$G$  ist ein Verstärkungsfaktor. Diese Regelstrategie wird für jedes Rad einzeln implementiert. An jedem Rad wird die vertikale Beschleunigung des Aufbaus gemessen und mit dieser die Ströme für den jeweiligen CDC-Dämpfer berechnet. In den folgenden Abschnitten wird gezeigt, dass mit dieser vereinfachten Skyhook-Regelstrategie ein gutes Aufbauverhalten erreicht werden kann.

#### Implementierung des mathematischen Modells in Simulink

In Abbildung 4.6 ist die Implementierung des gesamten Referenzreglers in Simulink dargestellt. Die Eingangsgrößen sind die vertikalen Aufbaubeschleunigungen an den Federbeindomen des Fahrzeugs. Die Beschleunigungen kommen aus der Mehrkörpersimulation des Fahrzeugmodells. Die Schnittstelle zu der Mehrkörpersimulation ist in Abschnitt 5.1 beschrieben. Die Ausgangsgrößen sind die acht Ströme für die CDC-Dämpfer (je Zug und Druck pro Dämpfer).

Aus den Aufbaubeschleunigungen werden in dem Subsystem „Daempfungsvorgabe“ mit der vereinfachten Skyhook-Regelstrategie die Dämpfungsberechnungen an dem jeweiligen Rad errechnet. Die radindividuellen

<sup>39</sup>Song 2009.



Dämpferraten-Vorgaben werden anschließend in dem Subsystem „Zug\_Druck\_Trennung“ in die Zug- und Druckstufe aufgeteilt und in dem Subsystem „Daempfung\_2\_Strom“ in die Ströme für die Ventile der CDC-Dämpfer umgerechnet.

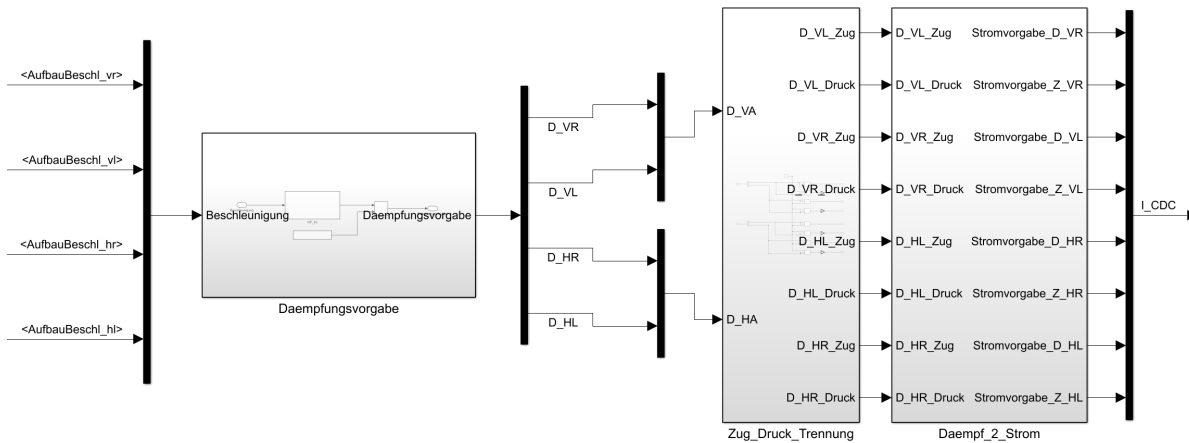


Abbildung 4.6: Implementierung des Reglers in Simulink

Abbildung 4.7 zeigt die Implementierung der vereinfachten Skyhook-Regelstrategie in dem Subsystem „Daempfungsvorgabe“ in Simulink. Für jedes Rad wird die Aufbaubeschleunigung mit einem Hochpass-Integrator (Subsystem „HP\_Int“) gefiltert und zu der Aufbaugeschwindigkeit integriert. Durch die Multiplikation der Aufbaugeschwindigkeit mit einem konstanten Verstärkungsfaktor  $G$  wird die Dämpferrate-Vorgabe berechnet.

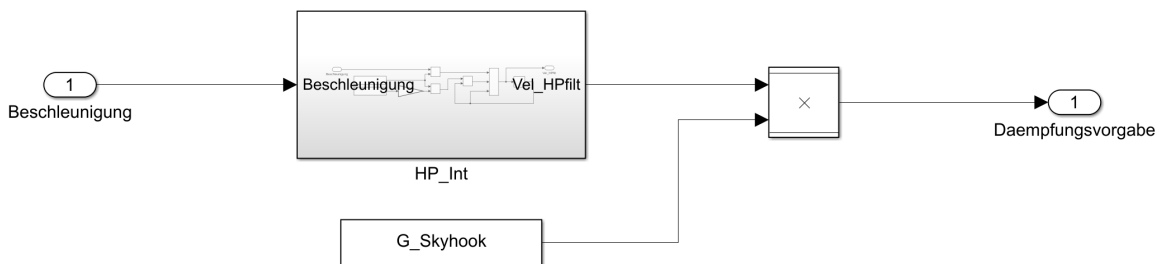


Abbildung 4.7: Implementierung der Skyhook-Regelstrategie in Simulink

In dem Hochpass-Integrator werden Beschleunigungsanteile mit tiefen Frequenzen herausgefiltert, damit nicht über konstante Beschleunigungen integriert wird. Die gefilterten Aufbaubeschleunigungen werden zu der Aufbaugeschwindigkeit aufintegriert. Die Übertragungsfunktion des Hochpass-Integrators ergibt sich durch die Faltung eines Hochpasses mit einem Integrator zu

$$H(s) = \frac{s}{s + 2\pi f_c} \frac{1}{s} = \frac{1}{s + 2\pi f_c}. \tag{4.14}$$

Als Grenzfrequenz des Hochpassfilters wird  $f_c = 0,5$  Hz gewählt, da dies der unteren Grenze des in ISO 2631 berücksichtigten Frequenzbereichs für vertikale Beschleunigungen entspricht,<sup>40</sup> wodurch alle für den Fahrkomfort relevanten Frequenzen gedämpft werden. Aus der Übertragungsfunktion ergibt sich unter Anwendung des Expliziten Euler-Verfahrens die zeitdiskrete Zustandsraumdarstellung des Hochpass-Integrators zu

$$v[n + 1] = (1 - 2\pi f_c T_s)v[n] + T_s a[n]. \quad (4.15)$$

$T_s$  ist die Dauer des Abtastschritts,  $v$  die Geschwindigkeit,  $a$  die Beschleunigung, und  $n$  der diskrete Zeitpunkt. Die Implementierung des Hochpass-Integrators nach Gleichung 4.15 ist in Abbildung 4.8 dargestellt.

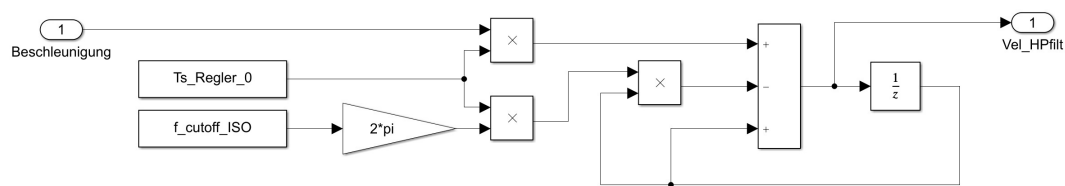


Abbildung 4.8: Implementierung des Hochpass-Integrators in Simulink

Um die Zug- und Druckstufen der CDC-Dämpfer getrennt anzusteuern, werden in dem Subsystem „Zug\_Druck\_Trennung“ die Dämpferraten auf die Stufen aufgetrennt. Durch Gleichung 4.13 haben die Aufbaugeschwindigkeit und die Dämpferrate-Vorgabe das gleiche Vorzeichen. Die Dämpferrate kann darum analog zu der Aufbaugeschwindigkeit verwendet werden, um zwischen Zug- und Druckstufe umzuschalten. Es wird angenommen, dass bei einer positiven Aufbaugeschwindigkeit der Dämpfer in der Zugstufe ist.

Abbildung 4.9 zeigt die Implementierung der Zug-Druck-Trennung für die Vorderachse (VA). Ist der Wert der radindividuellen Dämpferrate-Vorgabe größer gleich Null, wird die Dämpferrate der jeweiligen Zugstufe auf den Wert gesetzt und die Dämpferrate der Druckstufe auf Null gesetzt. Ist der Wert der Dämpferrate-Vorgabe kleiner Null, wird die Dämpferrate der Zugstufe auf Null gesetzt und die Dämpferrate der Druckstufe auf den mit  $-1$  multiplizierten Wert der Dämpferrate-Vorgabe. Die Zug-Druck-Trennung für die Hinterachse (HA) funktioniert äquivalent dazu.

Die Trennung zwischen Zug- und Druckstufe auf Basis der Aufbaugeschwindigkeit ist eine Vereinfachung unter der Annahme, dass die Achsgeschwindigkeit nicht in die gleiche Richtung wie die Aufbaugeschwindigkeit zeigt, wenn sie einen größeren Betrag hat. Um eine Zug-Druck-Trennung für den Fall einer größeren Achsgeschwindigkeit umsetzen zu können, werden Informationen über die Radbewegung benötigt, die in diesem Fall nicht vorliegen.

<sup>40</sup>ISO 2631-1:1997-07-15 1997, S. 1.

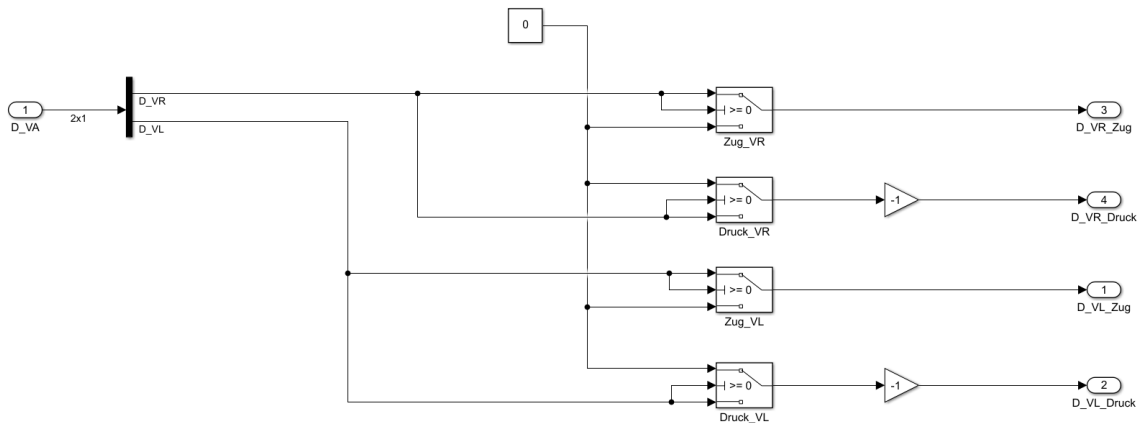


Abbildung 4.9: Implementierung der Zug-Druck-Trennung in Simulink für die VA

#### 4.2.4 Anpassen der Parameter an ein reales Fahrzeug

Wie in Abschnitt 4.2.2 beschrieben, haben die Parameter des Fahrzeugs keinen Einfluss auf den Entwurf des Referenzreglers. Der einzige Parameter, der angepasst werden muss, ist der Verstärkungsfaktor  $G$ . Der Verstärkungsfaktor wird durch den Vergleich der Beschleunigungsamplituden, Komfortkennwerte und Verteilung der Stromstärken für verschiedene Verstärkungsfaktoren bestimmt.

##### Vergleich der Beschleunigungsamplituden

Zur Auswahl eines Verstärkungsfaktors wird unter anderem die frequenzabhängige Amplitude der Beschleunigungen am Fahrersitz für alle Lastfälle aus Tabelle 5.1 betrachtet. Die Lastfälle bilden verschiedene Fahrbahnanregungen nach. Lastfälle 1 bis 8 sind real vorhandenen, öffentlichen Straßen nachgebildet. Lastfälle 9 bis 11 sind speziell zur Fahrzeugerprobung gebauten Strecken nachgebildet. Das Ziel der Vergleiche ist, die Auswirkung des Verstärkungsfaktors auf die Beschleunigungen am Fahrersitz zu untersuchen. In Abbildung 4.10 sind die Amplituden der Fahrersitzbeschleunigungen dargestellt. Für den Referenzregler werden die Verstärkungsfaktoren 2, 2,5 und 3 getestet. Außerhalb des Aufbaueigenfrequenzbereichs hat der Verstärkungsfaktor einen geringen Einfluss. Im Aufbaueigenfrequenzbereich nehmen die Beschleunigungsamplituden mit zunehmendem Verstärkungsfaktor ab.

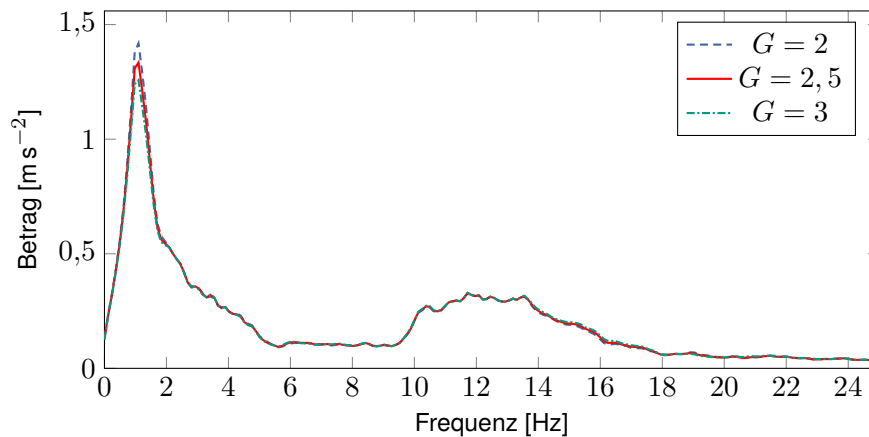


Abbildung 4.10: Vergleich der Fahrersitz-Beschleunigungsamplituden für Lastfall 5

### Vergleich der Komfortkennwerte

In Tabelle 4.2 sind die Komfortkennwerte für den Referenzregler mit den Verstärkungsfaktoren 2, 2,5 und 3 für alle Lastfälle gelistet. Für den Verstärkungsfaktor 2 sind die Komfortkennwerte für jeden Lastfall am schlechtesten. Je nach Lastfall hat der Referenzregler mit dem Verstärkungsfaktor 2,5 oder 3 die besten Komfortkennwerte.

Tabelle 4.2: Vergleich der RMS-Komfortkennwerte für verschiedene Verstärkungsfaktoren

Lastfall	$G = 2$ [ $\text{m s}^{-2}$ ]	$G = 2,5$ [ $\text{m s}^{-2}$ ]	$G = 3$ [ $\text{m s}^{-2}$ ]
1	1,354	1,348	1,349
2	1,544	1,537	1,540
3	1,678	1,656	1,665
4	0,696	0,686	0,677
5*	1,013 / 3,157	0,995 / 3,080	0,983 / 3,010
6	1,362	1,139	1,288
7	1,313	1,272	1,246
8	1,019	1,006	0,996
9	1,558	1,523	1,503
10	0,806	0,803	0,801
11	0,814	0,811	0,808

\*Für Lastfall 5 Komfortkennwerte nach ISO 2631: RMS / MTVV

### Vergleich der Stromstärken-Verteilung

Neben den Beschleunigungsamplituden und den Komfortkennwerten, wird auch die Verteilung der Stromstärken, die der Referenzregler berechnet, betrachtet. Über alle Lastfälle hinweg wird die Häufigkeit der absoluten Stromstärke zu jedem Rechenschritt und die Häufigkeit von Maximalwerten in jedem Stromstärke-Bereich

gezählt. Ziel ist es, das gesamte Spektrum an Stromstärken abzudecken, damit der stromstärkeabhängige Einfluss der Strom- und Ventildynamik (siehe Kapitel 5.3) möglichst umfangreich betrachtet werden kann.

In Abbildung 4.11 ist die Häufigkeit der Stromstärken in 50 mA-Schritten dargestellt. Datenpunkte, an denen die Stromstärke 0 mA beträgt, werden entfernt. Mit zunehmendem Verstärkungsfaktor nimmt die Häufigkeit von Stromstärken über 0,5 A zu. Die Stromstärke 1,5 A tritt häufiger auf als die darunter liegenden Werte, da in dem Subsystem „Daempfung\_2\_Strom“ Stromstärken oberhalb von 1,5 A auf diesen Wert limitiert werden, um die Spulen der CDC-Dämpfer zu schützen.

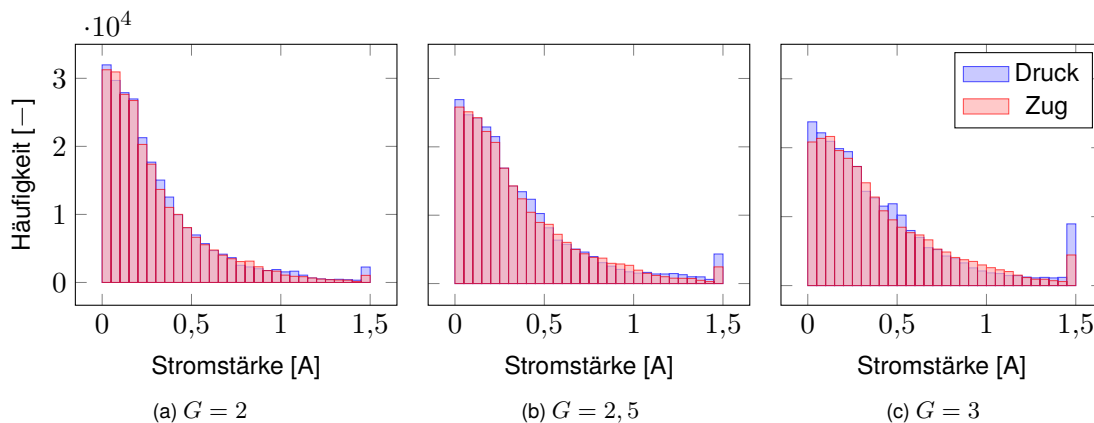


Abbildung 4.11: Verteilung der Stromstärken am Dämpfer Hinten Links

Aus Abbildung 4.11 geht erstens hervor, dass mit einem steigendem Verstärkungsfaktor die Häufigkeit höherer Ströme zunimmt und somit besser das gesamte Spektrum an Stromstärken abdeckt wird. Demnach sollte der Verstärkungsfaktor möglichst hoch sein. Zweitens geht aus den Abbildungen hervor, dass mit steigendem Verstärkungsfaktor die Häufigkeit von Datenpunkten mit Stromstärke 1,5 A überproportional zunimmt, da der Referenzregler öfter Ströme oberhalb der maximalen Stromstärke vorgibt, die die Spulen der CDC-Dämpfer aushalten. Demnach sollte der Verstärkungsfaktor möglichst gering sein.

### Auswahl des Verstärkungsfaktors

Der Vergleich der Beschleunigungsamplituden zeigt, dass mit zunehmendem Verstärkungsfaktor die Beschleunigungsamplituden im Aufbaueigenfrequenzbereich abnehmen, weshalb der Verstärkungsfaktor möglichst hoch sein sollte. Aus dem Vergleich der Komfortkennwerte folgt, dass der Verstärkungsfaktor größer als  $G = 2$  sein sollte. Ob  $G = 2,5$  oder  $G = 3$  der bessere Wert ist, folgt aus dem Vergleich der Komfortkennwerte nicht. Der Vergleich der Stromverteilungen zeigt, dass der Verstärkungsfaktor einerseits möglichst groß sein soll, andererseits möglichst klein.

Für diese Arbeit wird der Verstärkungsfaktor  $G = 2,5$  gewählt, da dieser Wert möglichst groß ist, ohne dass die Häufigkeit von Datenpunkten mit der Stromstärke 1,5 A zu sehr überhöht ist.

### 4.3 Validierung des Referenzreglers

Ziel einer CDC-Dämpfung ist es, den Konflikt zwischen einer harten und einer weichen Aufbaudämpfung zu umgehen. Abbildung 4.12 vergleicht die Aufbaubeschleunigungen eines Fahrwerks mit weichem Dämpfer und mit denen eines Fahrwerks mit hartem Dämpfer. Im Bereich der Achseigenfrequenz (rechte gestrichelte Linien) ist kein Unterschied zu erkennen. Im Bereich der Aufbaueigenfrequenz (linke gestrichelte Linie) reduziert ein harter Dämpfer die Aufbaubeschleunigungen gegenüber einem weichen Dämpfer. Zwischen den Eigenfrequenzen führt ein harter Dämpfer zu höheren Aufbaubeschleunigungen.

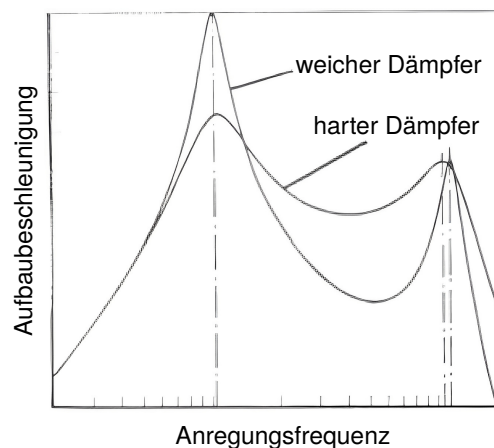


Abbildung 4.12: Aufbaubeschleunigungen für verschiedene Stoßdämpferkennlinien<sup>41</sup>

Mit einer optimalen CDC-Dämpfung können die Aufbaubeschleunigungen im Bereich der Aufbaueigenfrequenz auf das Maß der Aufbaubeschleunigungen mit hartem Dämpfer reduziert werden, ohne dass die Aufbaubeschleunigungen zwischen den Eigenfrequenzen gegenüber denen mit weichem Dämpfer zunehmen.<sup>42</sup>

Um den in Abschnitt 4.2 entworfenen Referenzregler zu validieren, wird untersucht, ob er die im vorherigen Absatz beschriebenen Voraussetzungen erfüllt. Dazu werden die Aufbaubeschleunigungen eines simulierten Fahrzeugs mit dem Referenzregler mit denen eines simulierten Fahrzeugs mit weichen beziehungsweise harten Dämpfern verglichen. Die Vergleiche werden für alle in Tabelle 5.1 aufgeführten Lastfälle durchgeführt.

In Abbildung 4.13 sind die Beschleunigungsamplituden am Fahrersitz über der Frequenz dargestellt. Im Bereich außerhalb der Aufbaueigenfrequenz sind die Beschleunigungsamplituden um weniger als  $0,1 \text{ m s}^{-2}$  größer als die Beschleunigungsamplituden einer weichen Dämpfung. Im Bereich der Aufbaueigenfrequenz werden die Beschleunigungsamplituden durch den Referenzregler gegenüber einer weichen Dämpfung reduziert.

Der in diesem Kapitel entworfene Referenzregler für CDC-Dämpfer kann die Beschleunigungsamplituden im Bereich der Aufbaueigenfrequenz nicht auf das Maß eines Fahrwerks mit harten Dämpfern reduzieren und ist

<sup>41</sup>Wallentowitz 1988-1995, S. 152.

<sup>42</sup>Ersoy und Gies 2017, S. 809.

somit kein optimaler Regler. Dies ist das Resultat unbekannter Zustände des Fahrzeugs und des Fahrwerks, wie beispielsweise der Relativgeschwindigkeit zwischen Aufbau und Achse. In dieser Arbeit kann der Referenzregler als gut genug angesehen werden, da er eine Reduzierung der Beschleunigungsamplituden gegenüber einem Fahrwerk mit weichen Dämpfern ermöglicht, ohne außerhalb der Aufbaueigenfrequenz zu einer Überhöhung der Beschleunigungen zu führen.

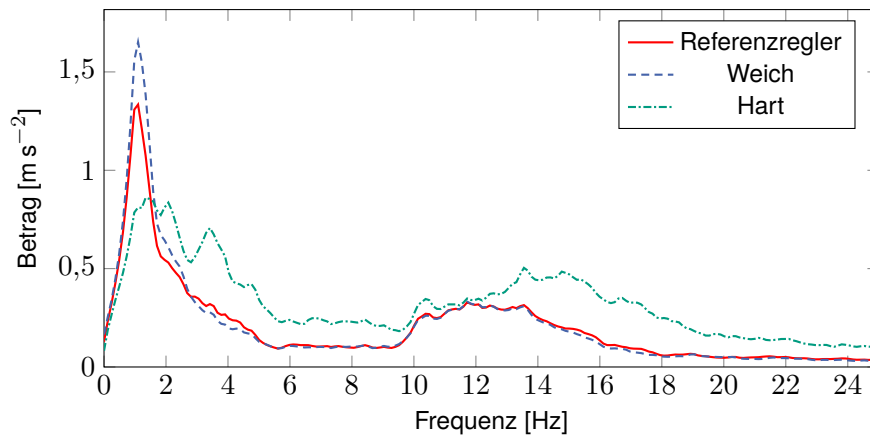


Abbildung 4.13: Vergleich der Beschleunigungsamplituden des Fahrersitzes für Lastfall 5

#### 4.4 Anmerkungen zu der implementierten Regelstrategie

Die in dieser Arbeit implementierte Regelstrategie dämpft jedes Rad einzeln, was einerseits bedeutet, dass die Regelstrategie einfach umzusetzen ist und keine unvorhergesehenen Wechseleffekte auftreten können, andererseits nutzt sie nicht das volle Potential einer CDC-Dämpfung. Beispielsweise wird der Aufbau bei einer Überfahrt einer einseitigen Erhebung an der Vorderachse nicht nur angehoben, sondern auch um die x-Achse gedreht. Diese Wankbewegung wird nicht als Wankbewegung gedämpft, sondern als radindividuelle vertikale Bewegungen, die aus der Wankbewegung entstehen. Durch eine Implementierung einer Wankabstützung könnten die Aufbaudämpfer der Hinterachse und an dem Vorderrad ohne Anregung hart gestellt werden und dadurch zusätzlich die Wankbewegung dämpfen, bevor sie begonnen hat.

Die implementierte Regelstrategie hat das Ziel, die Aufbaubeschleunigung möglichst gering zu halten. Die Dämpfung der ungefederten Masse und damit die Fahrsicherheit werden nicht betrachtet. Für einen Serieneinsatz ist die implementierte Regelstrategie deshalb nicht ohne Anpassungen geeignet.



## 5 Aufbau des Simulationsmodells

In diesem Kapitel wird der Aufbau des Simulationsmodells erklärt. Dazu wird zu Beginn in Abschnitt 5.1 die Simulationsumgebung vorgestellt. Anschließend werden in Abschnitt 5.2 die verwendeten Lastfälle aufgelistet. Ebenfalls Teil der Aufgabenstellung dieser Arbeit ist die Berücksichtigung der Strom- und Ventildynamik. Wie diese berücksichtigt werden, ist in Abschnitt 5.3 erklärt. Um einen Vergleich zwischen Ein- und Zwei-Ventil-Dämpfern durchführen zu können, wird das Verhalten der in dem Fahrzeug-Modell verbauten Zwei-Ventil-Dämpfer geändert, sodass sie sich wie Ein-Ventil-Dämpfer verhalten. In Abschnitt 5.4 wird erläutert, wie dies realisiert wird. Anschließend wird in Abschnitt 5.5 erklärt, wie die für die Komfortbewertung nach ISO 2631 benötigten Sitzbeschleunigungen bestimmt werden. Abschließend wird in Abschnitt 5.6 das Simulationsmodell validiert.

Ein Teil des Simulationsmodells wurde im Vorfeld dieser Arbeit entworfen. Diese Bestandteile werden im Folgenden nur oberflächlich erklärt.

### 5.1 Simulationsumgebung

Die Simulationsumgebung war gegeben und besteht auf oberster Ebene aus zwei Komponenten: Einem Simulink-Modell, in dem unter anderem der Fahrwerkregler implementiert ist, und einem Modell eines Fahrzeugs, das in einer Mehrkörpersimulation (MKS)-Umgebung simuliert wird. Zwischen beiden Modellen findet ein Signalaustausch durch eine Schnittstelle statt. In Abbildung 5.1 ist dargestellt, wie das Fahrwerkregler-Modell in Simulink durch eine Schnittstelle mit der MKS interagiert. Die im Fahrwerkregler-Modell berechneten Ventilstrom-Vorgaben werden zuerst umgerechnet in Ströme zur Ansteuerung von Ein- oder Zwei-Ventil-Dämpfern (siehe Abschnitt 5.4). Anschließend wird die Strom- und Ventildynamik als Änderung der Ventilstrom-Vorgaben modelliert (siehe Abschnitt 5.3). Diese Ventilstrom-Vorgaben werden durch die Schnittstelle an die MKS übergeben. Von der Schnittstelle zur MKS werden über einen simulierten Fahrzeugbus Informationen an das Fahrwerkregler-Modell übergeben. Zusätzlich werden die Dämpfergeschwindigkeiten an das Modell der Strom- und Ventildynamik übergeben. Die Schnittstelle zur MKS ist in das Simulink-Modell integriert.

Abbildung 5.2 zeigt den schematischen Aufbau des Fahrwerkreglers. Der Fahrwerkregler berechnet anhand der eingehenden Beschleunigungen die Soll-Ströme für die Dämpfer. Im Fahrwerkregler findet zunächst eine Signalaufbereitung und -konvertierung statt. Die Signale des Fahrzeugbus werden in ein Format umgewandelt, das der Fahrwerkregler verarbeiten kann. Die Signale werden anschließend in einem Regelalgorithmus genutzt, um Dämpferrate-Vorgaben für die CDC-Dämpfer zu errechnen. Die Dämpferrate-Vorgaben werden in einem weiteren Modul zu Ventilstrom-Vorgaben umgerechnet. Die Schnittstelle zur MKS, die Signalaufbereitung und -konvertierung und die Umrechnung von Dämpferrate zu Strom wurden im Vorfeld dieser Arbeit entworfen und werden in dieser Arbeit nicht genauer beschrieben.

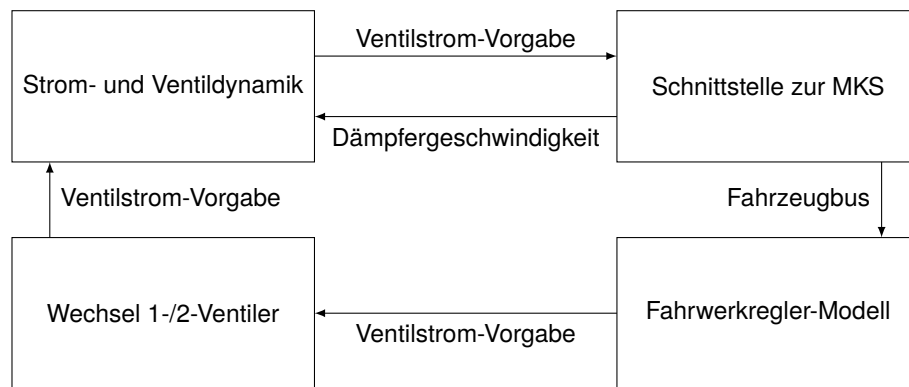


Abbildung 5.1: Aufbau der Simulationsumgebung

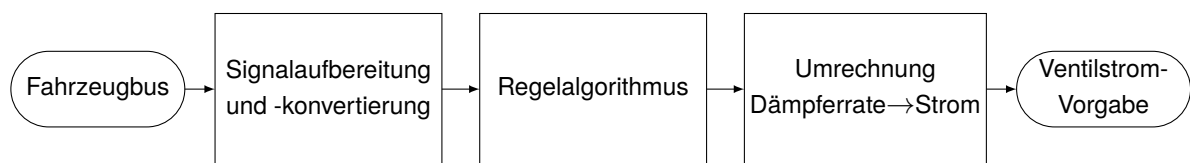


Abbildung 5.2: Fahrwerkregler-Modell

Das Simulink-Modell wird mit einer festen Schrittweite von 1 ms simuliert. Der verwendete Solver ist der „ode1 (Euler)“.

Das in der MKS-Umgebung implementierte Modell wurde im Vorfeld dieser Arbeit erstellt und wird darum nicht genauer beschrieben. Es bildet ein komplettes Fahrzeug der oberen Mittelklasse mit Verstelldämpfern nach.

## 5.2 Lastfälle

Fahrbahnunebenheiten sind unter normalen Umständen die Hauptanregungsquelle für Vibrationen des Fahrzeugaufbaus.<sup>1</sup> In der MKS werden die Anregungen durch Lastfälle vorgegeben. Tabelle 5.1 enthält eine Übersicht der in dieser Arbeit verwendeten Lastfälle. Es handelt sich um real vorhandene Strecken, die vermessen wurden. Lastfälle 1 bis 8 basieren auf Abschnitten öffentlich zugänglicher Straßen. Lastfälle 9 bis 11 basieren auf speziell für Fahrzeugerprobungen gebauten Strecken, die den Aufbau zu Stuckerbewegungen anregen. Diese Lastfälle werden für die Simulationen ausgewählt, weil sie eine große Bandbreite an Anregungsfrequenzen und -amplituden abdecken.

Tabelle 5.1: Liste der verwendeten Lastfälle

Nummer	Name	Geschwindigkeit [km h <sup>-1</sup> ]	Dauer [s]
1	Heimsheim Friolzheim	80	32,05
2	Heimsheim Friolzheim	90	28,49
3	Heimsheim Friolzheim	100	25,64
4	Ihinger Hof	70	41,47
5	Jammertal Nord 1	100	81,70
6	Jammertal Nord 2	100	72,80
7	Jammertal Süd 1	100	72,80
8	Jammertal Süd 2	100	81,70
9	Stuckerstrecke	80	17,63
10	Mesostuckerstrecke	80	17,63
11	Mikrostuckerstrecke	80	13,58

Die in Tabelle 5.1 angegebenen Geschwindigkeiten sind Vorgaben an die Geschwindigkeit des Schwerpunkts in x-Richtung. Ein Abweichung der Geschwindigkeit ist möglich, da die Aufbaubewegung Einfluss auf die Geschwindigkeit im Schwerpunkt hat. Die Abweichung liegt für alle Lastfälle außerhalb der Einschwingzeit bei unter 1 km h<sup>-1</sup>.

<sup>1</sup>Faris, BenLahcene et al. 2012, S. 186.

## 5.3 Strom- und Ventildynamik

Teil der Aufgabenstellung dieser Arbeit ist die Berücksichtigung der Strom- und Ventildynamik. Damit soll der Einfluss von Signallaufzeiten, Induktivitäten, Masseträgheiten und Strömungswiderständen auf die Dämpferkraft berücksichtigt werden. In den folgenden Abschnitten werden die Begriffe „Stromdynamik“ und „Ventildynamik“ genauer definiert.

Wie in Abbildung 5.1 dargestellt, werden die Strom- und Ventildynamik durch Änderungen der Ventilstrom-Vorgaben implementiert. Im Folgenden wird zuerst in Abschnitt 5.3.1 erklärt, wie die Stromdynamik modelliert wird. Anschließend wird in Abschnitt 5.3.2 das Modell der Ventildynamik erklärt. Abschließend wird in Abschnitt 5.3.3 die Implementierung der Strom- und Ventildynamik in die Simulationsumgebung dargestellt.

Die Strom- und Ventildynamik werden als Änderungen der Ventilstrom-Vorgaben modelliert. Bei der Stromdynamik ist das möglich, da die Stromdynamik unmittelbaren Einfluss auf den Strom hat. Die Ventildynamik wirkt sich auf die Dämpferkraft aus. Da die Dämpfer in der MKS als Kennfelder von Strom zu Dämpferkraft implementiert sind, kann die Ventildynamik über den Strom modelliert werden. In Abschnitt 5.3.2 wird dies genauer erklärt.

### 5.3.1 Stromdynamik

Das Fahrwerksteuergerät umfasst den Fahrwerkregler und einen Stromsteller. In dem Fahrwerkregler werden mittels Regelalgorithmen Soll-Werte für die Ströme durch die Ventilsolenen berechnet. Durch einen Stromsteller werden innerhalb des Fahrwerksteuergeräts die Ströme für die Ventilsolenen anhand der Soll-Werte gestellt. Durch Induktivitäten innerhalb der Ventile und Signallaufzeiten innerhalb des Steuergeräts und den Schaltkreisen entspricht der Ist-Strom nicht dem Soll-Strom. Diese Eigenschaft wird in dieser Arbeit „Stromdynamik“ genannt.

Die Ströme, mit denen die Ventile angesteuert werden, wird in dem Fahrwerksteuergerät von Transistoren geschaltet. Die Solenoiden wirken als Induktivitäten in dem Schaltkreis. Beim Abschalten des Stroms zu einem Ventil treten durch die in der Induktivität gespeicherten Energie Spannungsspitzen am Transistor auf und die Energie wird im Transistor in Wärme umgewandelt.<sup>2</sup> Um den Transistor vor Überhitzung zu schützen, wird eine Freilaufdiode parallel zu der Spule eingesetzt, über die die Spannung mithilfe des Windungswiderstands der Spule abgebaut werden kann.<sup>3</sup> Abbildung 5.3 zeigt das Prinzip des Schaltkreises.

---

<sup>2</sup>Specovius 2008, S. 43.

<sup>3</sup>Specovius 2008, S. 44.

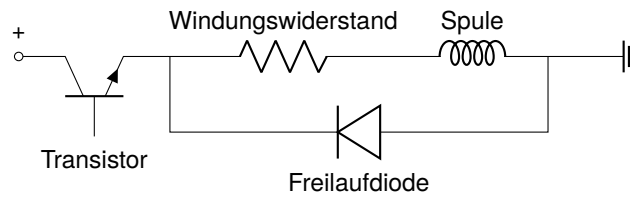


Abbildung 5.3: Schaltkreis einer Ventilspule

### Übertragungsfunktion

Beim Schalten des Transistors gilt unter idealen Bedingungen (idealer Transistor, ideale Spule, kein Einfluss der Bewegung des Ankers in der Spule auf die Induktivität) für die Stromstärke durch die Spule<sup>4</sup>

$$\text{Einschalten: } \frac{I(t)}{I_0} = 1 - e^{-\frac{t}{T}}, \quad (5.1)$$

$$\text{Ausschalten: } \frac{I(t)}{I_0} = e^{-\frac{t}{T}}. \quad (5.2)$$

Für die Zeitkonstante gilt  $T = L/R$  mit der Induktivität  $L$  der Spule und dem Windungswiderstand  $R$ .  $I_0$  ist die Ziel-Stromstärke (Einschalten) beziehungsweise die Start-Stromstärke (Ausschalten).

Da Gleichung 5.1 die Antwort des Systems auf eine sprunghafte Erhöhung der Spannung beschreibt, ist sie die Sprungantwort des Systems. Die Übertragungsfunktion des Systems kann durch Division der Laplace-Transformierten der Sprungantwort durch einen Sprung ( $\mathcal{L}\{\Theta\} = I_0/s$ ) berechnet werden:

$$H(s) = \frac{\mathcal{L}\{I(t)\}}{\frac{I_0}{s}} = \frac{s}{I_0} \mathcal{L}\{I(t)\}. \quad (5.3)$$

Die Übertragungsfunktion des Systems ergibt sich zu

$$H(s) = \frac{s}{I_0} \frac{I_0}{s(Ts + 1)} = \frac{1}{Ts + 1}. \quad (5.4)$$

Im Zeitdiskreten ergibt sich die Übertragungsfunktion zu

$$H(z) = \frac{T_s/T}{z - 1 + T_s/T}. \quad (5.5)$$

### Implementierung in Simulink

In Abbildung 5.4 ist die Implementierung des oben beschriebenen Stromdynamik-Modells in Simulink dargestellt. Da zum Zeitpunkt der Erstellung des Modells nicht klar war, ob die Zeitkonstante in Gleichung 5.5 unterschiedliche

<sup>4</sup>Fleischmann 2000, S. 8.

Werte für einen Stromanstieg und einen Stromabfall hat, wird die Übertragungsfunktion in Gleichung 5.5 für Stromanstieg („TF\_Anstieg“) und -abfall („TF\_Abfall“) separat implementiert.

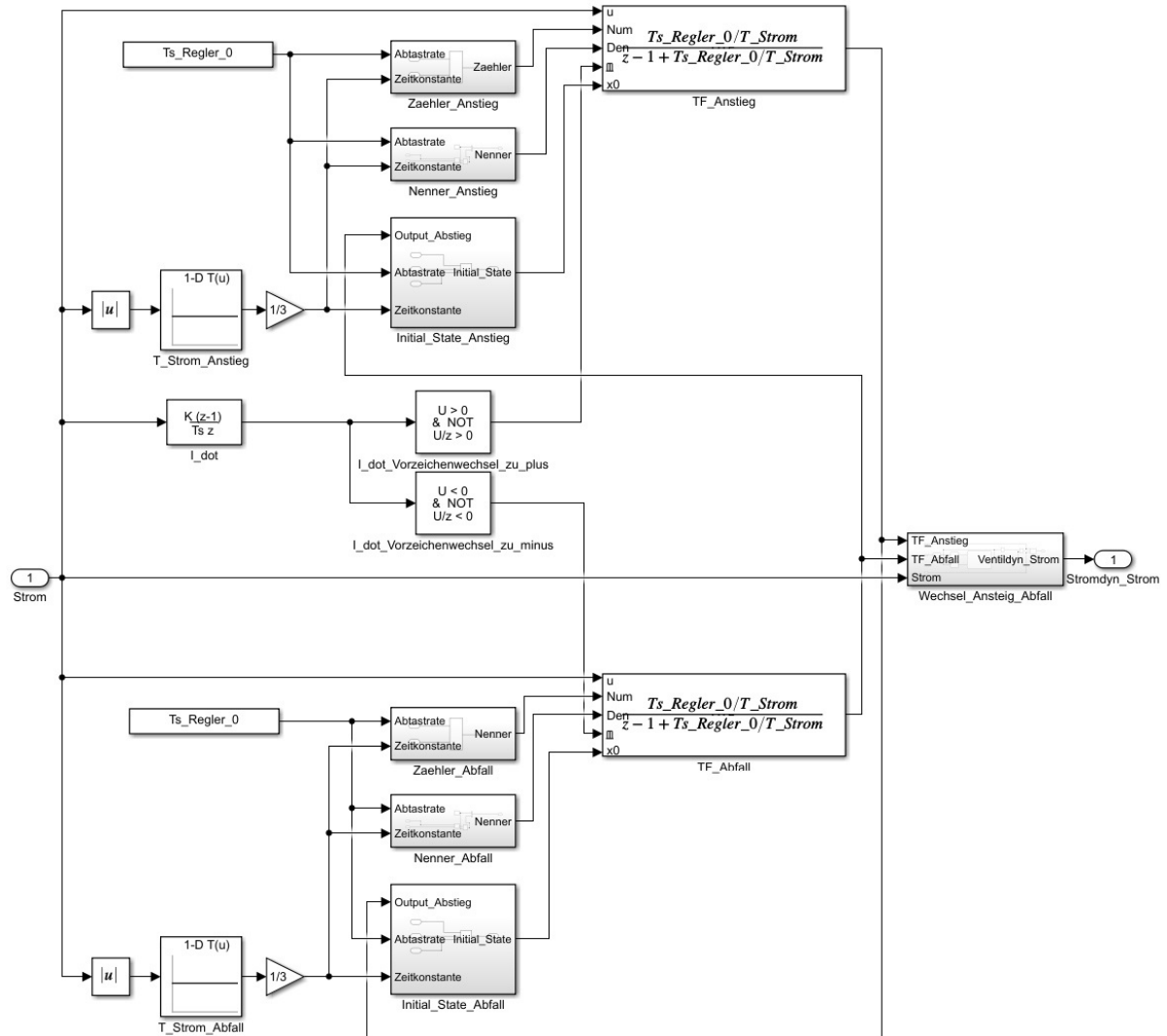


Abbildung 5.4: Implementierung der Stromdynamik in Simulink

Es war außerdem nicht klar, ob die Zeitkonstante  $T$  von der Stromvorgabe abhängig ist. Die Abhängigkeit ist durch Kennfelder in Abhängigkeit vom Betrag (in Matlab:  $|u|$ ) des Stroms implementiert. Da die Zeitkonstante in Zähler und Nenner der Übertragungsfunktionen enthalten ist, werden Zähler und Nenner extern über die Eingänge „Num“ und „Den“ des „Discrete Transfer Fcn“-Blocks zu jedem Rechenschritt neu vorgegeben. Nenner und Zähler werden der Übersichtlichkeit wegen in Subsystemen nach Gleichung 5.5 berechnet. Für Exponentialverteilungen gilt, dass sie zum Zeitpunkt  $t = 3T$  95 % ihres Endwerts erreicht haben.<sup>5</sup> Da aus Messungen die Zeitdauern  $t$

<sup>5</sup>Wichert 2004, S. 10.

der Verzögerung zwischen Soll- und Ist-Strom statt der Zeitkonstanten  $T$  bestimmt werden, werden die Werte in den Kennfeldern mit  $1/3$  multipliziert, um die Zeitkonstante zu berechnen.

Mit dem Subsystem „Wechsel\_Anstieg\_Abfall“ wird zwischen den Übertragungsfunktionen umgeschaltet. Dazu wird bei einem Wechsel des Vorzeichens der Stromänderung zwischen den Ausgängen der Übertragungsfunktionen umgeschaltet. Um einen stetigen Verlauf sicherzustellen, wird beim Umschalten die Übertragungsfunktion, auf die umgeschaltet wird, zurückgesetzt auf den Ausgangswert der zuvor aktiven Übertragungsfunktion. Der Block „TF\_Anstieg“ wird bei einem Vorzeichenwechsel zu Plus ( $\dot{I}[n] > 0 \wedge \neg \dot{I}[n-1] < 0$ ) zurückgesetzt und der Block „TF\_Anstieg“ wird bei einem Vorzeichenwechsel zu Minus ( $\dot{I}[n] < 0 \wedge \neg \dot{I}[n-1] > 0$ ) zurückgesetzt.

Der „Discrete Transfer Fcn“-Block in Simulink erlaubt über den „x0“-Eingang die Vorgabe der internen Zustände. Das System nach Gleichung 5.5 hat einen Zustand  $x_1$ , von dem der Ausgang nach  $y = x_1 T_s / T$  abhängt. Um einen gewünschten Ausgangswert  $y$  zu erreichen, wird der Zustand zu  $x_1 = yT / T_s$  gesetzt. Der Zustand wird in den Subsystemen „Initial\_State\_Anstieg“ und „Initial\_State\_Abfall“ berechnet.

In Abbildung 5.5 ist das Subsystem „Wechsel\_Anstieg\_Abfall“ dargestellt. In dem Subsystem wird zwischen den Ausgängen der Übertragungsfunktionen für Stromanstieg und -abfall umgeschaltet. Die Übertragungsfunktion für den Stromanstieg ist ausgewählt, wenn der Strom ansteigt oder Null ist und anstieg, bevor er Null wurde. Sonst ist die Übertragungsfunktion für den Stromabfall ausgewählt:

$$\text{TF\_Anstieg aktiv} = (\dot{I} > 0) \vee ((\dot{I} = 0) \wedge (\dot{I}_{\text{zuvor}} > 0)), \quad (5.6)$$

$$\text{TF\_Abfall aktiv} = \neg \text{TF\_Anstieg aktiv}. \quad (5.7)$$

Um zu bestimmen, ob bei gleichbleibendem Strom ( $\dot{I} = 0$ ) die Stromänderung zuvor positiv war, wird in dem „Stateflow\_Diagramm“-Block der Wert des Ausgangs „Strom\_pos“ auf WAHR gesetzt, sobald ein Vorzeichenwechsel zu Plus (=Anstieg) detektiert wird. Wird ein Vorzeichenwechsel zu Minus (=Abfall) detektiert, wird der Wert des Ausgangs „Strom\_pos“ auf FALSCH gesetzt.

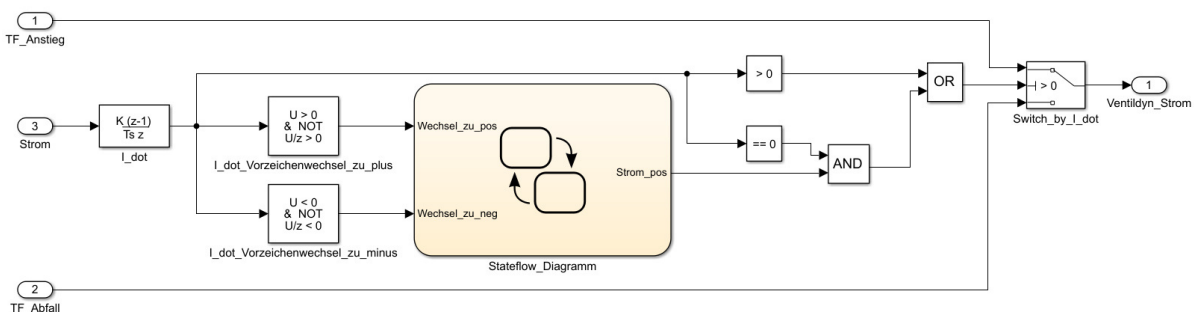


Abbildung 5.5: Implementierung des Wechsels zwischen Übertragungsfunktionen in Simulink

### Zeitkonstanten

Da in Messungen nicht die Zeitkonstante  $T$  bestimmt werden kann, sondern nur die Zeitdauer  $t$  der Verzögerung zwischen Soll- und Ist-Strom, werden die Zeitdauern für die Werte in den Kennfeldern verwendet. Sie können durch  $t = 3T$  ineinander umgerechnet werden. Da bei der Erstellung des Modells unklar war, ob die Zeitkonstanten von der Stromstärke und des Vorzeichens der Stromänderung abhängen, sind sie als Kennfelder implementiert. Die Werte der Zeitkonstanten beziehungsweise Zeitdauern werden durch den Vergleich mit Messungen bestimmt. Im Vorfeld dieser Arbeit wurden in einem realen Fahrzeug die Sollstrom-Vorgaben des Fahrwerkreglers und die resultierenden Ist-Ströme an den Ventilen aufgezeichnet. Die Kennfelder der Zeitdauern in dem Stromdynamik-Modell werden so angepasst, dass das Stromdynamik-Modell bei gleichen Sollstrom-Vorgaben die Ist-Ströme möglichst gut approximiert. Dadurch dass die Zeitkonstanten beziehungsweise Zeitdauern durch den Vergleich mit Messungen bestimmt werden, berücksichtigen sie die Signallaufzeiten. Durch den Vergleich mit den Messungen zeigte sich, dass die Zeitkonstanten nicht von dem Vorzeichen oder Betrag des Stroms abhängen, sondern konstant sind. Aufgrund der Vergleiche mit den Messungen wird die Zeitkonstante festgelegt zu  $T = 3,3$  ms und für die Zeitdauer in den Kennfeldern gilt  $t = 10$  ms.

Da die Zeitkonstante nicht vom Strom abhängig ist, kann die Implementierung in Abbildung 5.4 durch eine einfache Übertragungsfunktion realisiert werden. Um das Modell für mögliche zukünftige Fälle mit stromabhängigen Zeitkonstanten einsetzen zu können, wird der Aufbau nach Abbildung 5.4 beibehalten.

### Validierung der Stromdynamik

Das Modell der Stromdynamik wird durch den Vergleich mit Messungen validiert. Im Vorfeld dieser Arbeit wurden in einem realen Fahrzeug die Soll-Strom-Vorgaben des Fahrwerkreglers und die resultierenden Ist-Ströme an den Ventilen aufgezeichnet. Zur Validierung des Ventildynamik-Modells werden die gemessenen Soll-Ströme als Eingangssignal für die Stromdynamik genutzt. Die Ausgangssignale des Stromdynamik-Modells werden mit den gemessenen Ist-Strömen verglichen. Abbildung 5.6 zeigt einen Ausschnitt aus einem Vergleich. Abgebildet sind der gemessene Soll- und Ist-Strom der Zugstufe am Dämpfer hinten rechts und der in dem Stromdynamik-Modell aus dem Soll-Strom berechnete Strom.

Der in dem Stromdynamik-Modell berechnete Strom folgt dem gemessenen Ist-Strom während des Stromanstiegs und -abfalls mit einem maximalen Abstand von 2 ms. An dem Scheitelpunkt schwingt der gemessene Ist-Strom gegenüber dem in dem Stromdynamik-Modell berechneten Strom für 60 ms um 0,5 % über. Durch den geringen Wert ist das Überschwingen unproblematisch. Bei dem abrupten Übergang zu einem konstanten Wert zum Zeitpunkt 31,58 s schwingt der gemessene Strom gegenüber dem in dem Stromdynamik-Modell berechneten Strom für 67 ms um 3,5 % unter. Da dies nach dem Übergang von der Druckstufe zur Zugstufe oder umgekehrt passiert und der in Abschnitt 4.2 entworfene Referenzregler nach dem Übergang den Strom der nicht aktiven Stufe zu null setzt, kann der Strom nicht mehr unterschwingen, weshalb dieses Verhalten nicht relevant ist.



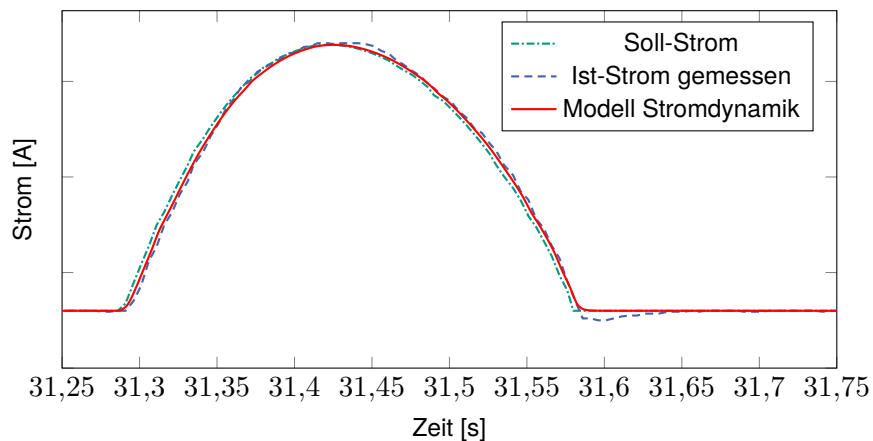


Abbildung 5.6: Vergleich des in dem Stromdynamik-Modell berechneten Strom mit dem am realen Fahrzeug gemessenen Ist-Strom und der Soll-Strom-Vorgabe

Aufgrund des in diesem Absatz diskutierten Verhaltens des Stromdynamik-Modells im Vergleich zu Messungen wird das Stromdynamik-Modell als valide angesehen.

### 5.3.2 Ventildynamik

Die Kraft, die ein CDC-Dämpfer erzeugt, hängt von dem Strom durch die Ventilschleife ab. Bei einer Stromänderung ändert sich die Dämpferkraft nicht sofort, sondern erst mit einer Verzögerung, da sich der Druck im Innern erst auf- oder abbauen muss. Diese Verzögerung wird Schaltzeit genannt.<sup>6</sup> Die Eigenschaft, dass sich die Dämpferkraft verzögert zu einer Stromänderung ändert, wird im Folgenden als „Ventildynamik“ bezeichnet.

Im Vorfeld dieser Arbeit wurden Schaltzeitmessungen an den in dem realen Fahrzeug verbauten Dämpfern durchgeführt. In den Messungen wurde bei konstanter Dämpfergeschwindigkeit die Ventilspannung sprunghaft geändert und die resultierende Änderung der Dämpferkraft gemessen. Die Schaltzeit wird als zeitliche Differenz zwischen dem Anlegen der Ventilspannung und dem Erreichen von 90 % der Dämpferkraftdifferenz zwischen Ausgangswert und Zielwert definiert.<sup>7</sup>

Da die Schaltzeitmessungen mit einem Labornetzteil durchgeführt wurden und nicht mit einem Fahrwerksteuergerät, ist die Stromdynamik der Messungen nicht mit der Stromdynamik, wie sie in Abschnitt 5.3.1 modelliert wird, zu vergleichen. Der Strom des Labornetzteils benötigt eine Zeit  $\Delta t_{\text{Strom}}$ , um nach Anlegen der Ventilspannung seinen Sollwert zu erreichen. Die in dieser Arbeit verwendeten Werte für die Schaltzeiten  $\Delta t$  sind die gemessenen Schaltzeiten  $\Delta t_{\text{Gemessen}}$  abzüglich der Zeit für den Stromaufbau

$$\Delta t = \Delta t_{\text{Gemessen}} - \Delta t_{\text{Strom}} \quad (5.8)$$

<sup>6</sup> Ersoy und Gies 2017, S. 509.

<sup>7</sup> Ersoy und Gies 2017, S. 509.

Wird im Folgenden von Schaltzeit gesprochen, ist damit  $\Delta t$  gemeint.

In Tabelle 5.2 sind die Werte der verwendeten Schaltzeiten enthalten. Die Schaltzeiten sind abhängig von der Stufe (Zug oder Druck), von der Dämpfergeschwindigkeit und von der Änderung des Stroms. Da an der Vorderachse und Hinterachse unterschiedliche Dämpfer eingebaut sind, hängen die Schaltzeiten vom Einbauort des Dämpfers ab.

Tabelle 5.2: Ventildynamik Schaltzeiten ( $\uparrow$ : Stromanstieg,  $\downarrow$ : Stromabfall)<sup>8</sup>

Dämpfergeschw. [ $\text{m s}^{-1}$ ]	Vorderachse [ms]				Hinterachse [ms]			
	Zug		Druck		Zug		Druck	
	$\uparrow$	$\downarrow$	$\uparrow$	$\downarrow$	$\uparrow$	$\downarrow$	$\uparrow$	$\downarrow$
0,065	23	7,5	18,5	24	33,5	8	15,5	14
0,131	16	6,5	8	8	29,5	8	8,5	8
0,262	8	7	7	8,5	9,5	7,5	8,5	8,5
0,524	6	6	8,5	7,5	7,5	7,5	9,5	8
1,047	6	7	8,5	7,5	7,5	7,5	9,5	8

Es wurden Messungen durchgeführt mit Stromänderungen von 0 % auf 100 %, von 0 % auf 50 %, von 100 % auf 50 %, und von 100 % auf 0 %. Die Schaltzeiten für den Stromanstieg werden aus dem Mittelwert zwischen den Schaltzeiten 0 %  $\rightarrow$  100 % und 0 %  $\rightarrow$  50 % berechnet. Die Schaltzeiten für den Stromabfall werden aus dem Mittelwert zwischen den Schaltzeiten 100 %  $\rightarrow$  50 % und 100 %  $\rightarrow$  0 % berechnet. Diese Mittelwerte sind in Tabelle 5.2 aufgelistet. Die Mittelwerte werden verwendet, da andernfalls Kenntnisse über den Zielwert der Stromänderung notwendig gewesen wären. Der Zielwert der Stromänderung ist zur Laufzeit der Simulation nicht bekannt. Die maximale zeitliche Abweichung, die dadurch entstehen kann, beträgt 15 ms bei einer Dämpfergeschwindigkeit von  $0,065 \text{ m s}^{-1}$ . Für höhere Dämpfergeschwindigkeiten beträgt die maximale Abweichung der Schaltzeiten 5,5 ms. Die durchschnittliche Abweichung beträgt 1,8 ms. Je höher die Dämpfergeschwindigkeit ist, desto geringer ist die Abweichung.

Die Ventildynamik wird über eine Änderung des Stroms approximiert. Da die Kennfelder der CDC-Dämpfer in der MKS die Dämpferkraft in unmittelbarem Zusammenhang zu dem Strom setzen, können die zeitlichen Verzögerungen der Dämpferkraftänderung als zeitliche Verzögerungen der Stromänderung abgebildet werden.

In Abbildung 5.7 ist die Implementierung der Ventildynamik für eine Achse dargestellt. Zur Modellierung der Ventildynamik wird der ankommende Strom um die Schaltzeit verzögert. Die Implementierung basiert auf dem „Variable Transport Delay“-Block in Simulink. Dieser wirkt als Verzögerung der Länge  $t_i$  auf das Eingangssignal. Im Gegensatz zu einem „Variable Time Delay“ wird das Ausgangssignal geglättet, um Sprünge im Ausgangssignal bei großer Änderung der Verzögerungslänge zu verhindern (Zur Funktion des „Variable Transport Delay“-Blocks siehe Zhang und Yeddanapudi 2012).

<sup>8</sup>Messungen der Mercedes-Benz AG.

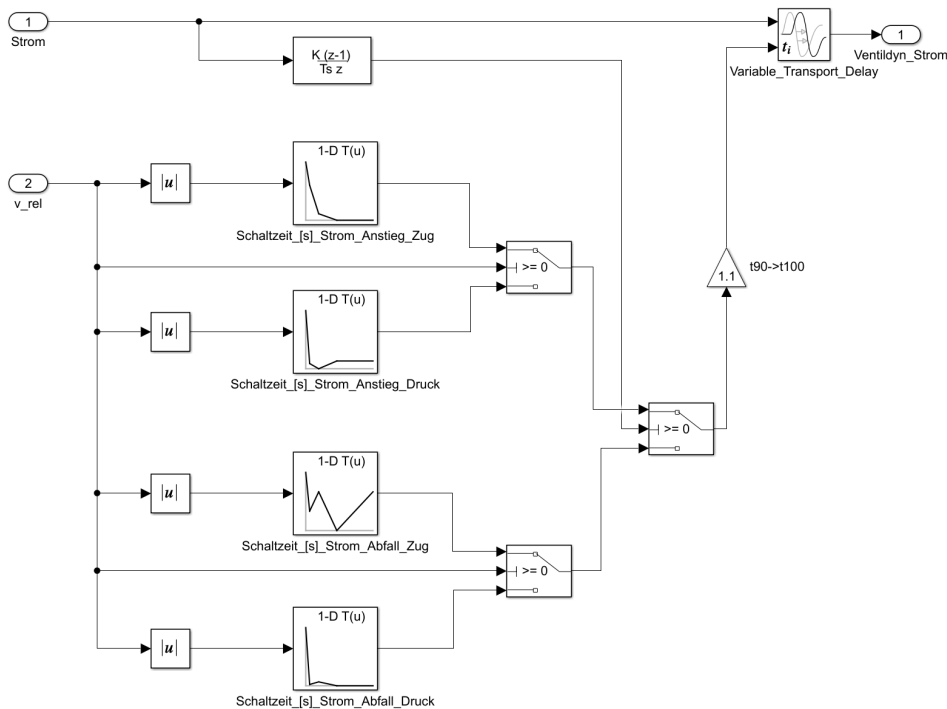


Abbildung 5.7: Implementierung der Ventildynamik für die Vorderachse in Simulink

Die Verzögerungslänge wird dem „Variable Transport Delay“-Block nach Tabelle 5.2 vorgegeben. Der Wert der Dämpfergeschwindigkeit bestimmt durch Kennfelder den Wert der Schaltzeiten. Anhand des Vorzeichens der Dämpfergeschwindigkeit („v\_rel“) wird zwischen den Werten für Zug- und Druckstufe umgeschaltet. Anhand des Vorzeichens der Stromänderung wird zwischen den Kennfeldern für Stromanstieg und -abfall umgeschaltet. Da Schaltzeiten als Zeit bis zum Erreichen von 90% der Dämpferkraftdifferenz definiert ist, wird die Schaltzeit mit Faktor 1,1 multipliziert, um die Zeitdauer auf 100% der Dämpferkraftdifferenz zu approximieren.

Für die Schaltzeitmessungen der Dämpfer liegen keine Rohdaten vor, weshalb eine Validierung anhand von Messergebnissen nicht möglich ist. Zur Validierung werden deshalb die Messungen durch Sprungfunktionen der Ventilströme bei verschiedenen Dämpfergeschwindigkeiten nachgebildet. Die Ausgangssignale des Ventildynamik-Modells haben die für die jeweiligen Dämpfergeschwindigkeiten erwarteten Schaltzeiten.

### 5.3.3 Implementierung der Strom- und Ventildynamik in die Simulationsumgebung

Wie in Abbildung 5.1 dargestellt, sind die Strom- und Ventildynamik zwischen dem Wechsel zwischen Ein- und Zwei-Ventil-Dämpfern und der Schnittstelle zu der MKS in der Simulationsumgebung eingebaut. In Abbildung 5.8 ist dargestellt, wie die Strom- und Ventildynamik in die Simulationsumgebung integriert ist. Eingangsgrößen sind die Stromvorgaben des in Abschnitt 4.2 entworfenen Reglers und die Dämpfergeschwindigkeiten aus der MKS. Ausgangsgrößen sind die Stromvorgaben an die MKS. Die Dämpfergeschwindigkeiten „v\_rel“ sind hier

verfügbar, da die Strom- und Ventildynamik außerhalb des Fahrwerkreglers, der durch den Fahrzeugbus keine Informationen über die Dämpfergeschwindigkeit hat, implementiert ist.

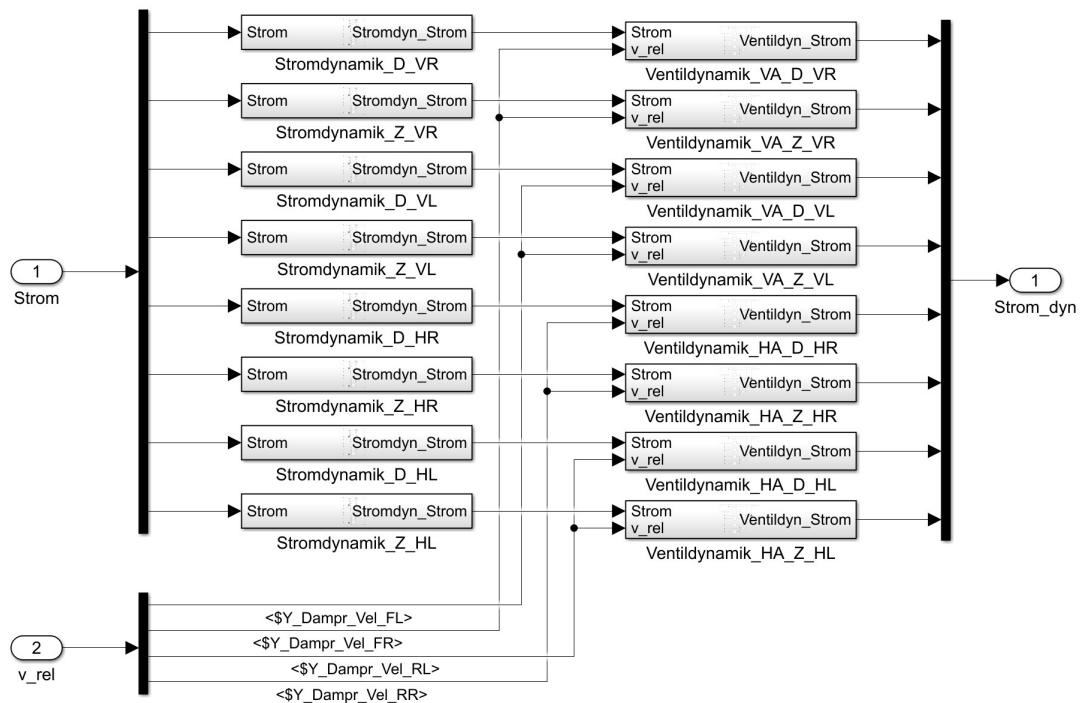


Abbildung 5.8: Implementierung der Strom- und Ventildynamik in die Simulationsumgebung

Die Stromdynamik wird vor der Ventildynamik implementiert, da dies dem Informationsfluss in einem Fahrzeug entspricht. Die Informationen, in diesem Fall die Stromänderungen, fließen von dem Fahrwerksteuergerät zuerst durch die Leitungen und Ventilschulen. Dadurch ändert sich der Ventilquerschnitt, wodurch sich die Dämpferkraft ändert.

Wie in Abbildung 5.8 dargestellt, ist die Strom- und Ventildynamik für jede Stufe jedes Dämpfers separat implementiert. Dies ist nötig, da der Aufbau der Modelle keine vektorialen Eingangsgrößen ermöglicht. Das Stromdynamik-Modell ist für alle Dämpfer gleich. Das Ventildynamik-Modell hat andere Verzögerungswerte für die Vorder- und Hinterachse, weshalb für die Vorder- und Hinterachse unterschiedliche Modelle verwendet werden.

## 5.4 Wechsel zwischen Ein- und Zwei-Ventil-Dämpfer

In dieser Arbeit soll ein Fahrzeug mit CDC-Dämpfern mit einem Ventil und kombinierter Zug- und Druckstufe mit einem Fahrzeug mit CDC-Dämpfern mit zwei Ventilen und separater Zug- und Druckstufe verglichen werden. Das Verhalten der CDC-Dämpfer wird in der MKS aufgrund der eingegebenen Stromvorgaben berechnet. Die in der MKS simulierten CDC-Dämpfer sind als Zwei-Ventil-Dämpfer implementiert.

Um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse sicherzustellen, soll bis auf das Verhalten der Ventile das Verhalten der Dämpfer gleich bleiben. Um einen Ein-Ventil-Dämpfer durch den vorhandenen Zwei-Ventil-Dämpfer zu simulieren, werden die beiden Ventile des Zwei-Ventil-Dämpfers so angesteuert, als wären sie ein Ventil. Beide Ventile werden dazu mit der gleichen Stromstärke angesteuert. Da in dieser Arbeit nur ein prinzipieller Vergleich zwischen Dämpfern mit ein und zwei Ventilen unter der Annahme erfolgt, dass bis auf ein zusätzliches Ventil alle Dämpfereigenschaften gleich sind, ist dies zulässig.

Der in Abschnitt 4.2 entworfene Regler gibt die Ströme für die Zug- und Druckstufe der CDC-Dämpfer separat vor. In Abbildung 5.9 ist die Implementierung des Umschaltens zwischen Ein- und Zwei-Ventil-Dämpfern in Simulink dargestellt. Für den Fall eines Dämpfers mit zwei Ventilen wird die Stromvorgabe unverändert weitergereicht. Für den Fall eines Dämpfers mit einem Ventil wird der maximale Strom zwischen der Zug- und der Druckstufe des jeweiligen Dämpfers berechnet.

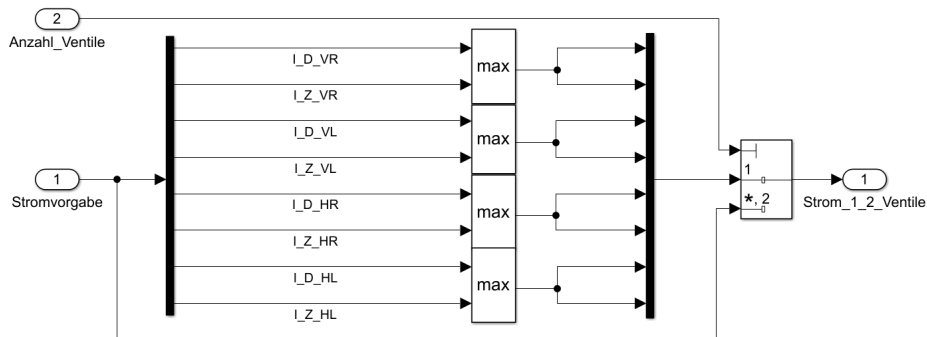


Abbildung 5.9: Implementierung des Wechsels zwischen Ein- und Zwei-Ventil-Dämpfern in Simulink

Die Kombination der jeweiligen Ströme der Zug- und Druckstufen durch das Berechnen des Maximalwerts aus der Zug- und Druckstufe ist hier möglich, da die in der MKS implementierten Ventile sowohl für die Zugstufe als auch für die Druckstufe Normal Open (siehe Abschnitt 2.5) sind, wodurch für beide Stufen ein größerer Strom zu einer größeren Dämpferkraft führt.

Da der in Abschnitt 4.2 entworfene Regler den Strom der Zugstufe auf Null hält, wenn die Druckstufe aktiv ist, und den Strom der Druckstufe auf Null hält, wenn die Zugstufe aktiv ist (siehe Abbildung 4.9), ist eine Kombination der beiden Stufen ohne Informationsverlust möglich.

Die in Abbildung 5.9 dargestellte Implementierung des Wechsels zwischen Ein- und Zwei-Ventil-Dämpfer ist in der Simulationsumgebung zwischen dem Fahrwerkregler und der Stromdynamik eingebaut, da in einem Fahrzeug mit Ein-Ventil-Dämpfern die Stromvorgaben aus dem Fahrwerkregler heraus nur je einen Ventilstrom pro Dämpfer vorgegeben würden. Die Strom- und Ventildynamik wirkt dementsprechend nur für ein Ventil pro Dämpfer.

## 5.5 Bestimmung der Sitzbeschleunigungen

Aus dem MKS-Modell werden alle berechneten Beschleunigungen in Simulink übertragen. Von dort werden sie in den MATLAB Workspace gespeichert.

Um den objektiven Fahrkomfort zu bewerten, sollten die zugrunde liegenden Beschleunigungen an der Stelle gemessen werden, an der sie in den Körper eingeleitet werden.<sup>9,10</sup> Die Beschleunigungen an der Sitzoberfläche gehen nicht aus dem Simulationsmodell hervor, da der Sitz in dem MKS-Modell als starrer Körper modelliert wird.

In dieser Arbeit werden darum die Beschleunigungen an der Sitzschiene genutzt. Faris, BenLahcene et al. bestätigen, dass bei fehlenden Sitzbeschleunigungen die Aufbaubeschleunigungen zur Bewertung des Fahrkomforts genutzt werden können.<sup>11</sup> In der Richtlinie VDI 2057 können bei einer unbestimmten Körperhaltung die gewichteten Beschleunigungen des Fußbodens zur Bewertung des Komforts verwendet werden.<sup>12</sup>

Die absoluten Werte der Komfortkennwerte, die als Ausgangsgröße die Sitzoberflächenbeschleunigungen nutzen, werden dadurch nicht akkurat sein. Da in dieser Arbeit zwei Dämpferkonfigurationen verglichen werden, ist nur die relative Änderung der Komfortkennwerte von Interesse, weshalb davon ausgegangen wird, dass die Komfortkennwerte aus den Beschleunigungen an der Sitzschiene berechnet werden können und die Ergebnisse des Vergleichs trotzdem aussagekräftig sind.

Die Aufbaubeschleunigungen an den Federbeindomen können unter der Annahme eines starren Aufbaus in die Beschleunigung des Fahrersitzes umgerechnet werden. Dazu werden die geometrischen Maße der Position des Fahrersitzes benötigt. In Abbildung 5.10 sind die relevanten geometrischen Maße des Fahrzeugs dargestellt. Die Ecken des Rechtecks entsprechen den Federbeindomen, die mit einer Ortsangabe (V=Vorne, H= Hinten, R=Rechts, L=Links) versehen sind. Die ausgefüllten Kreise sind die Anschraubpunkte des Fahrersitzes, deren Position bekannt ist.  $l_{RS}$  ist der Radstand und  $l_B$  die Spurbreite. Die Größen  $l_x$  und  $l_y$  geben den Abstand der Mitte der Anschraubpunkte zu der Mitte der Vorderachse an.

Die vertikale Beschleunigung  $a_{SS}$  in der Mitte der Anschraubpunkte des Fahrersitzes wird für diese Arbeit verwendet, um Komfortbewertungen durchzuführen. Sie wird unter Annahme eines starren Aufbaus und kleinen Bewegungen aus den vertikalen Aufbaubeschleunigungen an den Federbeindomen berechnet durch

$$a_{SS} = a_{VL} + \frac{l_x}{l_{RS}} a_{HL} + \frac{l_B/2 - l_y}{l_B} a_{VR}. \quad (5.9)$$

<sup>9</sup>VDI 2057 Blatt 1:2017-08 2017, S. 24.

<sup>10</sup>ISO 2631-1:1997-07-15 1997, S. 4.

<sup>11</sup>Faris, BenLahcene et al. 2012, S. 192.

<sup>12</sup>VDI 2057 Blatt 1:2017-08 2017, S. 24.

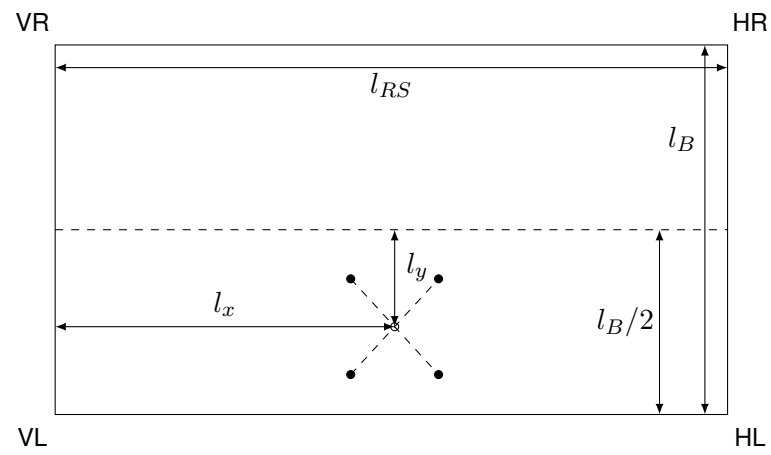


Abbildung 5.10: Position des Fahrersitzes in der Draufsicht



## 5.6 Validierung des Simulationsmodells

Die Simulationsumgebung und das Fahrzeugmodell wurden im Vorfeld mehrfach durch Vergleiche mit Messungen aus Fahrzeugen validiert. Es wird darum in dieser Arbeit angenommen, dass die Ergebnisse der Simulationen genau genug sind, um Aussagen über das Verhalten des Fahrzeugs zu machen. Die Modelle für die Strom- und Ventildynamik werden in Abschnitt 5.3 validiert.

Die Schrittweite der Simulationen wurde im Vorfeld dieser Arbeit hinsichtlich Rechenzeit, Genauigkeit und Stabilität optimiert und beträgt 1 ms. Die resultierende Abtastfrequenz  $f_{sample}$  ist 1000 Hz. Nach dem Nyquist-Shannon-Abtasttheorem gilt für die maximal auflösbare Frequenz<sup>13</sup>

$$f_{max} < \frac{f_{sample}}{2}. \quad (5.10)$$

Der für die Komfortbewertung nach ISO 2631 relevante Bereich geht bis maximal 80 Hz<sup>14</sup> und liegt unter der maximal auflösbaren Frequenz. Die Abtastfrequenz der berechneten Beschleunigungssignale ist damit hoch genug, um die Komfortkennwerte nach ISO 2631 berechnen zu können.

Für Fourier-Transformationen gilt das Unschärfe-Prinzip<sup>15</sup>

$$\Delta f \Delta t \geq 1. \quad (5.11)$$

Da die minimale Dauer  $\Delta t$  eines Lastfalls 13 s beträgt (siehe Tabelle 5.1) ist die maximal mögliche Auflösung  $\Delta f$  für Darstellungen im Frequenzbereich bei 0,08 Hz. In dieser Arbeit wird die Fourier-Transformation in Abschnitt 4.3 zur Validierung des Referenzregler und in Kapitel 6 zur Untersuchung der Komfort-Differenzen verwendet. Die Auflösung ist dafür ausreichend.

---

<sup>13</sup>Nyquist 1928, S. 617.

<sup>14</sup>ISO 2631-1:1997-07-15 1997.

<sup>15</sup>Karrenberg 2016, S. 68.



## 6 Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse dieser Arbeit dargestellt. Zuerst wird in Abschnitt 6.1 der Einfluss der Strom- und Ventildynamik auf den Fahrkomfort untersucht. Anschließend wird in Abschnitt 6.2 der Fahrkomfort zwischen Ein- und Zwei-Ventil-Dämpfern verglichen. Abschließend werden in Abschnitt 6.3 die Ergebnisse interpretiert und ein Verbesserungsansatz diskutiert. Zur Bewertung des Fahrkomforts sind hauptsächlich die vertikalen Beschleunigungen an den Sitzen relevant.<sup>1</sup> Alle Ergebnisse in diesem Kapitel beziehen sich darum auf die vertikalen Beschleunigungen der Sitzschiene des Fahrersitzes. Als Komfortbewertungsmethode wird die ISO 2631 verwendet.

### 6.1 Einfluss der Strom- und Ventildynamik

Um die Größe der Unterschiede zwischen Ein- und Zwei-Ventil-Dämpfern in Abschnitt 6.2 einordnen zu können, wird in diesem Abschnitt der Einfluss der in Abschnitt 5.3 modellierten Strom- und Ventildynamik für den Zwei-Ventil-Dämpfer untersucht. Dazu werden Simulationen, bei denen die Strom- und Ventildynamik berücksichtigt wird, und Simulationen, bei denen die Strom- und Ventildynamik nicht berücksichtigt wird, durchgeführt.

In Tabelle 6.1 sind die RMS für alle Lastfälle für Simulationen mit und ohne Berücksichtigung der Strom- und Ventildynamik gelistet. Der Fahrkomfort für Simulationen mit der Strom- und Ventildynamik ist bis auf einen Fall schlechter als bei den Simulationen ohne die Strom- und Ventildynamik. Die maximale Differenz beträgt 1,1 %.

Eine Betrachtung der Beschleunigungsamplituden zeigt, weshalb der Fahrkomfort schlechter wird, wenn die Strom- und Ventildynamik berücksichtigt werden. In Abbildung 6.1 sind die Beschleunigungsamplituden über der Frequenz dargestellt. Im Bereich der Aufbaueigenfrequenz sind die Beschleunigungsamplituden kleiner, wenn die Strom- und Ventildynamik berücksichtigt wird. Oberhalb des Eigenfrequenzbereichs sind die Beschleunigungsamplituden größer.

Das Frequenzspektrum des Stroms beeinflusst, wie sehr die Strom- und Ventildynamik die Aufbaubeschleunigungen beeinflussen. Das Frequenzspektrum des Stroms hängt über die Aufbaubeschleunigung von dem Frequenzspektrum der Anregung durch die Straße ab. Ist die Anregung hauptsächlich im Bereich der Aufbaueigenfrequenz bis maximal 1,5 Hz dauert eine Schwingungsperiode des Stroms (für Zug- und Druckstufe zusammen) mindestens 667 ms und die Dauer eines Stromanstiegs oder -abfalls mindestens 167 ms. Durch

---

<sup>1</sup>Soliman und Kaldas 2021, S. 1006.

Tabelle 6.1: Vergleich der RMS-Komfortkennwerte ohne und mit Strom- und Ventildynamik

Lastfall	Ohne [ $\text{m s}^{-2}$ ]	Mit [ $\text{m s}^{-2}$ ]	Differenz [%]
1	1,348	1,357	0,7
2	1,537	1,554	1,1
3	1,656	1,6733	1,0
4	0,686	0,686	0
5*	0,995 / 3,080	0,996 / 3,050	0,1 / -1
6	1,319	1,324	0,4
7	1,272	1,275	0,2
8	1,006	1,009	0,3
9	1,523	1,532	0,6
10	0,803	0,803	0
11	0,811	0,810	-0,1

\*Für Lastfall 5 Komfortkennwerte nach ISO 2631: RMS / MTVV

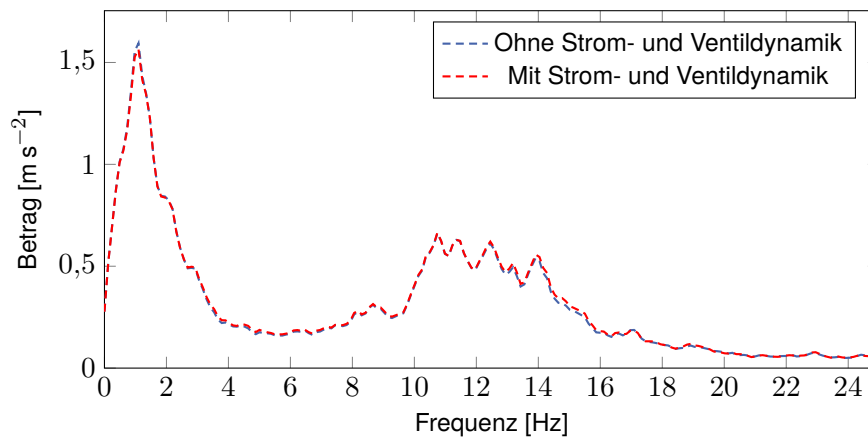


Abbildung 6.1: Vergleich der Beschleunigungsamplituden des Fahrersitzes für Lastfall 2

die Stromdynamik folgt der Soll-Strom dem Ist-Strom 3 ms bis 4 ms nach (siehe Abbildung 5.6). Die Ventildynamik verzögert die Dämpferkraftänderung um 10 ms. Die gesamte Verzögerung aufgrund der Strom- und Ventildynamik beträgt damit 13 ms bis 14 ms und somit unter 10 % der Dauer eines Anstiegs oder Abfalls.

Hat ein Lastfall einen großen Anteil an hochfrequenten Anregungen, so ist im Frequenzspektrum des Stroms ein großer Anteil von Schwingungen im Bereich der Achseigenfrequenz. Bei einer Frequenz von 10 Hz beträgt die Schwingungsperiode des Stroms (für Zug- und Druckstufe zusammen) 100 ms und die Dauer eines Stromanstiegs oder -abfalls maximal 25 ms. Die Verzögerung durch die Strom- und Ventildynamik hat mit über 50 % der Dauer eines Anstiegs oder Abfalls einen größeren Einfluss. Die Lastfälle 1, 2 und 3 haben einen großen Anteil an hochfrequenten Anregungen, weshalb bei diesen die Strom- und Ventildynamik für diese Lastfälle den größten Einfluss haben.

Wie in Abbildung 6.1 dargestellt, senken die Strom- und Ventildynamik die Aufbaubeschleunigungen im Aufbau-eigenfrequenzbereich. Wie in Abbildung 6.2 dargestellt, überlappen sich die Ströme für die Zug- und Druckstufe zeitweise beim Wechsel zwischen den Stufen, weil durch den PT1-Charakter der Stromdynamik der Strom langsam abgebaut wird und weiterhin größer Null ist, obwohl bereits in die andere Stufe gewechselt wurde. An diesen Stellen ist die Dämpfung in Summe höher. Durch eine höhere Dämpfung wird die Aufbaubeschleunigung im Aufbaueigenfrequenzbereich reduziert (siehe Abbildung 4.12).

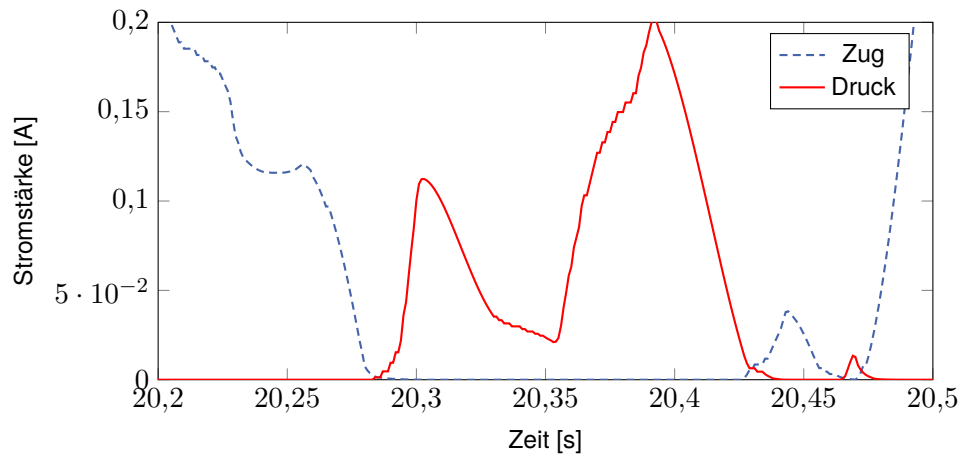


Abbildung 6.2: Überlappung der Ströme für Zug- und Druckstufe durch die Strom- und Ventildynamik

## 6.2 Vergleich zwischen Ein- und Zwei-Ventil-Dämpfer

Im Folgenden wird der Fahrkomfort zwischen Dämpfern mit einem Ventil und Dämpfern mit zwei Ventilen verglichen. In Tabelle 6.2 sind die RMS für alle Lastfälle gelistet. Dämpfer mit zwei Ventilen haben gegenüber Dämpfern mit einem Ventil für alle Lastfälle einen höheren Fahrkomfort. Für die Lastfälle 1, 2, und 3, die einen hohen Anteil an hochfrequenten Anregungen aufweisen, sind die Unterschiede am größten.

Tabelle 6.2: Vergleich der RMS-Komfortkennwerte zwischen Ein- und Zwei-Ventil-Dämpfern

Lastfall	Ein Ventil [ $\text{m s}^{-2}$ ]	Zwei Ventile [ $\text{m s}^{-2}$ ]	Differenz [%]
1	1,419	1,357	-4,4
2	1,664	1,554	-6,6
3	1,824	1,6733	-8,3
4	0,688	0,686	-0,3
5*	1,010 / 3,135	0,996 / 3,050	-1,4 / -2,7
6	1,362	1,324	-2,8
7	1,312	1,275	-2,8
8	1,022	1,009	-1,3
9	1,559	1,532	-1,7
10	0,803	0,803	0
11	0,811	0,810	-0,1

\*Für Lastfall 5 Komfortkennwerte nach ISO 2631: RMS / MTVV

In Abbildung 6.3 sind die Beschleunigungsamplituden für Lastfall 3 über der Frequenz dargestellt, da für diesen Lastfall die Komfortkennwerte die größte Differenz haben. Die Beschleunigungsamplituden für die Dämpfer mit einem Ventil sind für alle Frequenzen größer oder gleich wie für die Dämpfer mit zwei Ventilen.

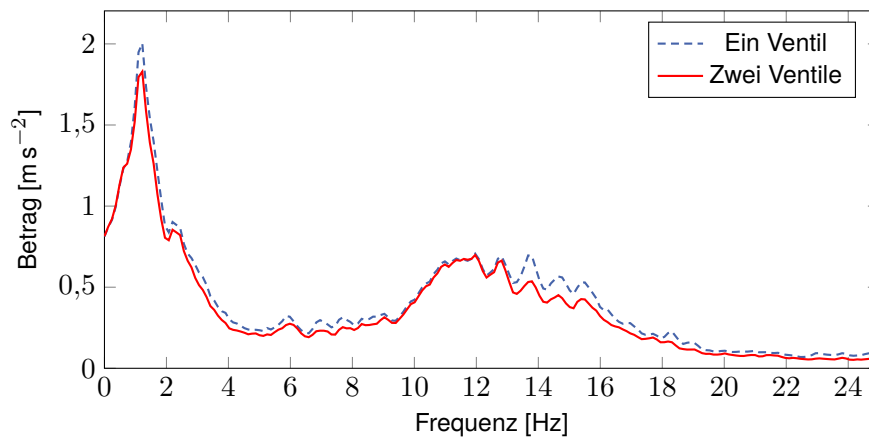


Abbildung 6.3: Vergleich der Beschleunigungsamplituden des Fahrersitzes für Lastfall 3

Die Lastfälle 1, 2, und 3 sind geprägt durch große Anregungen im Achseigenfrequenzbereich. Dadurch tritt häufiger der Fall ein, dass sich der Aufbau in eine Richtung bewegt und die Achse mit größerer Geschwindigkeit in

die gleiche Richtung bewegt. In Abbildung 6.4a sind die Aufbau- und die Dämpfergeschwindigkeit für den Lastfall 3 dargestellt. Die Dämpfergeschwindigkeit ist oft größer als die Aufbaugeschwindigkeit. Beispielsweise stellt der Regler zum Zeitpunkt 9,5 s durch die positive Aufbaugeschwindigkeit den Strom so, als wäre der Dämpfer in der Zugstufe, durch die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Aufbau und Achse ist er in der Druckstufe. Bei einem Zwei-Ventil-Dämpfer ist dies weniger problematisch, da die inaktive Stufe auf Weich gestellt wird. Bei einem Ein-Ventil-Dämpfer sind die Ströme beide Stufen gleich, die inaktive Stufe nicht auf weich gestellt ist. Darum wird in dem oben beschriebenen Fall über die Druckstufe des Dämpfers Energie von der Achse an den Aufbau übertragen. In Abbildung 6.4b sind die Aufbau- und die Dämpfergeschwindigkeit für Lastfall 7 dargestellt. Da die Dämpfergeschwindigkeiten kleiner sind als die Aufbaugeschwindigkeiten, ist die Fahrkomfort-Differenz zwischen Ein- und Zwei-Ventil-Dämpfer geringer als für Lastfall 3.

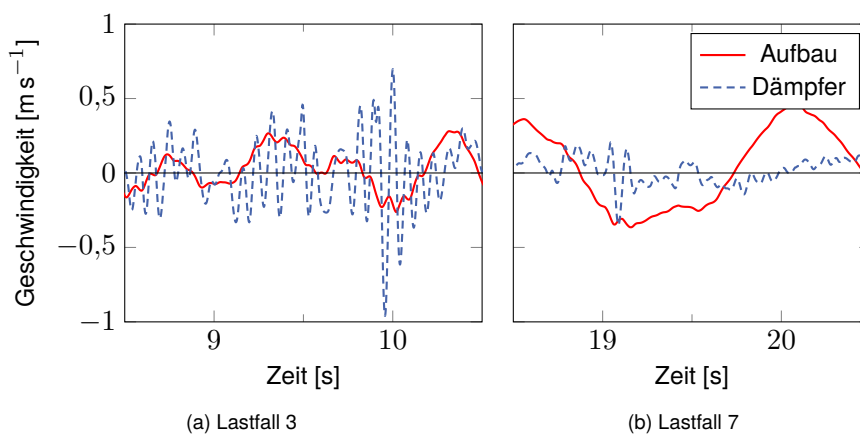


Abbildung 6.4: Aufbau- und Dämpfer-Geschwindigkeit am Rad VR

### 6.3 Interpretation der Ergebnisse

In Abschnitt 6.2 werden ein Ein- und ein Zwei-Ventil-Dämpfer hinsichtlich des Fahrkomforts verglichen. Die Gründe für die Fahrkomfort-Differenz werden erklärt. Für die verwendete Regelstrategie, bei der die Dämpferraten nur auf Basis der Aufbaubewegung berechnet werden, bietet ein Ein-Ventil-Dämpfer nur für Lastfälle, in denen die Anregung im Achseigenfrequenzbereich gering ist, einen vergleichbaren Fahrkomfort wie ein Zwei-Ventil-Dämpfer. Für Lastfälle mit großen Anregungen im Achseigenfrequenzbereich führt der Ein-Ventil-Dämpfer zu einem geringeren Fahrkomfort.

Wie in Abschnitt 6.2 erläutert, ist die Verschlechterung des Fahrkomforts beim Wechsel von einem Zwei-Ventil-Dämpfer zu einem Ein-Ventil-Dämpfer für Lastfälle mit großen Anregungen im Achseigenfrequenzbereich dadurch zu erklären, dass der Regler, der die Dämpferraten nur auf Basis der Aufbaubewegung berechnet, nicht berücksichtigt, ob sich der Dämpfer in der Zug- oder Druckstufe befindet. Um einen gleichbleibenden Fahrkomfort für alle Lastfälle gewährleisten zu können, benötigt der Regler Informationen über die Achsbewegung. Durch den Einsatz von Niveausensoren an den Achsen könnte der Regler nach Anpassung der Regelstrategie die Ströme der Stufe angepasst stellen.

In Abschnitt 6.1 wird der Einfluss der Strom- und Ventildynamik auf den Fahrkomfort untersucht. Die Strom- und Ventildynamik beeinflussen den Fahrkomfort, doch der Einfluss ist gering. Eine auf der Aufbaubewegung basierende Regelstrategie stellt die Ventilströme im Bereich der Aufbaueigenfrequenz. Dadurch sind die Verzögerungen durch die Strom- und Ventildynamik relativ zu den Zeitdauern der Stromänderungen gering. Wird für einen Ein-Ventil-Dämpfer eine Regelstrategie verwendet, die die Achsbewegung berücksichtigt, werden die Ventilströme im Bereich der Achseigenfrequenz gestellt. Die Verzögerungen durch die Strom- und Ventildynamik sind bei einer Regelung im Achseigenfrequenzbereich relativ zu den Stromänderungen groß und haben dadurch einen größeren Einfluss als für einen Zwei-Ventil-Dämpfer.



## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Ziel dieser Arbeit war, zu bestimmen, ob und in welchem Maß der Einsatz von zwei Ventilen an den Stoßdämpfern eines semi-aktiven Fahrwerk einen prinzipiellen Komfortvorteil gegenüber dem Einsatz eines einzelnen Ventils bietet, wenn die sonstigen Eigenschaften des Dämpfers gleich bleiben. Zur objektiven Bewertung des Fahrkomforts wurde eine Komfortbewertungsmethode ausgewählt. Es wurde ein vereinfachter Regler entworfen und die Strom- und Ventildynamik wurden modelliert. Unter Berücksichtigung der Strom- und Ventildynamik wurden Ein- und Zwei-Ventil-Dämpfer in Simulationen hinsichtlich ihres Fahrkomforts verglichen. Im Folgenden werden in Abschnitt 7.1 die Schritte und Ergebnisse dieser Arbeit zusammengefasst. Anschließend wird in Abschnitt 7.2 ein Ausblick auf offene Fragestellungen und mögliche Folgearbeiten gegeben.

### 7.1 Zusammenfassung

Nachdem in Kapitel 2 die Grundlagen erklärt wurden, wurde in Kapitel 3 zunächst subjektive und objektive Komfortbewertungsmethoden aus der Literatur zusammengefasst. Aus den objektiven Bewertungsmethoden wurde die Komfortbewertung nach ISO 2631 ausgewählt.

In Kapitel 4 wurden zunächst die verbreitetsten Regelstrategien semi-aktiver Fahrwerke aus der Literatur zusammengefasst. Aus diesen wurde eine vereinfachte Skyhook-Regelstrategie ausgewählt, die auf der Aufbaugeschwindigkeit basiert. Der auf der Skyhook-Regelstrategie basierende Regler wurde in Simulink integriert und mit einem Hochpass-Filter versehen, um konstante Beschleunigungen zu eliminieren. Der Verstärkungsfaktor der Skyhook-Regelstrategie wurde durch den Vergleich der Beschleunigungsamplituden, Komfortkennwerte und Stromverteilungen verschiedener Verstärkungsfaktoren ausgewählt. Abschließend wurde der so entworfene Regler durch den Vergleich mit Beschleunigungsamplituden eines harten und weichen Fahrwerks validiert. Der Regler reduzierte die Beschleunigungsamplituden im Bereich der Aufbaueigenfrequenz gegenüber einem weichen Fahrwerk, ohne die Beschleunigungsamplituden oberhalb des Aufbaueigenfrequenzbereichs gegenüber einem weichen Fahrwerk zu erhöhen. Der Regler war nicht optimal ist, da er die Beschleunigungsamplituden im Bereich der Aufbaueigenfrequenz nicht auf das Niveau eines harten Fahrwerks reduzierte.

In Kapitel 5 wurde in die vorhandene Simulationsumgebung Modelle für die Strom- und Ventildynamik eingebaut. Die Stromdynamik wurde nach dem physikalischen Aufbau eines Ventilschaltkreises aus einem Widerstand und einer Induktivität modelliert. Die Zeitkonstanten der Stromdynamik wurden als abhängig von der Stromstärke und der Stromänderung implementiert. Der Wert der Zeitkonstanten wurde durch Vergleiche mit Messungen in einem Fahrzeug bestimmt. Es zeigte sich, dass die Zeitkonstanten nicht von Strom und Stromänderung abhängig sind. Die Ventildynamik wurde auf Basis von Bauteilmessungen als zeitliche Verzögerung des Stroms

implementiert, wobei die Verzögerungszeit von der Dämpfergeschwindigkeit und der Stromänderung abhängig ist.

Der Einfluss der Strom- und Ventildynamik auf den Fahrkomfort wurde untersucht. Die Strom- und Ventildynamik reduzieren den Fahrkomfort nur geringfügig um maximal 1,1 %. Die durch die Strom- und Ventildynamik verursachten Verzögerungen des Stroms waren im Vergleich zu den Zeitauern einer Stromänderung gering.

Da das Ziel dieser Arbeit der Vergleich zwischen Dämpfern mit einem Ventil und zwei Ventilen bei gleichbleibenden Dämpfereigenschaften war, wurde der Ein-Ventil-Dämpfer durch eine geänderte Ansteuerung eines Zwei-Ventil-Dämpfers modelliert. Die beiden Ventile des Zwei-Ventil-Dämpfers wurden mit dem gleichen Strom angesteuert, sodass sie sich wie ein Ventil verhielten.

Der Vergleich des Fahrkomforts zwischen Ein- und Zwei-Ventil-Dämpfern unter Berücksichtigung der Strom- und Ventildynamik zeigte, dass die Größe der Fahrkomfort-Differenz von der Anregung abhängt. Für Lastfälle mit geringen Anregungen oberhalb des Aufbaueigenfrequenzbereich waren die Differenzen kleiner als für Lastfälle mit großen Anregungen oberhalb des Aufbaueigenfrequenzbereich. Für Lastfälle mit großen Anregungen oberhalb des Aufbaueigenfrequenzbereich ist der Fahrkomfort eines Ein-Ventil-Dämpfers mit einer maximalen Differenz von 8,3 % deutlich schlechter als der Fahrkomfort eines Zwei-Ventil-Dämpfers.

## 7.2 Ausblick

In dieser Arbeit wurden die Fahrkomfort-Unterschiede zwischen einem Dämpfer mit einem Ventil und einem Dämpfer mit zwei Ventilen grundlegend betrachtet. Im Folgenden wird ein Überblick über mögliche Themen gegeben, die in dieser Arbeit nicht betrachtet werden konnten.

In den Ergebnissen zeigte sich eine objektive Verschlechterung des Fahrkomforts durch den Einsatz der Ein-Ventil-Dämpfer. In Probandenversuchen sollte überprüft werden, ob und inwiefern die Unterschiede subjektiv wahrnehmbar sind.

Der in dieser Arbeit entworfene Fahrwerkregler basiert aufgrund fehlender Informationen zu der Dämpfergeschwindigkeit auf der Aufbaugeschwindigkeit und arbeitet damit im Aufbaueigenfrequenzbereich. In den Ergebnissen dieser Arbeit zeigte sich, dass dadurch ein Ein-Ventil-Dämpfer schlechter auf Anregungen im Achseigenfrequenzbereich reagieren kann. Um einen Ein-Ventil-Dämpfer ohne Reduzierung des Fahrkomforts einsetzen zu können, benötigt der Fahrwerkregler Informationen über die Bewegung der Achse, um im Achseigenfrequenzbereich zu regeln. In einer Folgearbeit könnte der Regler im Achseigenfrequenzbereich entworfen werden, anhand dessen Fahrkomfort-Vergleiche zwischen Ein- und Zwei-Ventil-Dämpfern durchgeführt werden. Zusätzlich kann die Betrachtung der Mehrkosten durch zusätzlich benötigte Sensoren gegenüber den eingesparten Kosten durch den Wegfall eines Ventils ebenfalls Gegenstand der Arbeit sein.

Die Ventildynamik wurde in dieser Arbeit vereinfacht durch eine zeitliche Verzögerung modelliert. Bei einer Regelung im Achseigenfrequenzbereich hat die Ventildynamik durch die höherfrequenten Stromänderungen einen größeren Einfluss. Gegenstand einer weiteren Arbeit könnte die Simulation von Strömungen im Dämpfer unter verschiedenen Dämpfergeschwindigkeiten und Ventilströmen sowie die Ableitung eines erweiterten, genaueren Ventildynamik-Modells sein.

In dieser Arbeit wurden die Ein- und Zwei-Ventil-Dämpfer unter der Voraussetzung gleicher Dämpfereigenschaften verglichen. Die Ergebnisse können darum nicht direkt auf die Produktentwicklung angewendet werden. Dazu sind Vergleiche zwischen real existierenden Dämpfern mit einem und zwei Ventilen notwendig.



# A Anhang

## A.1 MATLAB-Code für ISO 2631-Bewertung

Die Komfort-Bewertung nach ISO 2631 ist in MATLAB implementiert. Der zugehörige Code ist in Code 1 und 2 dargestellt.

```

1 function y = ISO2631_Gewichtung_Wk(x, fs)
2 % Gewichtet Beschleunigungen nach der Gewichtungsfunktion W_k aus ISO 2631
3 % Input:                                     Output:
4 % x:     Beschleunigungen in z-Richtungen     y:     gewichtete Beschleunigungen
5 % fs:    Abtastfrequenz [Hz]
6
7 %% Filterparameter
8 w1 = 2*pi*0.4; % Eckfrequenz Hochpass
9 w2 = 2*pi*100; % Eckfrequenz Tiefpass
10 w3 = 2*pi*12.5; % a-v-Uebergang
11 w4 = 2*pi*12.5; % a-v-Uebergang
12 Q4 = 0.63;      % a-v-Uebergang Qualitätsfaktor
13 w5 = 2*pi*2.37; % Oberer Uebergang Frequenz
14 Q5 = 0.91;      % Oberer Uebergang Qualitätsfaktor
15 w6 = 2*pi*3.35; % Oberer Uebergang Frequenz
16 Q6 = 0.91;      % Oberer Uebergang Qualitätsfaktor
17
18 %% Hochpass
19 A1=[1 0 0];
20 B1=[1 2^(0.5)*w1 w1^2];
21 [b1, a1] = bilinear(A1, B1, fs);
22
23 %% Tiefpass
24 A2=[1];
25 B2=[(1/w2)^2 2^(0.5)/w2 1];
26 [b2, a2] = bilinear(A2, B2, fs);
27
28 %% a-v-Uebergang
29 B3 = [1/w3 1];
30 A3 = [1/(w4^2) 1/(Q4*w4) 1];
31 [b3, a3] = bilinear(B3, A3, fs);
32
33 %% Oberer Uebergang
34 B4 = [1/(w5^2) 1/(Q5*w5) 1]*((w5^2)/(w6^2));
35 A4 = [1/(w6^2) 1/(Q6*w6) 1];
36 [b4, a4] = bilinear(B4, A4, fs);
37
38 %% Gesamtfilter
39 y = filter(b2, a2, x);
40 y = filter(b1, a1, y);
41 y = filter(b3, a3, y);
42 y = filter(b4, a4, y);
43 end
44 %Nach https://de.mathworks.com/matlabcentral/answers/72294-iso-2631-filter-not-working#comment\_303449

```

Code 1: MATLAB-Implementierung der Gewichtung  $\bar{W}_k$  nach ISO 2631

```

1 function ISO2631 = ISO2631_Auswertung (x, fs, t_start)
2 % Fuehrt eine Komfort-Bewertung nach ISO 2631 durch
3 % Input:                               Output:
4 % x:      Beschleunigungen in z-Richtung   RMS:   Quadratischer Mittelwert
5 % fs:      Abtastfrequenz [Hz]             CF:    Crest Faktor
6 % t_start: Dauer Einschwingzeit [s]        VDV:   Vibration Dose Value
7 %                                             MTVV:  Maximum Transient Vibration Value
8
9 %% Einschwingzeit nicht beruecksichtigen
10 x = x(t_start*fs:end);
11 T = length(x)/fs;      %Dauer der Messung in [s]
12
13 %% Vorfilterung der Beschleunigungs-Signale mit Tiefpass 1.Ordnung
14 f_max = 80; % maximale Frequenz der Bewertung nach ISO 2631
15 f_eck_TP = 1.5*f_max; % Eckfrequenz Tiefpass
16 A_TP = [2*pi*f_eck_TP];
17 B_TP = [1 2*pi*f_eck_TP];
18 [a_TP,b_TP] = bilinear(A_TP,B_TP,fs);
19 x_TP = filter(a_TP, b_TP, x);
20
21 %% Gewichtung in z-Richtung
22 x_w = ISO2631_Gewichtung_Wk(x_TP, fs);
23
24 %% RMS
25 ISO2631.RMS = rms(x_w);
26
27 %% CF
28 ISO2631.CF = max(abs(x_w))/ISO2631.RMS;
29
30 %% VDV
31 ISO2631.VDV = nthroot(1/length(x_w)*sum(x_w.^4) ,4);
32
33 %% MTVV
34 tau = 1; % Zeitfenster in [s], nach ISO 2631: 1s
35 tau_n = tau*fs; % Diskretes Zeitfenster
36 x_w_n0 = zeros(length(x_w)-tau_n,1);
37 for n_0 = tau_n+1:1:length(x_w)
38     x_w_n0(n_0) = sqrt(1/tau_n*sum(x_w(n_0-tau_n:n_0).^2));
39 end
40 ISO2631.MTVV = max(x_w_n0);
41
42 %% Ermittlung des passenden Kennwerts
43 if ISO2631.CF < 9
44     ISO2631.Kennwert = strcat('Der beste Kennwert ist der RMS=',num2str(ISO2631.RMS),...
45     " mit CF<9. ');
46     return;
47 end
48
49 if ~(ISO2631.VDV/(ISO2631.RMS*T^0.25)>=1.75) && ~(ISO2631.MTVV/ISO2631.RMS>=1.5)
50     ISO2631.Kennwert = strcat('Der beste Kennwert ist der RMS=',num2str(ISO2631.RMS),...
51     " mit CF>=9. ');
52 elseif ISO2631.VDV/(ISO2631.RMS*T^0.25)>=1.75 && ~(ISO2631.MTVV/ISO2631.RMS>=1.5)
53     ISO2631.Kennwert = strcat('Die besten Kennwerte sind der RMS=',num2str(ISO2631.RMS),...
54     " und der VDV=",num2str(ISO2631.VDV),'. ');
55 elseif ~(ISO2631.VDV/(ISO2631.RMS*T^0.25)>=1.75) && ISO2631.MTVV/ISO2631.RMS>=1.5
56     ISO2631.Kennwert = strcat('Die besten Kennwerte sind der RMS=',num2str(ISO2631.RMS),...
57     " und der MTVV=",num2str(ISO2631.MTVV),'. ');
58 else
59     ISO2631.Kennwert = strcat('Die besten Kennwerte sind der RMS=',num2str(ISO2631.RMS),...
60     ",der VDV=",num2str(ISO2631.VDV), "und der MTVV=",num2str(ISO2631.MTVV),'. ');
61 end

```

Code 2: MATLAB-Implementierung der ISO 2631

## A.2 Ein-Sensor-Skyhook-Strategie

Wie in Abschnitt 4.2.1 beschrieben, wird im Rahmen dieser Arbeit die Ein-Sensor-Skyhook-Regelstrategie nach Song<sup>1</sup> in einen Regler implementiert und getestet. In diesem Abschnitt wird die Implementierung und die Ergebnisse beschrieben. Der Entwurf des Ein-Sensor-Skyhook-Reglers wird nach den Schritten in Abschnitt 4.2 durchgeführt:

1. Auswahl der Regelstrategie (Skyhook, Fuzzy, PID, etc.)
2. Bestimmung der strukturellen Fahrzeugparameter (Masse, Trägheiten, Geometrie, etc.)
3. Bestimmung der dynamischen Eigenschaften (Dämpferkennlinien, (un)gedeferte Masse, etc.)
4. Erstellen eines mathematischen Modells
5. Anpassen der Parameter an ein reales Fahrzeug
6. Übertragen des Modells in Software
7. Ergebnisse auswerten

### A.2.1 Auswahl einer Regelstrategie

Siehe Abschnitt 4.2.1.

### A.2.2 Bestimmung der strukturellen Parameter und dynamischen Eigenschaften

Für das in Abschnitt A.2.3 beschriebene mathematische Modell der Ein-Sensor-Skyhook-Regelstrategie werden die Werte der gefederten Masse, die Federsteifigkeit der Aufbaufeder und die maximale und minimale Dämpfungsrates der CDC-Dämpfer benötigt.

---

<sup>1</sup>Song 2009.

### A.2.3 Erstellung eines mathematischen Modells

Das mathematische Modell eines Skyhook-Reglers ist durch Gleichung 4.2 beschrieben. Wie in Abschnitt 4.2.1 erwähnt, kann in dem vorliegenden Fahrzeug die Relativgeschwindigkeit zwischen Achse und Aufbau nicht gemessen werden, weshalb die Relativgeschwindigkeit geschätzt werden muss.

Die von Song entwickelte Ein-Sensor-Skyhook-Regelstrategie (Cost-Effective Skyhook Control) basiert auf einem Washout-Filters erster Ordnung, der die Relativgeschwindigkeit  $\dot{x}_{12} = (\dot{x}_2 - \dot{x}_1)$  schätzt. Die Übertragungsfunktion dieses Schätzers ist<sup>2</sup>

$$\dot{x}_{12} = \frac{\beta}{s + \alpha} \left( \frac{1}{s} \ddot{x}_2 \right), \quad (\text{A.1})$$

mit

$$\begin{aligned} \alpha &= c_2/k_{mean} \\ \beta &= (m_{min} + m_{max})/k_{mean} \\ k_{mean} &= (k_{min} + k_{max})/2. \end{aligned} \quad (\text{A.2})$$

$m_{min}$  und  $m_{max}$  sind der minimale und maximale Wert, den  $m_2$  einnehmen kann.  $k_{min}$  und  $k_{max}$  sind die minimale und maximale Wert der Dämpfungsfeder  $k_2$ .

Die Dämpfungsfeder wird analog zu der No-Jerk-Skyhook-Regelstrategie<sup>3</sup> berechnet durch<sup>4</sup>

$$k_{sky} = \begin{cases} G\dot{x}_{12}\dot{x}_2 & \text{für } \dot{x}_{12}\dot{x}_2 \geq 0 \\ 0 & \text{sonst.} \end{cases} \quad (\text{A.3})$$

$G$  ist ein konstanter, positiver Verstärkungsfaktor. Die resultierende Dämpfungskraft wird nach Gleichung 4.1 berechnet.<sup>5</sup>

Der Schätzer ist so ausgelegt, dass er die Relativgeschwindigkeit im Bereich der Eigenfrequenz des Aufbaus am besten schätzt.<sup>6</sup> Durch die  $1/s^2$  Charakteristik des Schätzers werden die hochfrequenten Anteile der Relativgeschwindigkeit reduziert.<sup>7</sup> Song zeigt, dass seine Ein-Sensor-Skyhook-Regelstrategie außerhalb des Eigenfrequenzbereichs des Aufbaus ein vergleichbares Verhalten zeigt wie die konventionelle Skyhook-Regelstrategie. Im Eigenfrequenzbereich des Aufbaus liefert sie bessere Ergebnisse.<sup>8</sup>

Song implementiert die Ein-Sensor-Skyhook-Regelstrategie in ein 7-DOF Fahrzeugmodell im Schwerpunkt. Dort werden Nick-, Wank- und Hubbeschleunigungen gemessen und mit der Ein-Sensor-Skyhook-Regelstrategie in Dämpfungsfeder für diese Anregungen umgerechnet. Diese werden in die Dämpfungsfeder an den vier Rädern

<sup>2</sup>Song 2009, S. 19.

<sup>3</sup>Ahmadian, Song et al. 2004, S.581.

<sup>4</sup>Song 2009, S. 23.

<sup>5</sup>Song 2009, S. 17.

<sup>6</sup>Song 2009, S. 19.

<sup>7</sup>Song 2009, S.19.

<sup>8</sup>Song 2009, S. 23 ff.



transformiert. In dieser Arbeit wird die Ein-Sensor-Skyhook-Regelstrategie für jedes Rad separat implementiert. An jedem Rad wird die Beschleunigung des Aufbaus gemessen und mit dieser die Ströme für den jeweiligen CDC-Dämpfer berechnet. In der Arbeit von Song wird außerdem nicht zwischen Zug- und Druckstufe unterschieden.

### Implementierung des mathematischen Modells in Simulink

In Abbildung A.1 ist die Implementierung des gesamten Ein-Sensor-Skyhook-Reglers in Simulink dargestellt. Eingangsgrößen sind die Aufbaubeschleunigungen an jedem Rad des Fahrzeugs. Die Beschleunigungen kommen aus der Mehrkörpersimulation. Die Schnittstelle ist in Abschnitt 5.1 beschrieben. Die Ausgangsgrößen sind die acht Ströme für die CDC-Dämpfer (je Zug und Druck pro Dämpfer).

Aus den Aufbaubeschleunigungen werden in den Subsystemen „Dämpfungsvorgabe“ mit der Ein-Sensor-Skyhook-Regelstrategie die Dämpferraten an dem jeweiligen Rad errechnet. Die Dämpferraten werden anschließend aufgetrennt in die Zug- und Druckstufe.

Mit diesen Dämpferraten werden die Ströme für die CDC-Dämpfer errechnet. Die Berechnung der Ströme wurde im Vorfeld dieser Arbeit entwickelt, weshalb sie im Folgenden nicht genauer beschrieben wird.

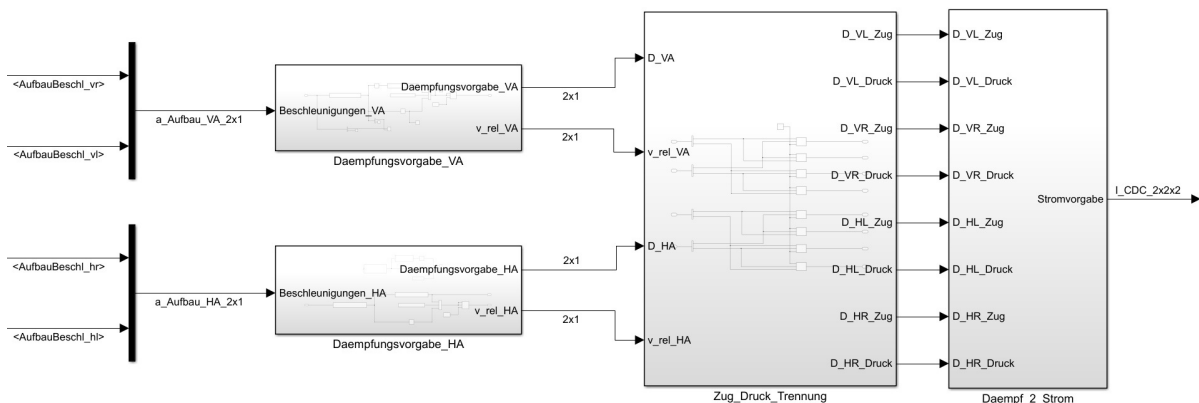


Abbildung A.1: Implementierung des Ein-Sensor-Skyhook-Reglers in Simulink

Die Berechnung der Dämpferraten geschieht radindividuell, die Aufbaubeschleunigungen der anderen Räder haben jeweils keinen Einfluss. Für die VA und die HA gelten andere Werte für die Parameter in Gleichung A.1 und A.3, weshalb jeweils ein Subsystem für die Vorderachse und Hinterachse implementiert ist. In Abbildung A.2 ist die Implementierung am Beispiel der Vorderachse dargestellt. Die Implementierung der Hinterachse ist, mit anderen Parameterwerten äquivalent, dazu.

Zuerst wird die jeweilige Aufbaubeschleunigung mit einem Hochpass ( $H(s) = s/(2\pi f_c + s)$ ) gefiltert, um konstante Aufbaubeschleunigungen zu eliminieren. Diese würden bei der anschließenden Integration zu stetig anwachsenden Werten führen. Als Grenzfrequenz ist  $f_c = 0,5$  Hz gewählt, da dies der unteren Grenze des in

ISO 2631 berücksichtigten Frequenzbereichs entspricht.<sup>9</sup> Mit den gefilterten Aufbaubeschleunigungen wird nach Gleichung A.1 und A.3 die Dämpfungsferrate berechnet. Die Implementierung erfolgt dabei zeitdiskret. Dazu werden die Gleichungen mit dem Expliziten Euler-Verfahren ( $s = (z - 1)/T_s$ ) vom Zeitkontinuierlichen ins Zeitdiskrete mit der Abtastrate  $T_s$  transformiert. Neben der Dämpfungsferrate wird zusätzlich die geschätzte Relativgeschwindigkeit  $v_{rel} \hat{=} \dot{x}_{12}$  ausgegeben.

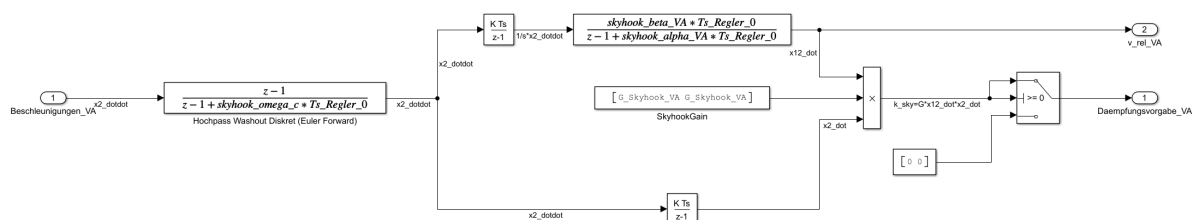


Abbildung A.2: Implementierung der Ein-Sensor-Skyhook-Regelstrategie in Simulink für die VA

Mit der geschätzten Relativgeschwindigkeit können die Dämpfungsraten anschließend in die Dämpfungsraten für die Zug- und Druckstufen aufgetrennt werden. Die Implementierung für die Vorderräder ist in Abbildung A.3 dargestellt. Die Implementierung für die Hinterräder ist äquivalent dazu. Eine positive Relativgeschwindigkeit bedeutet, dass der Aufbaudämpfer auseinander gezogen wird (=Zug). Für Zug wird die Dämpfungsferrate der Zugstufe des jeweiligen Rades auf den Wert der zuvor errechneten Dämpfungsferrate gesetzt und die Dämpfungsferrate der Druckstufe wird null gesetzt. Für Druck wird die Dämpfungsferrate der Druckstufe des jeweiligen Rades auf den Wert der zuvor errechneten Dämpfungsferrate gesetzt und die Dämpfungsferrate der Zugstufe wird null gesetzt.

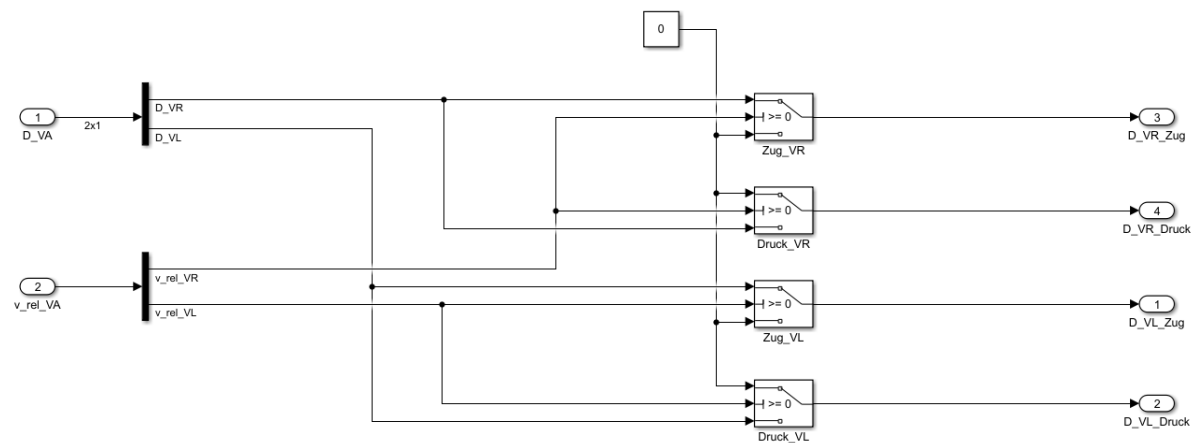


Abbildung A.3: Implementierung der Zug-Druck-Trennung in Simulink für die VA

#### A.2.4 Anpassen der Parameter an ein reales Fahrzeug

Die in Abschnitt A.2.3 beschriebene Regelstrategie enthält die folgenden Parameter:

<sup>9</sup>ISO 2631-1:1997-07-15 1997, S. 1.

- Aufbaufedersteifigkeit  $c_2$ ,
- maximale Dämpfungsferrate  $k_{max}$ ,
- minimale Dämpfungsferrate  $k_{min}$ ,
- maximale Aufbaumasse  $m_{max}$ ,
- minimale Aufbaumasse  $m_{min}$ ,
- Verstärkungsfaktor  $G$ .

Die Werte dieser Parameter müssen für jeden Rad individuell festgelegt werden. In dieser Arbeit liegt der Schwerpunkt in y-Richtung in der Fahrzeugmitte und die x-Achse ist eine Symmetrieachse, weshalb keine Trennung zwischen links und rechts notwendig ist. Die Vorderachse und Hinterachse müssen getrennt betrachtet werden, da der Schwerpunkt nicht in der Fahrzeugmitte liegt.

In der Arbeit von Song wird ein 7-DOF Fahrzeugmodell verwendet, in dem Aufbaufedern und der Aufbaudämpfer über die Querlenker mit einer Übersetzung auf die Räder wirken. Ob diese Übersetzung einen Einfluss auf die Werte der Parameter hat, geht nicht aus der Arbeit hervor. In dieser Arbeit wird angenommen, dass die Übersetzung keinen Einfluss auf die Werte der Parameter hat.

### Aufbaufedersteifigkeiten

Die Werte der Aufbaufedersteifigkeit liegen nicht direkt vor, sondern als Werte der gleich- und wechselseitigen Federsteifigkeit ( $c_{gleich,XA}$  und  $c_{wechsel,XA}$ ) der VA beziehungsweise HA. Dadurch wird der Einfluss des Stabilisators auf die Federung berücksichtigt. Durch die Verwendung der gleichseitigen Federsteifigkeit der Achsen kann die Federsteifigkeit der Aufbaufeder berechnet werden durch

$$c_{2,XA} = \frac{c_{gleich,XA}}{2}. \quad (\text{A.4})$$

Da es sich bei den Aufbaufedern um Luftfedern handelt, sind die gleichseitigen Aufbaufedersteifigkeiten nicht konstant, sondern von der Auslenkung und der Frequenz abhängig. Für diese Arbeit wird die statische Federsteifigkeit im Arbeitspunkt der Luftfeder verwendet.

Song modelliert den Stabilisator nicht und gibt keine Hinweise, wie der Einfluss eines Stabilisators berücksichtigt werden soll. In dieser Arbeit wird der Einfluss des Stabilisators auf die Gesamtfedersteifigkeit nicht berücksichtigt.

### Minimale und Maximale Dämpfungsraten

Die minimalen und maximalen Werte der Dämpfungsraten ( $k_{min}$ ,  $k_{max}$ ) werden aus einem Geschwindigkeit-Kraft-Kennfeld der Aufbaudämpfer (siehe Abbildung 2.5) berechnet.

Aus Gleichung 2.2 folgt

$$k = \frac{F}{v_{rel}}. \quad (\text{A.5})$$

Mit dieser Gleichung werden die Dämpfungsraten an den jeweiligen Stützpunkten des Kennfelds berechnet. Da für Geschwindigkeiten nahe null kleine Ungenauigkeiten großen Einfluss haben, sind die Werte der Dämpfungsraten mit Unsicherheit behaftet. Für die Geschwindigkeit null werden keine Dämpfungsraten errechnet, da dies physikalisch nicht sinnvoll ist. Durch das negative Vorzeichen der Geschwindigkeit in der Druckstufe werden die Absolutwerte der errechneten Dämpfungsraten berechnet. Von diesen werden der minimale und der maximale Wert entnommen und für die Werte der Parameter verwendet. Alle Dämpfer haben die gleichen Dämpfungsraten.

### Minimale und Maximale Massen

Bei der Berechnung der minimalen und maximalen Massen ( $m_{min}$ ,  $m_{max}$ ) wird die vereinfachende Annahme getroffen, dass die Werte nur durch die Masse des Aufbaus und der Lage des Schwerpunkts ergeben. Dazu wird für jedes Rad errechnet, welche Masse durch die jeweilige Feder gestützt werden muss. Dynamische Effekte durch die Nick- und Wankträchtigkeit werden nicht berücksichtigt, da die Werte der Massen sonst von der Fahrzeugbewegung abhängig wären. Die minimale Masse des Aufbaus entspricht dem Leergewicht nach Richtlinie 92/21/EWG.<sup>10</sup> Die maximale Masse des Aufbaus entspricht dem Leergewicht plus der maximalen Zuladung.

### Verstärkungsfaktoren

Song erklärt in seiner Arbeit nicht, wie die Verstärkungsfaktoren  $G_{XA}$  zu bestimmen sind oder welche Werte verwendet werden. Die Werte der Verstärkungsfaktoren werden durch Ausprobieren bestimmt. Das Ziel ist, Werte für die Verstärkungsfaktoren zu bestimmen, für die der Betrag der Aufbaubeschleunigungen im Eigenfrequenzbereich des Aufbaus für alle Lastfälle möglichst klein sind, ohne dass der Betrag der Aufbaubeschleunigungen oberhalb des Eigenfrequenzbereichs des Aufbaus zunimmt. Die Werte werden bestimmt zu  $G_{VA} = 600$  und  $G_{HA} = 1400$ .

<sup>10</sup>Richtlinie 92/21/EWG 1992.

### A.2.5 Analyse des entworfenen Reglers

Abbildung A.4 zeigt die Amplitude der Fahrersitzbeschleunigungen in Abhängigkeit von der Frequenz für den Lastfall 3. Es sind die Ergebnisse für den Ein-Sensor-Skyhook-Regler und für Fahrwerke mit harten und weichen Dämpfern aufgetragen. Im Bereich zwischen Aufbau- und Achseigenfrequenz sind die Sitzbeschleunigungen für den Ein-Sensor-Skyhook-Regler gegenüber einem weichen Fahrwerk überhöht. Für die Lastfälle 1 und 2 sind die Überhöhungen ebenfalls vorhanden. Der Regler erfüllt damit nicht die in Abschnitt 4.3 beschriebenen Anforderungen.

Lastfall 1 bis 3 enthalten große Anregungen im Frequenzbereich zwischen Aufbau- und Achseigenfrequenz. Der entworfene Regler ist den Ergebnissen nach nicht geeignet, um Anregungen in diesem Bereich zu dämpfen.

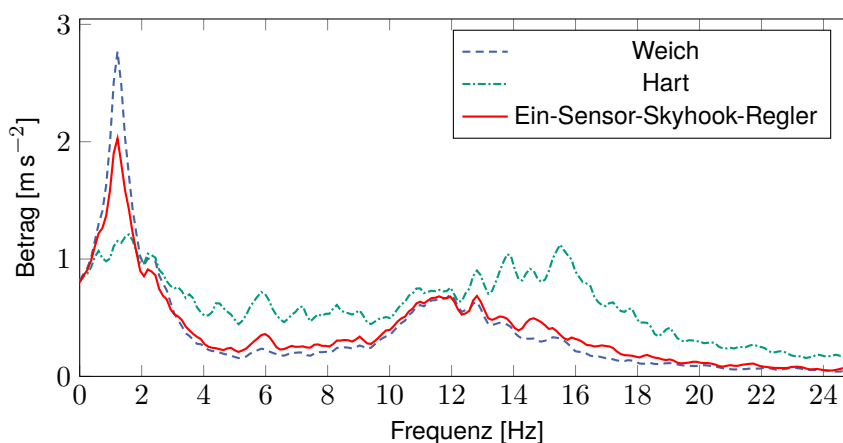


Abbildung A.4: Vergleich der Beschleunigungsamplituden des Fahrersitzes für Lastfall 3 für den Ein-Sensor-Skyhook-Regler

Der Verlauf des Stroms, den der Ein-Sensor-Skyhook-Regler für den Lastfall 3 am Rad hinten links stellt, ist in Abbildung A.5 dargestellt. Die ersten 5 s sind nicht dargestellt, da es sich dabei um die Einschwingzeit handelt, in der das Fahrzeug in seine Ruhelage übergeht, bevor der Lastfall beginnt. Die Ströme für die Zug- und Druckstufe sind separat dargestellt. Der Ein-Sensor-Skyhook-Regler bestromt bis zu 5 s am Stück eine Stufe, während die andere Stufe stromlos bleibt.

Zwischen der Zug- und Druckstufe wird, wie in Abbildung A.3 dargestellt, durch das Vorzeichen der geschätzten Relativgeschwindigkeit umgeschaltet. Die geschätzte Relativgeschwindigkeit wird nach Gleichung A.1 durch Integration der Beschleunigung berechnet. Die Lastfälle 1 bis 3 enthalten viele Steigungen, weshalb die geschätzte Relativgeschwindigkeit zeitweise Konstantanteile enthält. Dieser hätte durch einen weiteren Hochpassfilter kompensiert werden müssen. In der von Song beschriebenen und so implementierten Form des Ein-Sensor-Skyhook-Reglers ist der Wechsel zwischen Zug- und Druckstufe zu langsam, als dass damit Vergleiche zwischen Ein- und Zwei-Ventilstoßdämpfern durchgeführt werden könnte, da mögliche Unterschiede nur während des Wechsels zwischen Zug- und Druckstufe erwartet werden.

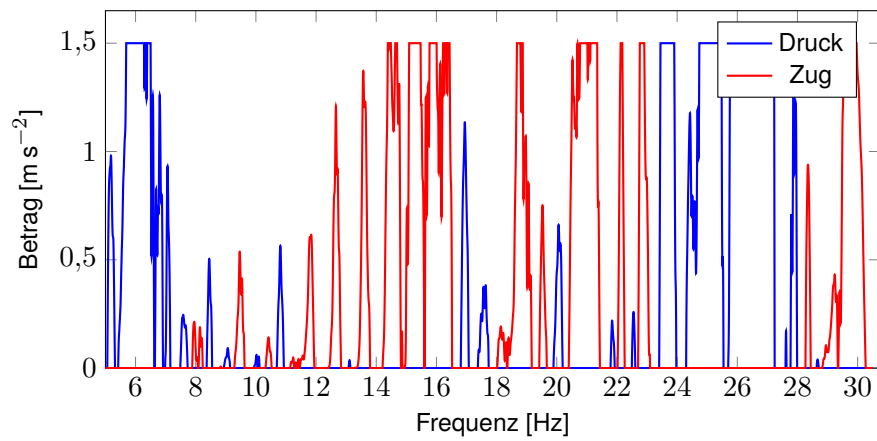


Abbildung A.5: Strom der Zug- und Druckstufe für Lastfall 3 am Rad hinten links für den Ein-Sensor-Skyhook-Regler

Da der Ein-Sensor-Skyhook-Regler die Ströme nicht sinnvoll stellt und Überhöhungen im Bereich zwischen Aufbau- und Achseigenfrequenz zeigt, wird er für diese Arbeit verworfen.

# Abbildungsverzeichnis

1	Titelbild <sup>1</sup> . . . . .	i
1.1	Anzahl produzierter Fahrzeuge mit Verstelldämpfung . . . . .	1
2.1	Fahrzeugkoordinatensystem nach DIN ISO 8855 . . . . .	5
2.2	Schematische Darstellung des Fahrwerks als 2-Freiheitsgrad-System . . . . .	6
2.3	Eigenfrequenzen des Aufbaus und der Achse . . . . .	7
2.4	Schematische Darstellung eines Zwei- und Einrohrstoßdämpfers . . . . .	8
2.5	Beispielhaftes Kennfeld eines CDC-Dämpfers . . . . .	8
2.6	Schematische Darstellung zweier CDC-Dämpfer . . . . .	9
2.7	Schematische Darstellung eines semi-aktiven Fahrwerks . . . . .	10
2.8	Aufbau eines Proportionalventils . . . . .	11
2.9	Aufbau des Öhlins Racing CES8700 Proportionalventils . . . . .	11
2.10	Grundstruktur eines Regelkreises . . . . .	12
3.1	Komfort und Diskomfort als unabhängige Größen . . . . .	15
3.2	Subjektiver Fragebogen mit Referenz . . . . .	18
3.3	Gewichtungsfunktionen aus ISO 2631 . . . . .	20
3.4	Ablauf der Bewertung nach ISO 2631 . . . . .	24
4.1	Ideale Skyhook-Konfiguration . . . . .	34
4.2	Skyhook-Strategie für semi-aktive Fahrwerke . . . . .	35
4.3	Ideale Groundhook-Konfiguration . . . . .	35
4.4	Ideale Hybrid-Konfiguration . . . . .	36
4.5	Beispiel für eine Regelung mit der SMC-Regelstrategie . . . . .	38
4.6	Implementierung des Reglers in Simulink . . . . .	43
4.7	Implementierung der Skyhook-Regelstrategie in Simulink . . . . .	43
4.8	Implementierung des Hochpass-Integrators in Simulink . . . . .	44
4.9	Implementierung der Zug-Druck-Trennung in Simulink für die VA . . . . .	45
4.10	Vergleich der Fahrersitz-Beschleunigungsamplituden für Lastfall 5 . . . . .	46
4.11	Verteilung der Stromstärken am Dämpfer Hinten Links . . . . .	47
4.12	Aufbaubeschleunigungen für verschiedene Stoßdämpferkennlinien . . . . .	48
4.13	Vergleich der Beschleunigungsamplituden des Fahrersitzes für Lastfall 5 . . . . .	49
5.1	Aufbau der Simulationsumgebung . . . . .	52

<sup>1</sup>Mercedes-Benz AG 2022.

5.2	Fahrwerkregler-Modell . . . . .	52
5.3	Schaltkreis einer Ventilschule . . . . .	55
5.4	Implementierung der Stromdynamik in Simulink . . . . .	56
5.5	Implementierung des Wechsels zwischen Übertragungsfunktionen in Simulink . . . . .	57
5.6	Vergleich des in dem Stromdynamik-Modell berechneten Strom mit dem am realen Fahrzeug gemessenen Ist-Strom und der Soll-Strom-Vorgabe . . . . .	59
5.7	Implementierung der Ventildynamik für die Vorderachse in Simulink . . . . .	61
5.8	Implementierung der Strom- und Ventildynamik in die Simulationsumgebung . . . . .	62
5.9	Implementierung des Wechsels zwischen Ein- und Zwei-Ventil-Dämpfern in Simulink . . . . .	63
5.10	Position des Fahrersitzes in der Draufsicht . . . . .	66
6.1	Vergleich der Beschleunigungsamplituden des Fahrersitzes für Lastfall 2 . . . . .	70
6.2	Überlappung der Ströme für Zug- und Druckstufe durch die Strom- und Ventildynamik . . . . .	71
6.3	Vergleich der Beschleunigungsamplituden des Fahrersitzes für Lastfall 3 . . . . .	72
6.4	Aufbau- und Dämpfer-Geschwindigkeit am Rad VR . . . . .	73
A.1	Implementierung des Ein-Sensor-Skyhook-Reglers in Simulink . . . . .	83
A.2	Implementierung der Ein-Sensor-Skyhook-Regelstrategie in Simulink für die VA . . . . .	84
A.3	Implementierung der Zug-Druck-Trennung in Simulink für die VA . . . . .	84
A.4	Vergleich der Beschleunigungsamplituden des Fahrersitzes für Lastfall 3 für den Ein-Sensor-Skyhook-Regler . . . . .	87
A.5	Strom der Zug- und Druckstufe für Lastfall 3 am Rad hinten links für den Ein-Sensor-Skyhook-Regler . . . . .	88



## Tabellenverzeichnis

1	Lateinische Symbole . . . . .	xvii
2	Griechische Symbole . . . . .	xvii
3	Indizes und Akzente . . . . .	xviii
3.1	Von SAE 1060 empfohlene Skala für die Komfortbewertung von Fahrzeugen . . . . .	17
3.2	Beispiele subjektiver Komfortmerkmale und deren Beschreibung . . . . .	18
3.3	Parameter der Gewichtungsfunktionen in ISO 2631 . . . . .	21
3.4	Vergleich der objektiven Bewertungsmethoden . . . . .	30
4.1	Beispielhafte Fuzzy-Regeln für ein Regler eines semi-aktiven Fahrwerks . . . . .	39
4.2	Vergleich der RMS-Komfortkennwerte für verschiedene Verstärkungsfaktoren . . . . .	46
5.1	Liste der verwendeten Lastfälle . . . . .	53
5.2	Ventildynamik Schaltzeiten . . . . .	60
6.1	Vergleich der RMS-Komfortkennwerte ohne und mit Strom- und Ventildynamik . . . . .	70
6.2	Vergleich der RMS-Komfortkennwerte zwischen Ein- und Zwei-Ventil-Dämpfern . . . . .	72



## Codeverzeichnis

1	MATLAB-Implementierung der Gewichtung $\bar{W}_k$ nach ISO 2631 . . . . .	79
2	MATLAB-Implementierung der ISO 2631 . . . . .	80



# Quellenverzeichnis

## Literaturverzeichnis

- Ahmadian, Song et al. 2004** Mehdi Ahmadian, Xubin Song und Steve C. Southward (2004). „No-Jerk Skyhook Control Methods for Semiactive Suspensions“. In: *Journal of Vibration and Acoustics* 126.4, S. 580–584. ISSN: 1048-9002.
- Bilstein 2023** Bilstein (2023). *BILSTEIN Produktkatalog*. URL: <http://web1.carparts-cat.com/default.aspx?11=18&14=1&10=57C2B8A2C4364F6BB5FC7488DEC78C58018001&12=100> (abgerufen am 08.01.2023).
- Bubb 2003** Heiner Bubb (2003). „Komfort und Diskomfort: Definition und Überblick“. In: *Ergonomie aktuell* 4, S. 5–8. ISSN: 1616-7627.
- Causemann 2003** Peter Causemann (2003). „Moderne Schwingungsdämpfung“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 105.11, S. 1072–1079. ISSN: 0001-2785. DOI: 10.1007/BF03224468.
- Chen, He et al. 2021** Keren Chen, Shuilong He, Enyong Xu, Wei Wang und Zhansi Jiang (2021). „Ride Comfort Optimization Method for Commercial Vehicle Based on Nonlinear Damping and PSO“. In: *Proceedings of China SAE Congress 2019: Selected Papers*. Lecture Notes in Electrical Engineering. Singapore: Springer Singapore, S. 351–365. ISBN: 978-981-15-7944-8.
- Cronistein 2015** Romina Cronistein (2015). *ISO 2631 Filter not working*. URL: [https://de.mathworks.com/matlabcentral/answers/72294-iso-2631-filter-not-working#comment\\_303449](https://de.mathworks.com/matlabcentral/answers/72294-iso-2631-filter-not-working#comment_303449) (abgerufen am 08.02.2023).
- Cucuz 1993** S. Cucuz (1993). „Auswirkung von stochastischen Unebenheiten und Einzelhindernissen der realen Fahrbahn“. Dissertation. Braunschweig: Technische Universität Braunschweig.
- Dahlberg 1980** Tore Dahlberg (1980). „Comparison of Ride Comfort Criteria for Computer Optimization of Vehicles Travelling on Randomly Profiled Roads“. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 9.6, S. 291–307. DOI: 10.1080/00423118008968627.
- Dempsey, Leatherwood et al. 1979** Thomas K. Dempsey, Jack D. Leatherwood und Sherman A. Clevenson (1979). „Development of noise and vibration ride comfort criteria“. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 65, S. 124–132. DOI: 10.1121/1.382254.
- Díaz-Choque, Félix-Herrán et al. 2021** C. Steven Díaz-Choque, L. C. Félix-Herrán und Ricardo A. Ramírez-Mendoza (2021). „Optimal Skyhook and Groundhook Control for Semiactive Suspension: A Comprehensive Methodology“. In: *Shock and Vibration* 2021, S. 1–21. ISSN: 1070-9622.
- Döring 2011** Daniela Döring (2011). *Eine kurze Einführung in die Systemtheorie: Lehr- und Übungsbuch*. 1. Aufl. Studium. Wiesbaden: Vieweg + Teubner. ISBN: 978-3-8348-1429-6.

- Enders, Burkhard et al. 2019** Erik Enders, Georg Burkhard, Felix Fent, Markus Lienkamp und Dieter Schramm (2019). „Objectification methods for ride comfort“. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 83.4, S. 885–898. doi: 10.1007/s10010-019-00361-6.
- Ersoy und Gies 2017** Metin Ersoy und Stefan Gies, Hrsg. (2017). *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen - Fahrdynamik - Fahrverhalten - Komponenten - elektronische Systeme - Fahrerassistenz - autonomes Fahren - Perspektiven*. 5. Auflage. ATZ/MTZ-Fachbuch. Wiesbaden und Heidelberg: Springer Vieweg. ISBN: 978-3-658-15467-7.
- Faris, BenLahcene et al. 2012** Waleed F. Faris, Zohir BenLahcene und Faried Hasbullah (2012). „Ride quality of passenger cars: an overview on the research trends“. In: *International Journal of Vehicle Noise and Vibration* 8.3, S. 185–199. doi: 10.1504/IJVNV.2012.048169.
- Fischer, Meywerk et al. 2010** Niklas Fischer, Martin Meywerk, Hannes Karrer, Werner Reinalter und Peter Wimmer (2010). „Komfortbeurteilung von Pkw bei Einzelhindernisüberfahrten durch Wavelet-Transformierte“. In: *4. VDI-Tagung Humanschwingungen mit Fachausstellung*. Bd. 2097. VDI-Berichte. VDI, S. 261–272. ISBN: 978-3-18-092097-9.
- Fleischmann 2000** Dieter Fleischmann (2000). *Schalten induktiver Lasten*. URL: [https://www.fingerswelt.de/info/schalten\\_induktiver\\_lasten\\_faq.pdf](https://www.fingerswelt.de/info/schalten_induktiver_lasten_faq.pdf) (abgerufen am 27.01.2023).
- Fossard und Floquet 2002** A. J. Fossard und T. Floquet (2002). „Introduction: An Overview of Classical Sliding Mode Control“. In: *Sliding mode control in engineering*. Hrsg. Wilfrid Perruquetti und Jean Pierre Barbot. Control engineering. New York: M. Dekker, S. 20–46. ISBN: 0-8247-0671-4.
- Gameiro da Silva, M. C. 2002** Gameiro da Silva, M. C. (2002). „Measurements of comfort in vehicles“. In: *Measurement Science and Technology* 13, S. 41–60. doi: 10.1088/0957-0233/13/6/201.
- Gauterin 2020** Frank Gauterin (2020). „Fahrzeugkomfort und -akustik I“. Vorlesungsfolien. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie.
- Genuit 2010** Klaus Genuit, Hrsg. (2010). *Sound-Engineering im Automobilbereich: Methoden zur Messung und Auswertung von Geräuschen und Schwingungen*. Heidelberg: Springer. ISBN: 9783642014147.
- Griffin 1990** M. J. Griffin (1990). *Handbook of Human Vibration*. San Diego: Elsevier. ISBN: 9780123030405.
- Grove Thomsen und True 2010** Per Grove Thomsen und Hans True (2010). *Non-smooth Problems in Vehicle Systems Dynamics*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. ISBN: 978-3-642-01355-3.
- Henn 2018** Timo Henn (2018). „Modellbasierte Applikation von Fahrdynamiksystemen am Beispiel der adaptiven Dämpfung“. Dissertation. Duisburg: Universität Duisburg-Essen.
- Hennecke 1994** Dieter Hennecke (1994). „Zur Bewertung des Schwingungskomforts von Pkw bei instationärer Anregung“. Dissertation. Braunschweig: Technische Universität Braunschweig.
- Jörißen 2012** Bastian Jörißen (2012). „Objektivierung der menschlichen Schwingungswahrnehmung unter Einfluss realer Fahrbahnanregungen“. Dissertation. Duisburg: Universität Duisburg-Essen.
- Karnopp 1987** Dean Karnopp (1987). „Force Generation in Semi-Active Suspensions Using Modulated Dissipative Elements“. In: *Vehicle System Dynamics* 16.5-6, S. 333–343. ISSN: 0042-3114. doi: 10.1080/00423118708968890.

- Karrenberg 2016** Ulrich Karrenberg (2016). *Signale - Prozesse - Systeme: Eine multimediale und interaktive Einführung in die Signalverarbeitung*. 7. neu bearbeitete und erweiterte Auflage. Berlin, Heidelberg und New York: Springer. ISBN: 978-3-662-52658-3.
- Kashem, Nagarajah et al. 2018** Saad Kashem, Romesh Nagarajah und Mehran Ektesabi (2018). *Vehicle Suspension Systems and Electromagnetic Dampers*. Singapore: Springer Singapore. ISBN: 978-981-10-5477-8.
- Klingner 1996** Burkhard Klingner (1996). „Einfluss der Motorlagerung auf Schwingungskomfort und Geräuschanregung im Kraftfahrzeug“. Dissertation. Braunschweig: Technische Universität Braunschweig.
- Knauer 2010** Peter Knauer (2010). „Objektivierung des Schwingungskomforts bei instationärer Fahrbahnanregung“. Dissertation. München: Technische Universität München.
- Koulocheris, Papaioannou et al. 2017** Dimitrios Koulocheris, Georgios Papaioannou und Emmanouil Chrysos (2017). „A comparison of optimal semi-active suspension systems regarding vehicle ride comfort“. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 252*, S. 12–22. doi: 10.1088/1757-899X/252/1/012022.
- Kozawa, Sugimoto et al. 1986** Yoshihiko Kozawa, Gunji Sugimoto und Yasuhiko Suzuki (1986). „A New Ride Comfort Meter“. In: *SAE Technical Paper Series*. SAE Technical Paper Series. SAE International, S. 1038–1045. doi: 10.4271/860430.
- Kreimb, Holst et al. 2018** M. Kreimb, C. von Holst und C. Oberhaus (2018). „Relevanz zusätzlicher Bewertungsverfahren nach ISO 2631-1 bei der Beurteilung der Schwingungsexposition in Traktoren“. In: *VDI-Berichte 2322*, S. 189–208. ISSN: 0083-5560.
- Küçükay 2022** Ferit Küçükay (2022). *Grundlagen der Fahrzeugtechnik: Antriebe, Getriebe, Energieverbrauch, Bremsen, Fahrdynamik, Fahrkomfort*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH. ISBN: 978-3-658-36726-8.
- Kurczyk und Pawełczyk 2013** Sebastian Kurczyk und Marek Pawełczyk (2013). „Fuzzy Control for Semi-Active Vehicle Suspension“. In: *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control* 32.3, S. 217–226. ISSN: 1461-3484.
- Lu, Ma et al. 2021** Yi Lu, Lifa Ma und Jianjun Guo (2021). „Study of the Subjective and Objective Correlation on Vehicle Ride Comfort“. In: *Proceedings of China SAE Congress 2019: Selected Papers*. Bd. 646. Lecture Notes in Electrical Engineering. Singapore: Springer Singapore, S. 319–338. ISBN: 978-981-15-7944-8.
- Lück, Naumann et al. 2018** Sönke Lück, Rolf Naumann und Manfred Hermanski (2018). „Experimentelle und simulationsgestützte Komfortuntersuchungen an einem elektrischen Rollstuhl“. In: *VDI-Berichte 2322*, S. 265–280. ISSN: 0083-5560.
- Lunze 2020a** Jan Lunze (2020a). *Regelungstechnik 1*. 12., überarbeitete Auflage. Lehrbuch. Berlin: Springer Vieweg. ISBN: 978-3-662-60745-9.
- Lunze 2020b** – (2020b). *Regelungstechnik 2*. 10., überarbeitete und aktualisierte Auflage. Lehrbuch. Berlin: Springer Vieweg. ISBN: 978-3-662-60759-6.
- Mercedes-Benz AG 2022** Mercedes-Benz AG (2022). *Fahrwerk mit adaptiver Verstelldämpfung*. URL: <https://www.mercedes-benz.de/passengercars/mercedes-benz-cars/models/g-class/>

suv-w463/comfort/onroad-performance-gallery/adaptivedampingadjustment/\_jcr\_content/par/productinfotextimage/media2/slides/videoimageslide\_5765/image.MQ6.0.20190606105751.jpeg (abgerufen am 05.01.2023).

**Mercedes-Benz Group Media 2019** Mercedes-Benz Group Media (2019). *Aktives Fahrwerk E-ACTIVE BODY CONTROL: Das Auto, das schlechte Straßen abschafft*. Stuttgart. URL: <https://group-media.mercedes-benz.com/marsMediaSite/de/instance/ko/Aktives-Fahrwerk-E-ACTIVE-BODY-CONTROL-Das-Auto-das-schlechte-Strassen-abschafft.xhtml?oid=43615283> (abgerufen am 09.08.2022).

**Mulla, Jalwadi et al. 2014** Ansar Mulla, Sudhindra Jalwadi und Deepak Unaune (2014). „Performance Analysis of Skyhook, Groundhook and Hybrid Control Strategies on Semiactive Suspension System“. In: *International Journal of Current Engineering and Technology Special Issue-3*, S. 265–269. ISSN: 2277 - 4106.

**Nagarkar, Bhalerao et al. 2018** M. P. Nagarkar, Y. J. Bhalerao, G. J. Vikhe Patil und R. N. Zaware Patil (2018). „Multi-Objective Optimization of Nonlinear Quarter Car Suspension System – PID and LQR Control“. In: *Procedia Manufacturing* 20, S. 420–427. ISSN: 23519789.

**Nguyen 2020** Minh-Tri Nguyen (2020). *Subjektive Wahrnehmung und Bewertung fahrbahninduzierter Gier- und Wankbewegungen im virtuellen Fahrversuch*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden. ISBN: 978-3-658-30220-7.

**Nyquist 1928** Harry Nyquist (1928). „Certain Topics in Telegraph Transmission Theory“. In: *Transactions of the American Institute of Electrical Engineers* 47.2, S. 617–644. doi: 10.1109/T-AIEE.1928.5055024.

**Paarmann 2001** Larry D. Paarmann (2001). *Design and analysis of analog filters: A signal processing perspective*. Bd. 617. Kluwer international series in engineering and computer science. Dordrecht und London: Kluwer Academic. ISBN: 0-7923-7373-1.

**Palomares, Bellido et al. 2021** Eduardo Palomares, José C. Bellido et al. (2021). „Pointwise-constrained optimal control of a semiactive vehicle suspension“. In: *Optimal Control Applications and Methods* 42.1, S. 216–235. doi: 10.1002/oca.2671.

**Pelosi, Subramanya et al. 2013** Matteo Pelosi, Kashyap Subramanya und Jonas Lantz (2013). „Investigation on the Dynamic Behavior of a Solenoid Hydraulic Valve for Automotive Semi-Active Suspensions Coupling 3D and 1D Modeling“. In: *Proceedings from the 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, June 3-5, 2013, Linköping, Sweden*. Linköping Electronic Conference Proceedings. Linköping University Electronic Press, S. 241–250. doi: 10.3384/ecp1392a24.

**Pradko, Lee et al. 1966** Fred Pradko, Richard A. Lee und Victor Kaluza (1966). *Theory of Human Vibration Response*. Michigan, USA: U.S. ARMY TANK-AUTOMOTIVE CENTER.

**Rajamani 2012** Rajesh Rajamani (2012). *Vehicle Dynamics and Control*. Boston, MA: Springer US. ISBN: 978-1-4614-1432-2.

**Reichart 2013** Urs Reichart (2013). „Objektive Kriterien für Langstreckenkomfort bei Personenwagen“. Dissertation. Berlin: Technische Universität Berlin.

**Rericha 1986** Ivan Rericha (1986). „Methoden zur objektiven Bewertung des Fahrkomforts“. In: *Automobil Industrie* 2.86, S. 175–182.



- Rohrmann 1978** Bernd Rohrmann (1978). „Empirische Studien zur Entwicklung von Antwortskalen für die sozialwissenschaftliche Forschung“. In: *Zeitschrift für Sozialpsychologie* 9, S. 222–245. DOI: 10.1515/9783112468425.
- Rosenkranz, Altinsoy et al. 2018** R. Rosenkranz, E. Altinsoy, S. Gruschwitz und D. Shecke (2018). „Nutzung von Wahrnehmungsmerkmalen für die Beurteilung von Humanschwingungen – Wahrnehmungsmerkmale können als Grundlage für die systematische Beurteilung und Gestaltung von Ganzkörperschwingungen, dienen“. In: *VDI-Berichte* 2322, S. 253–263. ISSN: 0083-5560.
- Sam, Ghani et al. 2000** Y. M. Sam, M.R.H.A. Ghani und N. Ahmad (2000). „LQR controller for active car suspension“. In: *2000 TENCON Proceedings. Intelligent Systems and Technologies for the New Millennium (Cat. No.00CH37119)*. IEEE, S. 441–444. ISBN: 0-7803-6355-8.
- Scholz 1997** D. Scholz (1997). *Proportionalhydraulik: Grundstufe*. Berlin: Springer. ISBN: 978-3-540-62088-4.
- Soliman und Kaldas 2021** A. M. A. Soliman und M. M. S. Kaldas (2021). „Semi-active suspension systems from research to mass-market – A review“. In: *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control* 40.2, S. 1005–1023. ISSN: 1461-3484. DOI: 10.1177/1461348419876392.
- Song 2009** Xubin Song (2009). „Cost-Effective Skyhook Control for Semiactive Vehicle Suspension Applications“. In: *The Open Mechanical Engineering Journal* 3.1, S. 17–25. DOI: 10.2174/1874155X00903010017.
- Specovius 2008** Joachim Specovius (2008). *Grundkurs Leistungselektronik: Bauelemente, Schaltungen und Systeme ; mit 33 Tabellen. 2., aktualisierte und erw. Aufl. OnlinePlus*. Wiesbaden: Vieweg. ISBN: 978-3-8348-0229-3.
- Strandemar, Hjalmarsson et al. 2005** Katrin Strandemar, Håkan Hjalmarsson und Staffan Nordmark (2005). *On Objective Measures for Ride Comfort Evaluation*. Bd. 0505. Trita-S3-REG. Stockholm: KTH. ISBN: 91-7178-204-4.
- Tameson 2022** Tameson (2022). *Magnetventil - Wie sie funktionieren*. URL: <https://tameson.de/pages/magnetventil-wie-sie-funktionieren> (abgerufen am 16.12.2022).
- Utkin, Guldner et al. 2002** Vadim Utkin, Jürgen Guldner und Jingxin Shi (2002). „Sliding Mode Control in Electro-Mechanical Systems“. In: *Mathematical Problems in Engineering* 8, S. 451–473. DOI: 10.1201/9781420065619.
- van Ballegooij, Jager et al. 1993** Th. A. M. van Ballegooij, Tj. de Jager und P. van den Eijkel, Hrsg. (1993). *Technischer Lehrgang Stoßdämpfer*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag. ISBN: 978-3-528-04830-3.
- Wallentowitz 1988-1995** Henning Wallentowitz (1988-1995). „Aktive Fahrwerkstechnik“. In: *Fortschritte der Fahrzeugtechnik*. Bd. 10. Vieweg. ISBN: 978-3-663-00007-5.
- Wichert 2004** Georg von Wichert (2004). „Grundlagen der Regelungstechnik“. Vorlesungsfolien. Hamburg: Universität Hamburg. URL: [https://tams.informatik.uni-hamburg.de/lehre/2004ws/vorlesung/regelungstechnik/folien/Grundlagen%20der%20Regelungstechnik\\_02.pdf](https://tams.informatik.uni-hamburg.de/lehre/2004ws/vorlesung/regelungstechnik/folien/Grundlagen%20der%20Regelungstechnik_02.pdf) (abgerufen am 03.01.2023).
- Zhang und Yeddanapudi 2012** Fu Zhang und Murali Yeddanapudi (2012). „Modeling and Simulation of Time-Varying Delays“. In: *Proceedings of the 2012 Symposium on Theory of Modeling and Simulation* -

*DEVS Integrative M&S Symposium*. TMS/DEVS '12. San Diego, CA, USA: Society for Computer Simulation International. ISBN: 9781618397867.

**Zong, Guo et al. 2000** Changfu Zong, Konghui Guo und Hsin Guan (2000). „Research on Closed-Loop Comprehensive Evaluation Method of Vehicle Handling and Stability“. In: *SAE Technical Paper Series*. SAE Technical Paper Series. SAE International. doi: 10.4271/2000-01-0694.

## **Normen- und Standardverzeichnis**

**DIN EN 12299:2009-08 2009** DIN EN 12299:2009-08 (2009). *Bahnanwendungen — Fahrkomfort für Fahrgäste — Messung und Auswertung*.

**DIN ISO 8855:2013-11 2013** DIN ISO 8855:2013-11 (2013). *Straßenfahrzeuge – Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten – Begriffe*.

**ISO 2631-1:1997-07-15 1997** ISO 2631-1:1997-07-15 (1997). *Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration: Part 1: General requirements*.

**Richtlinie 92/21/EWG 1992** Richtlinie 92/21/EWG (1992). *RICHTLINIE 92/21 /EWG DES RATES vom 31 . März 1992 über Massen und Abmessungen von Kraftfahrzeugen der Klasse M1*.

**SAE J1060:201405 2014** SAE J1060:201405 (2014). *Subjective Rating Scale for Evaluation of Noise and Ride Comfort Characteristics Related to Motor Vehicle Tires*.

**VDI 2057 Blatt 1:2017-08 2017** VDI 2057 Blatt 1:2017-08 (2017). *Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen: Ganzkörper-Schwingungen*.

# Index

- Abkürzungen, xix
- Aktuator, 10
- Anhang, 79
- Eigenfrequenz, 82
- Fahrbahnunebenheiten, 53
- Fahrwerkregler, 51
- Fahrwerksteuergerät, 54
- Freiheitsgrad, 5
- Freilaufdiode, 54
- Frequenzbereich, 19
- Geräusche, 16
- Gewichtungsfunktionen, 20
- Gleitebene, 38
- Grenzfrequenz, 44
- Gütefunktional, 37
- Hochpassfilter, 44
- Kennfeld, 8
- Komfortbewertungsmethoden, 15
  - objektive, 19
    - AAP, 25
    - ISO 2631, 23
    - PSD, 25
    - RMS, 22
    - Standardabweichung, 26
    - VN, 26
  - subjektive, 16
- Koordinatensystem, 5
- Kurtosis, 28
- Lastfälle, 53
- Mehrkörpersimulation, 51
- Optimale Regelung, 37
- Proportionalventil, 10
- Regelalgorithmus, 51
- Regelstrategie, 33
  - Fuzzy-, 39
  - Groundhook-, 35
  - Hybride, 36
  - LQR, 37
  - Skyhook-, 33
  - SMC, 38
- Schnittstelle, 51
- Semi-Aktives Fahrwerk, 9
- Sitzschiene, 65
- Stoßdämpfer, 7
  - Aufbaudämpfer, 33
  - CDC-Dämpfer, 9
- Stromdynamik, 54
- Symbole
  - griechische, xvii
  - lateinische, xvii
- Transistor, 54
- Ungefederte Masse, 6
- Ventildynamik, 59
- Ventilstrom-Vorgaben, 51
- Windungswiderstand, 54